



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN



Diplomarbeit

Entwicklung und Konstruktion eines E-Scooter-Ständers für VR-Simulationen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Kartnig

(E307 Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, Forschungsbereich
Konstruktionslehre, Fördertechnik und Ecodesign)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Felix Luszczak



Wien, im Jänner 2023

Felix Luszczak BSc



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im Jänner 2023

Felix Luszczak BSc

Danksagung

In den folgenden Zeilen möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich auf dem Weg zur Umsetzung dieser Arbeit auf unterschiedlichste Weise unterstützt haben.

Auf der fachlichen Seite ist besonders Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Kartnig hervorzuheben, der mir mit seiner Erfahrung und Expertise in der Produktentwicklung sowohl die Abwicklung als auch das Umsetzen erleichtern konnte. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Markus Schneider für die teils langen, fachlichen Gespräche und den gelungenen Zusammenbau des E-Scooter-Ständers bedanken.

Ebenfalls bedanke ich mich bei Frau Dr. Martyna Fidler als Auftraggeberin für die ehrliche und unkomplizierte Kommunikation in jeder Phase der Produktentwicklung und für das Verständnis und die Geduld gegenüber der Verzögerung der Fertigstellung.

Meinen Eltern, meiner Schwester und meiner Partnerin Eva Fasching gebührt mein größter Dank. Ihr unterstützt mich immer, seid für mich da und schaut auf mich, wenn ich das nicht tue. Danke.

Zuletzt möchte ich mich auch bei meinen engsten Studienkollegen für das gemeinsame Lernen für unzählige Prüfungen bedanken. Geteiltes Leid ist halbes Leid!

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird die Produktentwicklung eines rollbaren (im Sinne von neigbar) E-Scooter-Ständers beschrieben, welcher die Realität möglichst gut abbilden soll. Diesen benötigt das Institut für Verkehrswesen von der Universität für Bodenkultur Wien um damit Simulationen durchzuführen.

Ausgehend von einer unscharfen Beschreibung des gewünschten Produktes werden die Anforderungen erarbeitet. Es wird ein umfangreiches Modell entwickelt, um das entstehende Moment aufgrund des Rollwinkels zu bestimmen. Aufbauend darauf werden viele Möglichkeiten in Betracht gezogen, um die Funktionalität des E-Scooter-Ständers zu erreichen, wobei fünf Ansätze konkreter behandelt werden. Mit dem Kunden gemeinsam erfolgt das Bewerten dieser Ansätze. Ein Entwurf mit horizontalen Federn wird schrittweise gestaltet und verbessert. Da erhebliche Unsicherheiten vorhanden sind, wird im Sinne des risikogerechten Konstruierens ein zweiter Entwurf grob gestaltet. Es gibt viele gegenseitige Abhängigkeiten, weswegen die Entwicklung nur in kleinen Schritten erfolgt. Den Abschluss des Entwicklungsprozesses stellt das Erstellen der Fertigungszeichnungen dar.

Nach der Inbetriebnahme und dem Testen erfolgt die Übergabe an den Kunden.

Abstract

This paper describes the product development of a rollable (in the sense of tiltable) e-scooter-stand, with the aim to represent reality as good as possible. The Institute of Transportation at the University of Natural Resources and Applied Life Sciences Vienna needs this stand to perform simulations.

Starting from a rough description of the desired product, the requirements are worked out. A comprehensive model was developed to determine the resulting moment due to the roll angle. Based on this, many possibilities were considered to achieve the functionality of the e-scooter stand, with five approaches being addressed more concretely. After evaluating these approaches with the customer together, there was the design with horizontal springs, which was designed and improved step by step. Since there was a lot of uncertainty, a second design was roughly designed in the spirit of risk-based design. There are many interdependencies, which is why the development could only be done in small steps. The final stage of the development process was the creation of the drawings.

After commissioning and testing, the handover to the customer took place.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Motivation	1
1.1	Ziel.....	1
1.2	Grund für die Produktentwicklung	1
1.2.1	Ursprünglicher E-Scooter-Ständer	2
1.2.2	Idealer E-Scooter-Ständer	4
1.3	Aufbau und Struktur der Arbeit	4
2	Klären und Präzisieren der Aufgabe	5
2.1	Entwicklung eines rollbaren E-Scooter-Ständer	5
2.1.1	Abweichungen zur Realität	6
2.2	Anforderungen und Wünsche	6
2.3	Anforderungsliste.....	11
2.4	Stand der Technik	15
2.4.1	Konkurrenzprodukte.....	15
2.4.2	Patentrecherche.....	17
3	Konzipieren	21
3.1	Funktionsstruktur	21
3.2	Wirkprinzipien	23
3.3	Wirkstruktur	32
3.4	Konkretisieren	34
3.4.1	Schaukel	34
3.4.2	Horizontale Federn	37
3.4.3	Schenkelfedern	41
3.4.4	Seilzug	43
3.4.5	Wiege.....	45
3.5	Bewerten	49
4	Entwerfen.....	53
4.1	Grobgestalten	53
4.2	Feingestalten	60
4.3	Risikogerechtes Konstruieren.....	75
4.4	Berechnung wesentlicher Komponenten	77
4.4.1	Gasdruckfedern	77

4.4.2	Schwert	78
4.4.3	Achse	82
4.4.4	Gewindespindel	83
4.4.5	Lagerberechnung	84
4.4.6	Biegebeanspruchung wesentlicher ITEM-Profile	85
4.4.7	Seil und Seilrollen	88
5	Ausarbeiten	91
5.1	Einzelteilzeichnungen wesentlicher Teile	91
5.1.1	Schwert	91
5.1.2	Klemmung	92
5.1.3	Schlitten	93
5.2	Zusammenstellungszeichnung	95
5.3	Stücklisten	95
6	Inbetriebnahme und Test	97
6.1	Testen	97
6.2	Einstellung des Rückstellmoments	102
7	Zusammenfassung und Ausblick	105
	Literaturverzeichnis	107
	Abbildungsverzeichnis	111
	Formelverzeichnis	113
	Tabellenverzeichnis	115
	Anhang A.1 - Berechnung des entstehenden Moments	116
	Anhang A.2 - Berechnung des entstehenden Moments Variante 2	120
	Anhang B - Herleitung der Klemmkräfte	122
	Anhang C – Trapezgewindespindel	123
	Anhang D - Lagerberechnung	124
	Anhang E - Einzelteilzeichnungen	125
	Anhang F - Zusammenstellungszeichnung	128
	Anhang G - Stücklisten	129

Genderhinweis:

Zum Zweck der leichteren Lesbarkeit des Textes wurde die geschlechterspezifische Differenzierung nicht durchgängig berücksichtigt. Im Sinne der Gleichberechtigung sind sämtliche personenspezifische Anführungen auf beide Geschlechter zu beziehen.

1 Einleitung und Motivation

Die Nutzung von E-Scootern hat in den letzten Jahren ein rasantes Wachstum erlebt. Genaue Zahlen sind schwer zu ermitteln, da aufgrund der Neuheit dieser Fortbewegungsart keine aussagekräftigen Statistiken vorhanden sind. Jedoch sind in der städtischen Umgebung E-Scooter-Fahrer keine seltenen Verkehrsteilnehmer. Ein Indikator für das Wachstum der Nutzung von E-Scootern ist die Anzahl der Unfälle, welche sich in Österreich vom Jahr 2020 auf das Jahr 2021 verdoppelt haben [1].

Aus diesen Gründen wird offensichtlich, dass diese neue Form der (Micro-) Mobilität wissenschaftlicher Untersuchung bedarf, um diese Verkehrsteilnehmer in Zukunft bei der Stadt- und Verkehrsplanung zu berücksichtigen. Dafür ist es notwendig, das Thema ganzheitlich zu untersuchen und zu verstehen. Ein Aspekt ist das Verhalten der Verkehrsteilnehmer. Unter anderem aufgrund der benötigten Instrumente ist es nicht möglich die Versuche im Straßenverkehr durchzuführen. Um aussagekräftige Daten zu erhalten muss die Umgebung und das Verhalten des E-Scooters während des Fahrens nachgebildet werden.

1.1 Ziel

Ziel dieser Arbeit ist die Produktentwicklung eines rollbaren (im Sinne von neigbar) E-Scooter-Ständers, welcher ein möglichst realitätsnahes Fahrgefühl vermittelt, ohne dass eine tatsächliche Vorwärtsbewegung stattfindet. Dieser E-Scooter-Ständer wird zur Simulation von Fahrten mit einem E-Scooter eingesetzt und stellt somit den haptischen Teil des Simulationsständers dar. Die Software für die Simulation wird nicht entwickelt.

1.2 Grund für die Produktentwicklung

Die Konstruktion wurde von Dr. Martyna Fidler vom Institut für Verkehrswesen von der Universität für Bodenkultur Wien in Auftrag gegeben, um damit unterschiedliche Versuche durchführen zu können, bei denen sich die Probanden mit dem E-Scooter durch eine virtuelle Realität bewegen.

Die Forschungsaspekte, welche Dr. Fidler bearbeitet, reichen von Untersuchungen des Verhaltens der Probanden im Verkehr, sowie deren Reaktion auf Gefahrensituationen, über den Vergleich der Aussagekraft von Experimenten in der virtuellen Realität gegenüber denen in der Realität, bis hin zur Analyse von Messwerten der Reaktion aufgrund äußerer Einflüsse.

Aufgrund einer eindeutigen Beziehung von Biomarkern und kognitiven Konzepten, wie zum Beispiel bestimmten Gehirnströmen und Stress, sind diese Daten authentisch,

während zum Beispiel bei einer Befragung ex post die erhaltenen Daten immer aufgrund der Sprache, sozialen Konzepten, etc., unscharf sind. Dies ist ein klarer Vorteil bei der Auswertung und Analyse der Versuche, welche auf gemessenen Daten beruhen. Um die elektrische Aktivität des Gehirns zu messen, werden unter anderem Daten mithilfe der Elektroenzephalographie gesammelt. Daher ist es aufgrund der Größe des Apparates und der Gefahren des Verkehrs nicht möglich, den Versuchsaufbau in der Umwelt durchzuführen. Die virtuelle Realität (virtual reality, VR) ist daher das am besten geeignete Mittel um aussagekräftige Messwerte zu generieren. Der zu entwickelnde E-Scooter-Ständer soll daher das Fahrverhalten in der Realität möglichst gut widerspiegeln.

Bei den Experimenten, welche in der virtuellen Realität stattfinden, bekommen die Probanden, bevor sie auf den eingespannten E-Scooter aufsteigen, eine VR-Brille. Nach dem Aufsetzen dieser Brille und dem Aufsteigen steuern die Probanden den E-Scooter in der virtuellen Realität. Gelenkt wird der E-Scooter wie in der Realität sowohl über die Lenkbewegung, als auch über die Neigung. Das Beschleunigen und das Verzögern erfolgen über die entsprechenden Elemente am E-Scooter. Somit ist der Unterschied zwischen dem Steuern der Fortbewegung in der Realität und in der virtuellen Realität gering.

1.2.1 Ursprünglicher E-Scooter-Ständer

Zu Beginn der Arbeit war an der Universität für Bodenkultur ein E-Scooter-Ständer in Verwendung, der den anfänglichen Anforderungen genügt hat, welche für einen ersten Versuchsaufbau identifiziert wurden. Nachdem die Experimente abgeschlossen waren, wurde deutlich, dass der ursprüngliche Ständer die ergänzten Anforderungen infolge der Veränderung der Untersuchungen nicht mehr erfüllen konnte. Eine detaillierte Beschreibung der identifizierten Anforderungen und Wünsche ist in Kapitel 2.2 angeführt. Der ursprüngliche E-Scooter-Ständer bestand aus einem starren Gestell, welches keine Rollbewegung zuließ, da der E-Scooter direkt über die Tretplattform eingespannt war. Das Steuern in der virtuellen Realität war ausschließlich über den Lenkeinschlag möglich. Dies spiegelte das Fahrgefühl auf einem E-Scooter unzureichend wider. In Abbildung 1 ist der ursprüngliche E-Scooter-Ständer samt eingespanntem E-Scooter zu sehen.

Um die Abweichung zwischen virtueller Realität und Realität zu reduzieren, wurde versucht die Rollbewegung im Nachhinein mit einfachen Mitteln zu ermöglichen. Dazu wurden zwischen den horizontalen Streben, welche den E-Scooter fixieren, und der Tretplattform, sowohl auf der Oberseite, als auch auf der Unterseite, elastische Elemente eingefügt. Ein solches Element ist in Abbildung 2 unter der vorderen Fixierung sichtbar. Als Material für die elastischen Elemente wurde Schaumstoff bzw. Gummi verwendet. Dies lieferte aber aus folgendem Grund keine ausreichende Verbesserung:



Abbildung 1: Ursprünglicher E-Scooter-Ständer



Abbildung 2: Ursprünglicher E-Scooter-Ständer mit Gummi-Elementen (rot umrandet)

Das Verhalten des Rollens wird anhand der zweidimensionalen Sichtweise beschrieben. In Abbildung 3 ist dies grafisch aufbereitet. Grau strichliert ist der Querschnitt der Tretplattform – dieser entspricht einem Trapez, dessen kurze Seite auf der Unterseite liegt – und schwarz durchgezogen sind die horizontalen Streben dargestellt. Aufgrund der Form des Querschnitts gibt es drei (quasi-)stabile Positionen. Erstens die Position der Mittellage, bei der die Eckpunkte 1 und 2 auf der horizontalen Strebe aufliegen, zweitens die nach rechts geneigte Position, gekennzeichnet dadurch dass die Eckpunkte 1 und 3 (rot) an den horizontalen Streben anstehen (diese Position ist dargestellt) und drittens die nach links geneigte Position, bei der die Eckpunkte 2 und 4 (blau) an den horizontalen Streben anstehen. Die Mittellage kann nur gehalten werden, wenn der gemeinsame Schwerpunkt vom Probanden und E-Scooter zwischen den Eckpunkten 1 und 2 liegen. Sobald der Schwerpunkt über einen Eckpunkt des Trapezes bewegt wird, kippt der E-Scooter über diesen Punkt. Zwischen diesen Positionen ist nur mit sehr viel Übung ein allmählicher Übergang möglich. Bei erstmaliger Verwendung kippt der Proband unerwartet über einen Eckpunkt und erreicht eine stabile Position beim maximal möglichen Neigungswinkel. Die elastischen Elemente übernehmen hier lediglich die Funktion den Anschlag zu dämpfen. Der umgekehrte Ablauf ereignet sich bei der Rollbewegung in die neutrale Ausgangsposition. Durch die Kombination des plötzlichen Kippens und der kleinen stabilen Mittelposition ist der unmittelbare, ungewollte Wechsel von der einen geneigten Lage in die andere – im dargestellten Fall wären dann die Punkte 2 und 4 (blau) in Kontakt zum Ständer – kaum zu verhindern und tritt dementsprechend oft auf. Ein daraus resultierendes Problem ist, dass mit fortschreitender Experimentdauer der vertikale Abstand zwischen den oberen und unteren horizontalen Streben größer wird.

Dies liegt daran, dass die Verbindungen des Gestells nicht darauf ausgelegt waren und dementsprechend nicht ausreichend fixiert werden können. Der größere Abstand hat zur Folge, dass eine größere Neigung möglich ist und der Anschlag dadurch stärker wird. Dies führt zu einer negativen Feedback-Schleife wodurch nach etwa 15 Minuten die horizontalen Streben neu fixiert werden müssen.

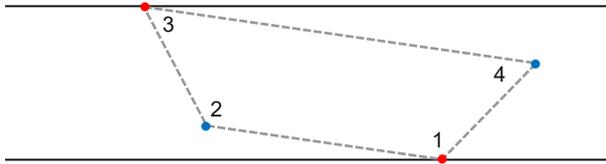


Abbildung 3: Rollverhalten

Aus den genannten Gründen ist es notwendig einen neuen E-Scooter-Ständer zu entwickeln.

1.2.2 Idealer E-Scooter-Ständer

Idealerweise werden alle in der Realität vorkommenden Kräfte und Bewegungen mit dem E-Scooter-Ständer simuliert, sodass kein Unterschied zwischen der virtuellen Realität und der Realität wahrzunehmen ist. Von zentraler Bedeutung ist es, eine kontinuierliche und kontrollierbare Rollbewegung zu realisieren. Die Bedeutung dieser beiden Eigenschaften wurde erst erkannt, nachdem dies bei dem ursprünglichen E-Scooter-Ständer nicht gegeben waren. Der E-Scooter-Ständer sollte für alle Personen verwendbar sein. Da der Einsatz einer VR-Brille bei vielen Personen ein Schwindelgefühl hervorruft und zusätzlich während der Verwendung des E-Scooter-Ständers der E-Scooter eine Rollbewegung erfährt, muss dafür gesorgt werden, dass keine Gefährdung für die Probanden entsteht.

1.3 Aufbau und Struktur der Arbeit

Der Kunde hat bereits zum Zeitpunkt der Auftragserteilung eine Beschreibung des gewünschten Produktes. Dies stellt den Startpunkt dar. Aufbauend auf dieser Grundlage erfolgt das Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung. In dieser Phase wird die Aufgabenstellung aufgearbeitet und Anforderungen und Wünsche des Kunden identifiziert. Zusätzlich wird der aktuelle Stand der Technik betrachtet, bei welchem nach Konkurrenzprodukten und Patenten gesucht wird. Anschließend wird in der Phase des Konzipierens ermittelt, welche Funktionen das Produkt umfassen muss und wie diese erfüllt werden können. Nachdem diese kombiniert und bewertet sind, erfolgt beim Entwerfen das Gestalten des Produktes. In der Phase des Ausarbeitens wird die Gestaltung endgültig festgelegt und fehlendes ergänzt. Abschließend erfolgen die Inbetriebnahme und ausgiebige Tests bevor das Produkt dem Kunden übergeben wird.

2 Klären und Präzisieren der Aufgabe

In diesem Kapitel werden zuerst die physikalischen Gegebenheiten, welche beim Fahren des E-Scooters wirken, ermittelt. Gemeinsam mit dem Kunden werden Anforderungen und Wünsche mittels der Hauptleitlinie erarbeitet. Basierend darauf werden diese, sofern möglich, mit Zahlenwerten, welche berechnet oder recherchiert werden, versehen. Das Ergebnis ist die Anforderungsliste, welche dem erweiterten Pflichtenheft entspricht und die Zusammenstellung aller relevanter Informationen zur Entwicklung darstellt. Die Anforderungsliste stellt einen Meilenstein dar, nach dem mit dem Konzipieren begonnen wird. Vor dem Konzipieren wird noch der aktuelle Stand der Technik durch die Suche nach Konkurrenzprodukten und durch eine Patentrecherche, welche auch sicherstellt, dass keine Patente verletzt werden, bestimmt.

2.1 Entwicklung eines rollbaren E-Scooter-Ständer

Die Fahrdynamik, welche ein E-Scooter aufweist, ist im Gegensatz zu dem Fahrverhalten von Fahrrädern bisher kaum untersucht [2], [3]. Die Beschreibung der Fahrdynamik von E-Scootern stellt jedoch nicht das Ziel dieser Arbeit dar. Daher werden einfache Zusammenhänge identifiziert, um eine Beschreibung zu ermöglichen.

Beim Fahren von einspurigen Fortbewegungsmitteln laufen unterschiedliche Prozesse simultan ab, welche es dem Fahrenden ermöglichen sich kontrolliert fortzubewegen. Für eine stabile Position benötigt jeder Körper mindestens drei Aufstandspunkte. Zusätzlich muss die Wirkungslinie der Summe aller Kräfte innerhalb der Fläche, welche die Aufstandspunkte aufspannen, liegen. Bei einspurigen Fahrzeugen sind nur zwei Aufstandspunkte vorhanden, wodurch die Fläche zu einer Linie entartet. Daher ist diese Konfiguration prinzipiell instabil. Dies ist ersichtlich bei geringen Geschwindigkeiten, bei welchen die Person die Wirkungslinie der Kräfte durch aktive Gewichtsverlagerung auf der Verbindungslinie der Aufstandspunkte hält. Gleiches gilt für das Durchfahren von Kurven, weswegen sich Personen in die Kurve neigen, um die veränderte Wirkungslinie aufgrund der wirkenden Zentrifugalkraft auszugleichen. Bei höheren Geschwindigkeiten gelten diese Zusammenhänge ebenso, jedoch treten weitere Phänomene auf, welche zu einer Stabilisierung beitragen.

Die Zentrifugalkraft ist eine Scheinkraft, welche in der kinematischen Beschreibung nach Newton nicht existieren, da dafür immer von einem Inertialsystem ausgegangen werden muss. Wird zur Beschreibung ein rotierendes und/oder beschleunigtes Bezugssystem, dies entspricht der Wahrnehmung eines E-Scooters Fahrers, gewählt, treten Scheinkräfte auf. Zu diesen zählt unter anderem auch die Zentrifugalkraft. Das Durchfahren einer Kurve, stellt eine Richtungsänderung dar, bei der die Beschleunigung und die entsprechende Kraft, bei der Betrachtung in einem Inertialsystem, Richtung Krümmungsmittelpunkt gerichtet ist. Bei Betrachtung aus Sicht des E-Scooter Fahrers

tritt eine entgegengesetzte Kraft – die Zentrifugalkraft – auf. In beiden Sichtweisen ist eine Rollbewegung notwendig, um das Gleichgewicht zu erhalten.

Die Rollbewegung ist daher ein zentrales Element beim Lenken. Deswegen soll der zu entwickelnde E-Scooter-Ständer diese ermöglichen. Wie in Kapitel 1.2.2 beschrieben, würde der ideale E-Scooter-Ständer alle Phänomene der Realität widerspiegeln. Dies ist jedoch nicht realistisch, da der E-Scooter während der Verwendung im Ständer keine Vorwärtsbewegung ausführen kann. Im Stillstand wirkt keine Zentrifugalkraft, wodurch die Neigung im Stillstand ein Moment verursacht, welchem entgegengewirkt werden muss, damit die Person nicht umfällt.

2.1.1 Abweichungen zur Realität

Das Gefühl, welches man während der Fahrt auf einem E-Scooter hat, ist maßgeblich von der Stabilität und dem Vorhandensein der Zentrifugalkraft beim Durchfahren einer Kurve abhängig. Die Stabilität kann durch Maßnahmen ausreichend angenähert werden. Das Fehlen der Zentrifugalkraft aufgrund des Stillstandes stellt jedoch eine Abweichung zur Realität dar, welche nicht ausgeglichen werden kann, weil dafür eine Bewegung notwendig ist.

2.2 Anforderungen und Wünsche

Die Anforderungen und Wünsche des Auftraggebers wurden in einem Gespräch am 10. Dezember 2021 identifiziert. Teilweise ist eine Recherche notwendig, bevor eine Anforderung quantifiziert und fixiert werden kann. Zusätzlich werden die Bedingungen vor Ort ermittelt. Die Restriktionen und Anforderungen werden nach Relevanz für die Konstruktion beschrieben und die identifizierten Werte begründet. Die Anforderungen und Wünsche erhalten eine eindeutige Nummer, wodurch es einfacher ist diese zu referenzieren. In Kapitel 2.3 sind die Anforderungen und Wünsche in der Anforderungsliste angeführt und verschiedenen Gruppen zugeordnet.

Bei der Entwicklung des rollbaren E-Scooter-Ständers ist die Funktion des Rollens von zentraler Bedeutung (Anforderung 2.1 *Maximaler Rollwinkel*). Diese Bewegung findet aber nur in einem gewissen Bereich statt. In einem Versuchsaufbau, der eine städtische Umgebung widerspiegelt, wurden neben verschiedenen Daten auch der Rollwinkel aufgezeichnet. Bei den acht Versuchsteilnehmern wurde beim Durchfahren einer Kurve ein durchschnittlicher Winkel von $17,1^\circ$ bestimmt und ein maximaler Winkel von 24° gemessen [4]. Um jedenfalls einen ausreichenden Rollwinkel bei den Versuchen in der virtuellen Realität zu gewährleisten, wird basierend auf diesen Daten, ein maximaler Rollwinkel von 25° festgelegt.

Aus der oben beschriebenen Voraussetzung für das Gleichgewicht bei zwei Aufstandspunkten, kann der Rollwinkel als Winkel der Wirklinie der resultierenden Kraft

gegenüber der Vertikalen aufgefasst werden. Dieser Winkel der Wirklinie zur Vertikalen kann jedoch nicht beliebig groß werden. Dies liegt daran, dass aufgrund der Haftreibung der horizontale Anteil der Aufstandskraft über den Haftreibungs-koeffizienten mit der Normalkraft in Verbindung steht (siehe 1a). Im vorliegenden Fall ist die Normalkraft mit der Gewichtskraft gleichzusetzen. Wird die Horizontalkraft zu groß, ist kein Gleichgewicht mit der Reibkraft möglich und der Roller haftet nicht mehr, wodurch Gleitreibung auftritt (siehe 1b). Der Reibungskoeffizient beschreibt somit das Verhältnis von Reibkraft zu Normalkraft und bestimmt dadurch die maximale Horizontalkraft. Der Tangens dieses Verhältnisses stellt einen Winkel dar, welcher somit direkt die maximale Neigung beschreibt. Für das visko-elastische Verhalten von Gummi ist der Zusammenhang jedoch deutlich komplexer und von weiteren Parametern abhängig. Daten hierfür sind aufgrund des komplexen Zusammenspiels schwer zu ermitteln. Näherungswerte sind in Tabelle 1 aufgeführt. Daraus geht hervor, dass der maximale Reibungskoeffizient im Bereich von ca. 0,6 liegt. Dies entspricht einem Winkel von 31°. Dieser ist geringfügig größer als der festgelegte Rollwinkel von 25°, wodurch diese Anforderung realitätsbezogen ist.

$$F_{H,r} \leq \mu_h * F_N \qquad F_{H,g} = \mu_g * F_N \qquad (1 \text{ a,b})$$

Stoffpaarung	Haftreibung	Gleitreibung	Quellen
Gummi-Asphalt	0,9	0,85	[5, p. 150]
Gummi-Beton	0,65	0,5	[5, p. 150]
Luftreifen-Asphalt	0,55	0,3	[6, p. 621f]
Luftreifen-Beton	0,65	-	[6, p. 621f]
Luftreifen-Pflaster	0,6	0,5	[6, p. 621f]

Tabelle 1: Haft- und Gleitreibungskoeffizienten

Damit jeder Rollwinkel kontrolliert eingenommen werden kann, muss in jeder Position ein Gleichgewicht möglich sein (Anforderung 2.2 *Kontinuierliches Rollen*).

Eine weitere Anforderung an das Rollverhalten ist, ausreichend Dämpfung im System zu haben, damit eine kontrollierte Änderung des Rollwinkels möglich ist. Ist dies nicht der Fall, würde ein Verhalten auftreten, bei dem die Person um die Mittellage schwingt (Anforderung 2.7 *Kein Schwingen möglich*).

Zusätzlich zum Neigen soll der Lenker bewegt werden können (Anforderung 2.5 *Minimaler Winkel für den Lenkeinschlag*). Diese Bewegung darf zu keinem Zeitpunkt eingeschränkt werden. Ein Lenkeinschlag von 60° soll möglich sein, da dieser Wert bei dem vorhandenen E-Scooter „Ninebot KickScooter E22E“, welcher für die bisherigen Versuche verwendet wurde, ermittelt wurde.

Damit das Neigen des E-Scooters unmittelbar und ohne Störeinfluss möglich ist, muss die Verbindung zwischen E-Scooter und Ständer spielfrei sein.

Eine offensichtliche Anforderung ist, dass der E-Scooter-Ständer in dem Labor für Virtuelle Realität an dem dafür vorgesehenen Platz stehen kann (Anforderung 1.1 *Maximale Größe*). Deswegen werden vor Ort die maximal möglichen Abmessungen bestimmt. Als Grundfläche stehen 2 m x 1,5 m zur Verfügung. Die Höhe des Raumes beträgt 2,9 m, jedoch sind in einem Abstand von ca. 1 m Lampen vorhanden, welche 0,4 m von der Decke hängen. Daher wird als maximal zulässige Höhe, auf der sich der Scheitel der Probanden befinden kann, 2,5 m festgelegt. Nachdem dieses Kriterium keine praktikable Beschreibung darstellt, wird im Folgenden die Höhe der Tretplattform berechnet. In der Norm DIN 33402-2 sind unterschiedlichste Werte für die Körpermaße des Menschen angeführt [7]. Die angeführten Werte sind die Ergebnisse einer Untersuchung der Wohnbevölkerung Deutschlands. Für Österreich konnten trotz ausführlicher Recherche keine wissenschaftlichen Quellen gefunden werden. Jedoch gibt es Perzentilkurven für Kinder aus Österreich und Deutschland bis zu einem Alter von 19 Jahren, beziehungsweise bis 18 Jahre [8], [9]. Aus diesen Daten, welche im selben Jahr publiziert wurden, geht hervor, dass der Unterschied zwischen den beiden Ländern vernachlässigbar ist. Aus diesem Grund sind die Werte aus der DIN-Norm auf die österreichische Bevölkerung übertragbar. In der Norm sind Körpermaße für Frauen und Männer, in vier Altersgruppen und dem 5%, 50% und 95% Perzentil angeführt. Der größte Wert für die Körperhöhe ist das 95% Perzentil von 18- bis 25-jährigen Männern, welches 1,91 m beträgt. Um keine Personen von dem Versuch auszuschließen, wird eine maximale Körpergröße von 2 m festgelegt. Somit ergibt sich eine maximale Höhe der Tretplattform des E-Scooters von 0,5 m.

Es muss sichergestellt werden, dass der E-Scooter-Ständer nicht kippt, ohne dass dieser am Boden befestigt werden muss (Anforderung 5.2 *Gestell darf nicht kippen*). Der Massenmittelpunkt des Systems Mensch - E-Scooter-Ständer muss daher wie oben beschrieben innerhalb der Fläche des E-Scooter-Ständers liegen. Der Massenmittelpunkt befindet sich bei einem stehenden Menschen, der die Arme zur Seite hängen lässt, bei ungefähr 56% der Körpergröße, gemessen von den Fußsohlen [10], [11]. Wenn die Neigung um die Verbindungslinie der beiden Räder erfolgt, wird der Körperschwerpunkt maximal 528 mm zur Seite bewegt (siehe (2)).

$$s = \sin(\varphi_{max}) * (h_{M,max} * 0,56 + h_{TPF}) \quad (2)$$

φ_{max}	maximaler Rollwinkel	25°
$h_{M,max}$	maximale Körpergröße	2 m
h_{TPF}	Höhe der Tretplattform	0,13 m

In dieser Berechnung ist noch nicht das Gewicht des E-Scooters und des E-Scooter-Ständers berücksichtigt, wodurch die Verschiebung des Gesamtschwerpunktes reduziert wird. Daher ist eine minimale Breite von 1 m erforderlich.

Um die Verwendung des E-Scooter-Ständers für unterschiedliche Personen zu ermöglichen, ist es notwendig diesen anpassbar zu konstruieren (Anforderung 6.4 *Verstellbar*). Dadurch wird gewährleistet, dass jeder Proband eine auf Körpergewicht und Körpergröße bezogene, vergleichbare Einstellung erhält. Der Vorgang des Verstellens darf maximal 10 Minuten in Anspruch nehmen. Weiters ist von Vorteil, wenn die Verstellung stufenlos möglich ist, da nur dann jeder Proband die gleichen Einstellungen, bezogen auf Körpergröße und Gewicht, erhält (Wunsch 6.5 *Verstellbar*).

Um zu berechnen, in welchem Bereich die Einstellung möglich sein muss, ist es notwendig das Gewicht und die Körpergröße der Probanden einzuschränken (Anforderung 6.1 *Zulässige Masse der Person* & Anforderung 6.2 *Zulässige Größe der Person*). Die maximale Körpergröße wurde bereits oben mit 2 m festgelegt. Die maximal zulässige Masse des Fahrers wird durch den E-Scooter „Ninebot KickScooter E22E“ vorgegeben, da dieser mit maximal 100 kg belastet werden kann [12]. Dies ist der Grenzwert des Herstellers, weshalb dieser Wert herangezogen wird. Als untere Grenze für die Körpergröße werden 1,3 m festgelegt, da die Probanden jedenfalls größer als die Höhe der Lenkstange des E-Scooters von der Tretplattform, welche 0,98 m beträgt, sein müssen. Kinder in einem Alter von 8,5 Jahren haben im Mittel bereits eine Körpergröße von 1,3 m [8], [9]. In diesem Alter beträgt der Median des Gewichts knapp unter 30 kg [9]. Das Minimalgewicht wird daher mit 30 kg festgelegt.

Mit den festgelegten erlaubten Körpermaßen und der Anforderung, dass in jeder Winkellage Gleichgewicht möglich sein soll, kann nun das erforderliche Rückstellmoment berechnet werden, welches das entstehende Moment aufgrund der Neigung zur Seite, ausgleicht (Anforderung 3.1 *Moment bei maximalen Rollwinkel*). Die ausführliche Berechnung des Verlaufs des entstehenden Moments ist im Anhang A.1 angeführt. Durch diese Berechnung sind die zu erwartenden Kräfte bereits in der Phase des Konzipierens bekannt und werden berücksichtigt. Aufgrund der oben definierten Grenzen für die Körpergröße und das Körpergewicht entstehen unterschiedliche Momente. Um die Anzahl der zu überprüfenden Gewichts-Körpergrößen-Kombinationen gering zu halten, werden lediglich die Paarungen berücksichtigt, welche minimal, dies entspricht Referenzfall 1, bzw. maximal, dies entspricht Referenzfall 2, sind. In Tabelle 2 sind die Referenzfälle mit den entsprechenden Kombinationen angeführt. Zusätzlich sind noch die Werte für einen nach DIN 33402-2 durchschnittlichen Mann sowie Frau angegeben [7]. Zusätzlich zu den Angaben der Körpergröße und des Gewichts ist das entstehende Moment bei der maximalen Neigung von 25° angeführt.

Die Extremwerte bei einem Rollwinkel von 25° betragen je nach Körpergröße und Gewicht 126 bis 539 Nm. Diese gelten unter der Annahme, dass die Drehachse auf Höhe der Aufstandspunkte der Reifen liegt.

	Körpergröße [m]	Gewicht [kg]	Moment bei 25° Neigung [Nm]
Referenzfall 1	1,30	30	125,8
Referenzfall 2	2,00	100	538,7
Durchschnittlicher Mann	1,75	79	372,5
Durchschnittliche Frau	1,63	66	297,1

Tabelle 2: Referenzfälle und Beispielfälle mit dem entstehenden Moment

Wünschenswert ist es, die Größe des E-Scooter-Ständers reduzieren zu können (Wunsch 1.2 *Verkleinerbar*). Dadurch kann dieser bei Bedarf platzsparend gelagert werden.

Damit zwei Personen den E-Scooter-Ständer transportieren können, wird ein Maximalgewicht von 50 kg festgelegt (Anforderung 3.2 *Maximales Gewicht*). Diese Belastung entspricht einer „erhöhten Belastung“, jedoch an der Grenze zur „geringen Belastung“ [13]. Dies führt im Allgemeinen zu keinen körperlichen Problemen.

Um den E-Scooter-Ständer leichter auf Messen zu Demonstrationszwecken mitzunehmen, wurde der Wunsch der Transportierbarkeit geäußert (Wunsch 6.3 *Transportierbar*). Ist der Wunsch nach Reduzierung der Größe erfüllt, ist anzunehmen, dass dieser Wunsch auch erfüllt ist, weil eine enge Abhängigkeit gegeben ist. Jedoch sind diese Wünsche nicht ident, wodurch beide in die Anforderungsliste aufgenommen werden.

Um die Abweichungen zur Realität möglichst gering zu halten, ist es notwendig, dass am Befestigungspunkt zwischen E-Scooter und Ständer keine Relativbewegung möglich ist, sondern diese starr miteinander verbunden sind (Anforderung 2.3 *Feste Verbindung*).

Da derselbe E-Scooter für Versuchsaufbauten bzw. Validierungen des Versuches in der Realität verwendet werden soll, ist es notwendig diesen innerhalb von kurzer Zeit entnehmen zu können (Anforderung 2.4 *E-Scooter entnehmbar*).

Der Ständer darf keinen Stromanschluss und sonstige elektronische Bauteile aufweisen. Die ganze Kinematik muss daher mechanisch oder hydraulisch gestaltet werden (Anforderung 4.1 *Kein Stromanschluss*).

Es muss zu jedem Zeitpunkt die Sicherheit des Probanden auf dem E-Scooter und beim Auf- und Absteigen sichergestellt sein (Anforderung 5.1 *Person darf nicht herunterfallen* & Anforderung 5.3 *Kein Einklemmen im Betrieb möglich*). Da die Person während der Verwendung eine VR-Brille trägt und daher die unmittelbare Umgebung nicht wahrnimmt, ist insbesondere darauf zu achten, dass die Höhe der Tretplattform gegenüber dem Untergrund nicht höher ist als in der Realität. Dadurch ist die Person mit den geometrischen Verhältnissen bereits vertraut. Infolgedessen können Stürze

aufgrund von stolpern oder ins Leere steigen verhindert werden. Generell soll die Geometrie des Ständers so ausgelegt werden, dass Stürze verhindert werden und ein Einklemmen nicht möglich ist.

Der Aufstellungsort befindet sich in einem geheizten Innenraum. Daher sind Witterungseinflüsse nicht zu berücksichtigen (Anforderung 10.1 *Verwendung in Innenräumen*).

Die Fertigung und Montage erfolgt am Institut für Konstruktionslehre, Fördertechnik und Ecodesign an der Technischen Universität Wien und der Transport des Ständers an das Institut für Verkehrswesen der Universität für Bodenkultur Wien erfolgt im zusammengebauten Zustand (Anforderung 7.1 *Eigene Fertigung* & Anforderung 8.1 *Montage im Labor des Instituts* & Anforderung 9.1 *Teilweise zerlegter Transport*).

Der Ständer ist so zu konzipieren, dass dieser wartungsfrei ist (Anforderung 11.1 *Wartungsfreiheit*).

Wünschenswert ist, dass Erweiterungen, wie zum Beispiel eine Rüttelplatte, welche die Unebenheit des Bodens wiedergeben kann, später ergänzt werden können (Wunsch 1.3 *Spätere Erweiterungen anzubringen*).

Unter Umständen wirkt sich nicht nur der Untergrund auf das Fahrverhalten der E-Scooter Fahrer aus, sondern auch, ob diese gerade bergauf oder bergab fahren. Um zu untersuchen, ob dies der Fall ist und um die Realität möglichst gut wiederzugeben, wird der Wunsch Nicken zu ermöglichen in die Anforderungsliste aufgenommen (Wunsch 2.6 *Nicken ermöglichen*). Der E-Scooter „Ninebot KickScooter E22E“ kann Steigungen bis 15% bewältigen [12]. Dies entspricht einem Winkel von 8,5°. Es können steilere Neigungen bergab gefahren werden, weshalb ein Winkel von 10° festgelegt wird.

Als Entwicklungsende ist Ende März 2022 vorgesehen (Anforderung 12.1 *Entwicklungsende*). Die Übergabe soll 2 Monate später erfolgen (Anforderung 12.2 *Übergabe*).

2.3 Anforderungsliste

Mit den im vorherigen Kapitel abgeleiteten Anforderungen und Wünschen (W) wird die unten dargestellte Anforderungsliste aufgestellt und mit den identifizierten Werten befüllt. Die Gliederung erfolgt nach [14, p. 226], wobei nur die relevanten Kategorien für diese Produktentwicklung angeführt sind.

Bei den Anforderungen wird zwischen Festforderungen (FF), Bereichsforderungen (BF) und Zielforderungen (ZF) unterschieden. Bei den Festforderungen muss der vorgegebene Werte erreicht werden, bei Bereichsforderungen ist jeder Wert in dem

angegebenen Bereich in Ordnung und bei der Zielforderung gibt es einen optimalen Wert der erreicht werden soll.

Elf Anforderungen haben sich im Nachhinein geändert oder wurden ergänzt. Dies ist mit dem jeweiligen Änderungsdatum in der Anforderungsliste gekennzeichnet. Die notwendigen Änderungen sind durch den höheren Detaillierungsgrad in späteren Phasen des Produktentwicklungsprozesses ersichtlich geworden oder wurden vom Kunden ergänzt. Die Änderungen werden an dieser Stelle kurz chronologisch beschrieben, wobei auf die terminlichen Anforderungen nicht eingegangen wird, da diese aufgrund des unterschätzten Aufwandes nicht einzuhalten waren.

Der Wunsch 2.6 (*Nicken ermöglichen*) wurden entfernt, da dieses Verhalten in der Realität von außen vorgegeben wird. Somit kann dieses Verhalten nur durch externe Kräfte erzeugt werden, wofür ein Stromanschluss notwendig ist, was aufgrund der Anforderung 4.1 (*Kein Stromanschluss*) nicht zulässig ist. Deswegen wurde dies als mögliche Erweiterung, welche später anzubringen ist (Wunsch 1.3 *Spätere Erweiterungen anzubringen*), betrachtet.

Der Wunsch 1.3 wurde wenig später aufgrund der vagen Formulierung, welche keine Konstruktionsgrundlage darstellt, entfernt.

Die Anforderung 7.2 (*Bearbeiten des E-Scooters*) wurde ergänzt, als die Wirkprinzipien für die starre Verbindung zwischen E-Scooter und Ständer erarbeitet wurden. Auf Nachfrage wurde bestätigt, dass keine Veränderungen am E-Scooter vorgenommen werden dürfen.

Die Anforderung 6.6 (*Verstellbar*) bzw. der Wunsch 6.7 (*Verstellbar*) wurden vom Kunden bei Präsentation des E-Scooter-Ständers nach der Grobgestaltung ergänzt. Die Gründe dafür waren, dass die Versuche, welche zwangsläufig Änderungen der Einstellungen benötigen, auch durchgeführt werden können, wenn nur eine Person, abgesehen vom Probanden, vor Ort ist, weswegen Anforderung 6.6 (*Verstellbar*) ergänzt wurde. Um eine Flexibilität hinsichtlich neuer Versuchsaufbauten zu haben, wurde der Wunsch 6.7 (*Verstellbar*) ergänzt.

Die Anforderung 3.2 (*Maximales Gewicht*) wurde aus der Anforderungsliste entfernt, als erkannt wurde, dass diese Anforderung nicht einzuhalten ist. Für den Kunden stellt dies kein Problem dar, da aufgrund der Größe sich ein Transport als schwierig gestaltet.

Bei der anschließenden Feingestaltung wurde die Anforderung 7.1 (*Eigene Fertigung*) und 9.1 (*Zusammengebauter Transport*) abgeändert, da offensichtlich wurde, dass diese Anforderungen nicht eingehalten werden können.

			Rollbarer E-Scooter-Ständer	Felix Luszczak	31.08.2022
			Produkt	Bearbeiter	Datum
Änderung	FF	Anforderungsliste			
	BF				
	ZF	Nr.	Bezeichnung, Merkmal	Wert, Daten, Erläuterung	
	W				
			Geometrie		
	BF	1.1	Maximale Größe	2x1,5x0,5 m (LxBxH) (Höhe der Tretplattform)	
	W	1.2	Verkleinerbar		
	W	1.3	Spätere Erweiterungen anzubringen		
01.22	W	1.3a	-----		
			Kinematik		
	FF	2.1	Maximaler Rollwinkel in beide Richtungen	25°	
	FF	2.2	Kontinuierliches Rollen	In jeder Winkellage ist ein Gleichgewicht möglich	
	FF	2.3	Feste Verbindung	Keine Relativbewegung zwischen Roller und Halterung	
	FF	2.4	E-Scooter entnehmbar	Maximal 5 Minuten	
	FF	2.5	Minimaler Winkel für den Lenkeinschlag	60°	
	W	2.6	Nicken ermöglichen	10° (beidseitig)	
01.22	W	2.6a	-----		
	FF	2.7	Kein Schwingen möglich		
			Kräfte		
	FF	3.1	Moment bei maximalen Rollwinkel	126 bis 539 Nm	
08.22	FF	3.1a	Moment bei maximalen Rollwinkel	21 bis 108 Nm	
	BF	3.2	Maximales Gewicht	50 kg	
04.22	BF	3.2a	-----		
			Energie		
	FF	4.1	Kein Stromanschluss		
			Sicherheit		
	FF	5.1	Person darf nicht herunterfallen		
	FF	5.2	Gestell darf nicht kippen	1 m Mindestbreite bei Neigung um die Verbindungslinie der Reifen	
	FF	5.3	Kein Einklemmen im Betrieb möglich		

			Ergonomie	
	FF	6.1	Zulässige Masse d. Person	30 bis 100 kg
	FF	6.2	Zulässige Größe d. Person	1,3 bis 2 m
	W	6.3	Transportierbar	
	BF	6.4	Verstellbar	Maximal 10 Minuten
	W	6.5	Verstellbar	Stufenlos
04.22	FF	6.6	Verstellbar	Alleine möglich
04.22	W	6.7	Verstellbar	Während der Verwendung
			Fertigung	
	FF	7.1	Eigene Fertigung	Bearbeitungsmöglichkeiten: Fräsen, Drehen, Sägen, Schweißen
05.22	FF	7.1a	Eigene Fertigung, einzelne Teile in Fremdfertigung	Bearbeitungsmöglichkeiten: Fräsen, Drehen, Sägen, Schweißen
01.22	FF	7.2	Bearbeiten des E-Scooter	Nicht möglich
			Montage	
		8.1	Im Labor des Institutes	
			Transport	
	FF	9.1	Teilweise zerlegt transportiert	
05.22	FF	9.1a	Zusammengebauter Transport	
			Gebrauch	
	FF	10.1	Im Innenraum	
			Instandhaltung	
	FF	11.1	Wartungsfrei	
			Termin	
	BF	12.1	Entwicklungsende	bis März 2022
03.22	BF	12.1a	Entwicklungsende	bis Mai 2022
	BF	12.2	Übergabe	bis Mai 2022
03.22	BF	12.2a	Übergabe	bis August 2022
07.22	BF	12.2b	Übergabe	bis Oktober 2022

Tabelle 3: Anforderungsliste

2.4 Stand der Technik

Um ein Produkt zu entwickeln, ist es notwendig, vorab eine ausführliche Recherche durchzuführen, damit der aktuelle Stand der Technik berücksichtigt wird. Dies gelingt, indem die Produkte der Konkurrenz analysiert und Neuentwicklungen beobachtet werden. Des Weiteren muss bei der Produktentwicklung darauf geachtet werden, dass kein Patent verletzt wird. Um dies sicherzustellen, muss eine Patentrecherche durchgeführt werden. Zusätzlich ermöglicht diese Recherche, Ideen zu generieren, welche ohne das Wissen über die Konkurrenz oder Patente nicht entstehen würden.

Im Folgenden wird der Suchvorgang sowie die Resultate der Recherche beschrieben, wobei die Sucheingaben durch die Symbole «» gekennzeichnet sind.

2.4.1 Konkurrenzprodukte

Zuerst wird in der Suchmaschine Google nach «E-Scooter AND (Simulator OR Simulation)» gesucht, um herauszufinden, ob bereits ein Produkt am Markt vorhanden ist und ob nicht dieses als E-Scooter-Ständer eingesetzt werden kann. Nach Ausschluss von klassischen Handy- und Computerspielen verbleibt ein Suchergebnis. Dieses ist der „E-Scooter Simulator“ von Simutech [15], welcher den Bildern zufolge fest eingespannt ist und keine Rollbewegung erlaubt. Daher ist dieses Produkt für die Aufgabenstellung ungeeignet und liefert außer der Art der Befestigung keine Ideen. Zusätzlich wurde ein „Electric Scooter Riding Simulator“ von EMOTION [16] gefunden, welcher allerdings für Roller, auf denen der Benutzer sitzt und welche ein Kennzeichen benötigen, konzipiert ist. Daher kann dieser auch nicht verwendet werden. Ideen konnten damit keine generiert werden, da keine Information über die Gestaltung des passiven Rollmechanismus vorhanden war.

Nachdem diese Suche zu wenigen Ergebnissen geführt hat, wird nach «Motorrad Simulator», «motorcycle simulator» bzw. «motorcycle driving simulator» gesucht. Der Grund dafür ist die Annahme, in dieser Branche mehr Produkte zu finden, da das Motorradfahren eine Sportart ist und Simulatoren eingesetzt werden können um diese zu trainieren. Mit diesen Sucheingaben können folgende acht Hersteller und eine Forschungsgruppe einer Universität gefunden werden, wobei das Zielpublikum nicht nur Sportler, sondern auch Personen sind, welche das Motorradfahren lernen:

- LeanGP [17]
Dieses Unternehmen bietet zwei Simulatoren an, welche entwickelt wurden, um Videospiele spielen zu können. Dafür sitzt der Fahrer auf einem generischen Motorrad und steuert dieses dementsprechend. Dem Aufbau nach zu urteilen werden Aktuatoren verwendet.

- Cruden [18]
Dieses Unternehmen bietet einen Simulator an, bei dem das Motorrad mit einem Hexapod verbunden ist. Dieser reagiert auf die Eingaben, wie zum Beispiel die Gewichtsverlagerung oder das Bremsen des Fahrers, indem die Aktuatoren das Motorrad bewegen. Es ist eine Bewegungsfreiheit um alle sechs Freiheitsgrade gegeben. Mit diesem Simulator können erfahrene Motorradfahrer trainieren und Rennsimulationen durchführen.
- Cesium [19]
Dieses Unternehmen ist die Unterhaltungsabteilung von Cruden. Der „Moto GP Style Simulator“ ist für Spielhallen entwickelt worden. Die Bewegungssystem-Technologie, welche in den letzten zehn Jahren entwickelt wurde, ist in diesem kompakten und realistischen Simulator eingebaut. Es ist nicht beschrieben, wie die Rollbewegung ermöglicht wird, jedoch ist ein Stromanschluss, welcher auf Aktuatoren hindeutet, notwendig und es sind zwei Federn zu sehen. Das Gewicht beträgt 150 kg, die benötigte Fläche 2 x 1,5 m, bei einer empfohlenen Mindesthöhe von 2,6 m und die Kosten betragen 18.500 €.
- Moto Trainer [20]
Der gleichnamige Simulator ist entwickelt worden, um Rennfahrer zu trainieren. Jedes funktionierende Sport-Motorrad kann schnell eingespannt werden und da der Simulator faltbar ist, kann dieser transportiert werden. Rollwinkel bis zu 30° werden ermöglicht, wobei durch die Recherche nicht identifiziert werden konnte, wie dies bewerkstelligt wird. Auf Bildern sind Federn zu erkennen, jedoch ist bei besseren Varianten ein Neigungsmotor inkludiert. Das Gewicht beträgt 200 kg, die benötigte Fläche 2,4 x 2,4 m und die Kosten betragen 4.900 bis 14.900 €.
- Simumak [21]
Der Motorradsimulator „SIMESBIKE“ wurde für die Ausbildung von Fahrern im Straßenverkehr entwickelt. Es kann die Sitzposition von zwei verschiedenen Motorrädern wiedergegeben werden. Dem Aufbau nach zu urteilen werden Aktuatoren, die eine Bewegung in zwei Freiheitsgraden ermöglichen, verwendet.
- LANDER [22], [23]
Der „Motorcycle driving simulator 1.0.“ wurde zum Trainieren von möglichen Verkehrssituationen, der „Motorcycle driving simulator 2.0.“ zum Trainieren für professionelle Fahrer, entwickelt. Es kann jedes Motorrad eingebaut werden. Wie die Realität wiedergespiegelt wird, ist nicht beschrieben, jedoch sind zwei Druckfedern und Gaszugfedern zu erkennen. Da unter anderem Schlaglöcher simuliert werden und der Widerstand der Lenkung sich mit der Geschwindigkeit ändert, müssen Aktuatoren verwendet werden.

- **TECKNOTROVE [24]**
Der „TecknoSIM Motorcycle Driving Simulator“ ist für die Ausbildung von Fahrern entwickelt worden. Das Motorrad, auf welchem der Fahrer sitzt, ist ein Replikat, wobei verschiedene Typen zur Verfügung stehen. Dieses ist auf einer, in drei Freiheitsgraden elektrisch beweglichen Plattform befestigt, um das realistische Fahrgefühl wiederzugeben.
- **SIMFOR [25]**
Der Simulator „Moto-Sim“ wurde für die Ausbildung von Fahrern entwickelt. Es wird ein echtes Motorrad verwendet, welches mit der Konstruktion fest verbunden ist. Es sind Bewegungen in zwei Freiheitsgraden möglich. Es konnte nicht herausgefunden werden, wie dies bewerkstelligt wird, jedoch ist auf Bildern eine Plattform zu sehen, welche wahrscheinlich mit Aktuatoren bewegt wird.
- **Motorcycle Dynamics Research Group of the University of Padua [26]**
Der Simulator „SafeBike“ wurde entwickelt, um die Sicherheit und das Fahrkönnen der Fahrer zu erhöhen. Es sind Rotationen um alle Achsen und zusätzlich eine Lateralbewegung möglich. Es wird ein Replikat eines Motorrads verwendet, welches mit Aktuatoren angesteuert wird, um das dynamische Verhalten zu replizieren.

Die Recherche hat einen Einblick in die Thematik gegeben und gezeigt, dass es keinen Ständer bzw. Simulator für E-Scooter gibt, sehr wohl jedoch etliche für Motorräder. Unter den Suchergebnissen ist kein Ständer, den der Kunden einsetzen kann. Alle gefundenen Simulatoren funktionieren mit Aktuatoren, wobei keine genaueren Informationen über die Gestaltung und Auslegung gefunden werden konnte.

2.4.2 Patentrecherche

Auf diesen Ergebnissen aufbauend startet die Patentrecherche mit der Patentsuche in der Datenbank Espacenet, indem nach Patenten der oben genannten Hersteller bzw. den Forschungsgruppen gesucht wird. Dies liefert keine Ergebnisse.

Auch in der Patentrecherche wird nach «E-Scooter AND (Simulator OR Simulation)» gesucht. Es gab 19 Treffer, wobei keiner davon passend ist.

Wie bei der Suche nach Produkten werden nun Motorräder betrachtet. Die Suche «(Motorrad OR motorcycle) AND (Simulator OR simulation)» ergibt 6.256 Treffer. Diese Anzahl ist zu groß, weswegen die Suche eingegrenzt werden muss. Deswegen wird «AND (Rollen OR roll)» hinzugefügt, um nur nach Simulatoren zu suchen, welche die Rollbewegung ermöglichen. Dies resultiert in 1.176 Treffern, was ebenfalls eine unüberschaubar große Anzahl darstellt.

Die beste Methode um ausschließlich nach relevanten Ergebnissen zu suchen ist der Einsatz von Klassen der International Patentklassifikation (IPC). Bei dieser Klassifikation werden die Patentdokumente auf oberster Ebene in acht Sektionen,

welche nochmals jeweils vier weitere Ebenen besitzen, eingeordnet. Die zutreffenden Klassen zu identifizieren ist aufgrund der komplexen Fragestellung nicht einfach. Die Klasse „B62H7/00: Vorrichtung zum Lernen des Radfahrens, soweit nicht anderweitig vorgesehen, z.B. zur Unterstützung des Gleichgewichts“ wird als zutreffend identifiziert. Mit diesem zusätzlichen Filter ergibt die vorherige Suche sechs Treffer. Dies scheint eine sehr starke Eingrenzung zu sein, weswegen in den gefundenen Treffern nach weiteren passenden IPC-Klassen gesucht wird. Nach Sichtung der IPC-Klassifikationen der Suchergebnisse, wird die Suchanfrage nach den untenstehenden IPC-Klassen gefiltert:

- G09B9/058: Simulatoren für Unterrichtszwecke oder Ausbildungszwecke für den Unterricht im Bedienen von Fahrrädern oder Motorrädern
- G09B9/042: Simulatoren für Unterrichtszwecke oder Ausbildungszwecke für den Unterricht im Betätigen von Landfahrzeugen, wobei in einem echten Fahrzeug simuliert wird
- A63B22/00: Übungsgeräte, besonders ausgebildet zum Trainieren des Kreislaufs, der Beweglichkeit oder der Bewegungskordinierung
- B62H7/00: Vorrichtung zum Lernen des Radfahrens, soweit nicht anderweitig vorgesehen, z.B. zur Unterstützung des Gleichgewichts

Dies resultiert in 124 Treffern, welche alle berücksichtigt werden. Nur relevante Patente bzw. Patentanmeldungen werden angeführt und kurz beschrieben. Ähnliche Vorrichtungen werden nur einmal beschrieben. Des Weiteren wird nur auf die Konstruktion eingegangen, da die Sensorik, um die Fortbewegung in der virtuellen Realität darzustellen, nicht Teil dieser Produktentwicklung ist.

- DE3612383A1 Vorrichtung zur Simulation einer Motorradfahrt
In diesem Patent wird eine Motorradfahrt simuliert, indem das Motorrad um eine tieferliegende Achse drehbar gelagert ist. An einem Hebelarm, welcher unterhalb der Achse liegt, greifen Federn, Elektromotoren über Zahnriemen und hydraulische Antriebe an, um die Kräfte beim Fahren zu simulieren.
- EP0406729B1 Fahrtsimulation eines Motorrades
Bei diesem Patent ist das Replikat auf einem Schlitten befestigt, der in einem Bogen bewegt werden kann. Zusätzlich sind Führungen vorhanden und das Motorrad kann seitlich verschoben werden, wodurch es in allen sechs Freiheitsgraden beweglich ist. Die Bewegung erfolgt dabei über Motoren.

- EP3438951B1 Vorrichtung für haptische Rückmeldung für Lenksimulation
Bei diesem Patent besteht die Konstruktion aus einem Rahmen und einer neigbaren Einheit, wobei die Drehachse schräg liegt und nahe des Körperschwerpunktes des Menschen ist. Diese kann mit einem Motor angesteuert werden.
- KR20180047466A Motorcycle simulation game system
Hierbei sitzt der Fahrer auf einem Replikat, welches die Rollbewegung ermöglicht, indem die Achse unterhalb liegt. Wodurch die Bewegung gesteuert ist, wird nicht beschrieben.
- US4887967A High performance motorcycle simulator
Das Motorrad wird mithilfe einer Aufnahme befestigt, welche Rotationen um zwei Achsen ermöglicht. Die Aufnahme ist auf einer Plattform befestigt, welche sich in vier Freiheitsgraden bewegen lässt. Die Bewegung erfolgt über Aktuatoren.
- DE3400518C1 Vorrichtung zum Verschwenken eines Unterhaltungs-Fahrsimulators
In diesem Patent wird beschrieben, dass die Grundplatte, welche zylinderscheibenförmige Seitenwände aufweist, damit der Abstand zwischen der rotierenden Platte und dem Gestell gleich bleibt, über einen Motor drehbar ist. Zusätzlich gibt es Federn, die an einem Hebelarm angreifen.
- JP2003005622A Riding Simulator
Hierbei sollen die Radialkräfte, die bei der Neigung entstehen, durch eine Kugelumlaufspindel, welche von einem Aktuator angesteuert wird, aufgenommen werden.
- KR20170033780A The bike simulator
Dieses Patent beschreibt einen Fahrradsimulator, bei dem das Fahrrad über die Hinterachse mit dem Ständer verbunden ist. Die Rollbewegung erfolgt um eine Drehachse, welche in etwa auf der Höhe der Aufstandspunkte liegt und wird über einen Aktuator angesteuert.
- CN113570939A Virtual reality type motorcycle simulation driving system based on six-degree-of-freedom platform
Wie bei Simulator von CRUDEN wird hier das Motorrad an einer Plattform befestigt, welche mittels sechs Aktuatoren Bewegungen in alle sechs Freiheitsgrade ermöglicht.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass viele Patente bzw. Patentansprüche sehr ähnlich sind. Alle verfügen über Motoren oder Aktuatoren. Mechanische Mittel zur Kräfteerzeugung finden kaum Verwendung. Die Rollbewegung erfolgt meistens um eine horizontale Drehachse, welche unter dem Motorrad oder in Höhe der Reifen liegt. Selten ist die Drehachse geneigt, wobei sie in diesen Fällen nach vorne geneigt ist. Das Nicken

erfolgt entweder über Achsen in unterschiedlicher Höhe oder durch die Bewegung eines Schlittens in einem bogenförmigen Gegenstück. Bei manchen Simulatoren ist eine translatorische Bewegung möglich. Bei der Verwendung eines Hexapods wird die Bewegung gänzlich anders bewerkstelligt. Zum Großteil werden Replikat von Motorrädern verwendet oder ein Motorrad wird dauerhaft eingespannt.

Daher kann festgehalten werden, dass nach bestem Wissen und Gewissen kein Patent gefunden wurde, welches die Produktentwicklung einschränkt. Die Patentrecherche hat jedoch gezeigt, welche Möglichkeiten bereits erprobt sind, um einen Simulationsständer zu konstruieren.

3 Konzipieren

Nachdem die Anforderungen bekannt sind, kann durch Abstrahieren die wesentliche Problemstellung abgeleitet werden. Aufbauend darauf wird die Funktionsstruktur aufgestellt, welche das Produkt abstrakt beschreibt. Dies erfolgt durch das Aufstellen von Teilfunktionen. Für die Teilfunktionen werden Wirkprinzipien gesucht, welche diese Funktionen erfüllen. Mittels des Morphologischen Kastens werden einzelne Wirkprinzipien verschiedener Teilfunktionen geeignet miteinander kombiniert. Diese Kombinationen erfüllen die Problemstellung und stellen Wirkstrukturen dar. Anschließend werden die aufgestellten Wirkstrukturen konkretisiert um eine Basis für die Entscheidung der Konzeptfestlegung zu schaffen. Nach dem Konkretisieren erfolgt das Bewerten der Wirkstrukturen nach technischen Gesichtspunkten, anhand welcher eine prinzipielle Lösung bestimmt wird, welche weiter verfolgt und im nächsten Schritt entworfen wird.

3.1 Funktionsstruktur

Ziel der Funktionsstruktur ist es, die Gesamtfunktion in Teilfunktionen zu unterteilen, für die in weiterer Folge unabhängig voneinander mögliche Lösungen gesucht werden können.

Zu Beginn steht die lösungsneutrale Formulierung des Problems. Ausgangspunkt dafür ist die Anforderungsliste. Wie oben beschrieben hatte der Kunde anfangs keine konkreten Anforderungen, jedoch war die Formulierung des Auftrages so abstrakt, dass diese einen guten Ausgangspunkt darstellt. Dieser wird mit den identifizierten Anforderungen ergänzt, sodass die lösungsneutrale Formulierung des Problems abgeleitet wird. Diese lautet:

Im Stillstand ein Rollen des E-Scooters für verschieden große und schwere Personen zu ermöglichen, wobei der E-Scooter entnommen werden kann.

Dies stellt im Wesentlichen auch die Gesamtfunktion dar. Die Funktionsstruktur kann nun schrittweise aus dieser Gesamtfunktion abgeleitet werden, wobei diese in Teilfunktionen aufgegliedert wird und um die Energie-, Stoff- und Signalflüsse ergänzt wird. In Abbildung 4 ist die Funktionsstruktur dargestellt. Die Systemgrenze ist eingezeichnet und wird so festgelegt, dass nur das Gestell innerhalb dieser ist. Der E-Scooter liegt daher nicht dauerhaft innerhalb der Systemgrenze, da dieser entnommen werden kann. Zur Verwendung ist es notwendig den E-Scooter mit dem Gestell fest zu verbinden. Diese Teilfunktion ist notwendig, da im Stillstand keine Stabilität am E-Scooter möglich ist. Die Verbindung muss starr sein, damit keine Relativbewegung möglich ist. Dies stellt eine Voraussetzung für die Verwendung dar, wodurch ein Informationsfluss damit verbunden ist.

Damit verschieden große und schwere Personen die Konstruktion verwenden können und das Rückstellmoment passend gewählt werden kann, muss das Rückstellmoment einstellbar sein. Dies ist eine Hauptfunktion, welche mit einem Signalfluss verbunden ist, da die Einstellung aufgrund der Körpermaße des Probanden vorgenommen wird. Der Grund dafür, dass diese Funktion eine Hauptfunktion darstellt ist, dass unterschiedliche Personen vergleichbare Fahrbedingungen empfinden sollen. Ein weiterer Signalfluss ist mit der Einstellung der Radlast verbunden. Diese Teilfunktion wird hinzugefügt, weil abhängig vom Gewicht der Person und der Geschwindigkeit, sich die Kraft, um den Lenker zu bewegen, verändert. Mit einer einstellbaren Radlast kann diese für verschiedene Personen eingestellt werden.

Zwei der Hauptfunktionen des E-Scooter-Ständers sind an den Energiefluss gebunden. Es ist notwendig, dass ein gleichmäßiges Rollen möglich ist, da dies sicherstellt, dass eine kontinuierliche und steuerbare Bewegung stattfindet. Das Rollen erfolgt jedoch erst, wenn ein Moment infolge des Neigens der Person ins System gebracht wird. Ansonsten herrscht in dem System keine Bewegung. Dadurch, dass im Stillstand keine Fliehkräfte wirken, welche in der Realität dafür sorgen, dass E-Scooter und Fahrer sich in die Kurve lehnen können, muss das Fehlen dieser ausgeglichen werden, damit eine kontrollierte Rollbewegung möglich ist. Dies wird als *Rückstellmoment erzeugen* bezeichnet, wobei impliziert wird, dass das Moment mit dem Neigungswinkel ansteigt. Dieses Moment entsteht infolge des Rollens, weswegen der Energiefluss diese beiden Funktionen miteinander verbindet. Wenn sich die Person wieder aufrichten will, sorgt das Rückstellmoment dafür, dass diese Bewegung ermöglicht wird, indem die gespeicherte Energie kontrolliert abgegeben wird. Dies wird durch den Energiefluss abgebildet. In dieser Teilfunktion ist das Dissipieren der Energie enthalten, wodurch keine über die Systemgrenze transportiert wird.

Die fünf aus der Gesamtfunktion abgeleiteten und in Abbildung 4 dargestellten Teilfunktionen lauten:

- Starre Verbindung zwischen E-Scooter & Gestell herstellen (Nebenfunktion)
- Gleichmäßiges Rollen ermöglichen (Hauptfunktion)
- Rückstellmoment erzeugen (Hauptfunktion)
- Rückstellmoment einstellbar (Hauptfunktion)
- Radlast einstellbar (Nebenfunktion)

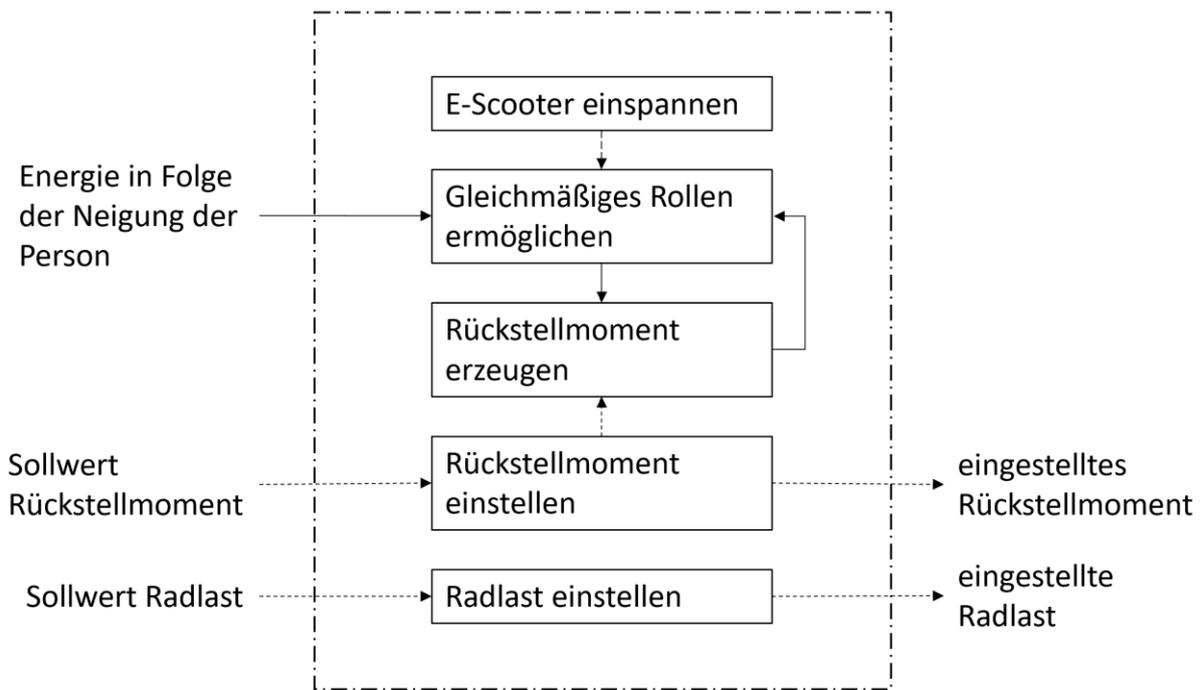


Abbildung 4: Funktionsstruktur

Einfache Linien den Energiefluss und strichlierte Linien den Informationsfluss dar. Die Systemgrenze ist strichpunktirt dargestellt.

3.2 Wirkprinzipien

Für die fünf identifizierten Teilfunktionen werden mittels der Methode des Brainstormings sowie Analogiebildung und bewusste Negation unterschiedlichste Wirkprinzipien gefunden. Um die Anzahl der Wirkprinzipien für die Bildung der Wirkstruktur (siehe Kapitel 3.3) gering zu halten, werden in einem zweiten Schritt die Möglichkeiten der Realisierung beachtet. Infolgedessen werden manche Wirkprinzipien bereits nach diesem Schritt nicht weiter berücksichtigt. Ein Überblick ist in Abbildung 5 gegeben, in welcher die Wirkprinzipien den Teilfunktionen zugeordnet sind. Bereits ausgeschiedene Wirkprinzipien sind mit einem roten **X** gekennzeichnet. Zur besseren Vorstellung sind Skizzen zu allen Wirkprinzipien der Teilfunktionen *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* und *Rückstellmoment erzeugen* dargestellt. Im Folgenden werden die Wirkprinzipien jeder Teilfunktion beschrieben.

Teilfunktion **Starre Verbindung zwischen E-Scooter & Ständer herstellen**

Die erste Teilfunktion *Starre Verbindung zwischen E-Scooter & Ständer herstellen* ist wesentlich, jedoch trägt sie in keiner Weise zum Erfüllen der zentralen Funktion des Rollens bei. Daher kann sie als Hilfsfunktion angesehen werden. Sie leitet sich direkt aus der Anforderungsliste (Anforderung 2.3 *Feste Verbindung*) ab. In der Realität ist diese Teilfunktion nicht vorhanden, da die Fliehkräfte direkt an der Person und dem E-Scooter wirken. Um zwei Körper fest miteinander zu verbinden gibt es unterschiedlichste Möglichkeiten, welche im Maschinenbau verwendet werden. Nach

Art der Kraftübertragung kann in stoff-, form- und kraftschlüssige Verbindungen unterteilt werden. Die dritte Art wird in zwei Wirkprinzipien unterteilt, wodurch für diese Teilfunktion folgende vier Wirkprinzipien vorhanden sind:

- Stoffschlüssig
- Formschlüssig
- Anschrauben
- Klemmen

Bei der stoffschlüssigen Verbindung werden zwei Teile untrennbar miteinander verbunden. Dafür müssen die Werkstoffe der zu verbindenden Teile aufeinander abgestimmt sein. Da der E-Scooter nicht bearbeitet werden darf (Anforderung 7.2 *Bearbeiten des E-Scooters*), wird dieses Wirkprinzip nicht weiter verfolgt.

Bei der formschlüssigen Verbindung erfolgt die Verbindung, indem das eine Teil das Negativ des Anderen ist und daher die Bewegung des Einen zur Bewegung des Anderen führt. Dieses Prinzip kann hier angewendet werden, zumal die Plattform des E-Scooters die Form eines Trapezes aufweist (siehe Kapitel 1.2) und somit die geometrischen Bedingungen erfüllt. Jedoch kann aufgrund der Größe des Hinterreifens des E-Scooters kein Element an die Position gebracht werden, das entsprechend geformt ist. Es müssten zwei Teile sein, welche verbunden werden. Dadurch ist kein Vorteil zur nächsten Variante vorhanden, sondern nur der Nachteil der komplexen Form, weshalb dieses Wirkprinzip nicht weiter berücksichtigt wird.

Die Verwendung von Schrauben zum Befestigen ist eine einfache Möglichkeit und findet in allen Bereichen Anwendung. Um eine Schraubverbindung herzustellen, muss mindestens ein Teil eine Durchgangsbohrung aufweisen und das zweite Teil ein Gewinde, andernfalls ist die Verwendung einer Mutter notwendig. Daher müsste der E-Scooter angebohrt werden, was jedoch nicht möglich ist, da der E-Scooter nicht bearbeitet werden darf (Anforderung 7.2 *Bearbeiten des E-Scooters*). In Folge dessen scheidet dieses Wirkprinzip aus.

Beim Klemmen muss das zu klemmende Teil nicht bearbeitet werden, weil dieses Teil durch externe Kräfte geklemmt wird. Somit muss der E-Scooter nicht bearbeitet werden. Die Kraft für die Klemmung kann über unterschiedliche Methoden wie zum Beispiel mit Schraubelementen oder Exzenterhebel hergestellt werden.

Daher ist das einzige Wirkprinzip welches für die Teilfunktion *Starre Verbindung zwischen E-Scooter & Ständer herstellen* geeignet ist, das Klemmen.

Teilfunktion Gleichmäßiges Rollen ermöglichen

Die zweite Teilfunktion *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* ist von zentraler Bedeutung und entspricht der Anforderung 2.2 (*Kontinuierliches Rollen*). Gleichmäßiges Rollen ist nur möglich, wenn es eine Drehachse gibt oder sich die Gangpolkurve auf der

Rastpolkurve kontinuierlich abrollt. In der Realität rollt die Gangpolkurve auf der Rastpolkurve ab, wobei bei der Annahme, dass kein Gleiten auftritt, die Gangpolkurve durch den Umfang des Querschnitts des Reifens vorgegeben ist und die Rastpolkurve der Oberfläche des Untergrundes entspricht. Die Ausdehnung der Gangpolkurve ist gering und entspricht näherungsweise einem Kreissegment. Deswegen kann der Mittelpunkt des Kreissegmentes als Drehachse aufgefasst werden. Basierend darauf können drei Wirkprinzipien ermittelt werden, welche in dieser Reihenfolge in Abbildung 5 dargestellt sind:

- Schaukel
- Drehachse auf Verbindungslinie Vorderrad-Hinterrad
- Wiege

Kennzeichen der Schaukel ist, dass die Drehachse, im Vergleich zur Realität, nach oben verschoben ist. Aus diesem Grund ist eine Ähnlichkeit mit einer Schaukel gegeben, weswegen dieses Wirkprinzip diesen Namen erhalten hat. Die Höhe der Drehachse ist nicht festgelegt und wird erst im Vorgang des Entwerfens ermittelt. Zu berücksichtigen ist, dass es hierbei aufgrund der verschobenen Drehachse zu einer Abweichung zur Realität kommt und die Position der Drehachse das Fahrgefühl möglicherweise maßgeblich beeinflussen wird.

Bei dem zweiten Wirkprinzip für diese Teilfunktion befindet sich die Drehachse auf der Verbindungslinie des Vorderrades mit dem Hinterrad. Die Position ist somit eindeutig festgelegt. Diese Variante stellt eine sehr geringe Abweichung zur Realität dar.

Das Wirkprinzip der Wiege arbeitet nicht mit einer Drehachse, sondern mit aufeinander abrollenden Gang- und Rastpolkurven. Dies stellt aufgrund der Geometrie, welche hier nicht weiter festgelegt ist, ebenfalls eine Abweichung zur Realität dar.

Für die Teilfunktion *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* kann keines der Wirkprinzipien vorläufig ausgeschlossen werden, da alle umsetzbar sind.

Teilfunktion Rückstellmoment erzeugen

Für die Teilfunktion *Rückstellmoment erzeugen* wurden die meisten Wirkprinzipien gefunden. Dies liegt einerseits an der Anzahl der Möglichkeiten und andererseits an den unterschiedlichen Ausprägungen und Einbaulagen, sowie der möglichen Kombination zweier Konzepte. Unter den zehn Wirkprinzipien befinden sich sechs Federlösungen:

- | | |
|----------------------|---|
| • Vertikale Federn | • Biegefedern |
| • Horizontale Federn | • Masse |
| • Schenkelfedern | • Druck |
| • Drehstabfedern | • Magnet |
| • Blattfedern | • Seilzug (Kombination Feder und Masse) |

Unter Federn wird zu diesem Zeitpunkt des Produktentwicklungsprozesses alles zusammengefasst, was eine federnde Wirkung aufweist. Dies schließt insbesondere Schraubenzugfedern, Schraubendruckfedern, Gaszugfedern und Gasdruckfedern ein.

Das Wirkprinzip der vertikalen Federn beruht darauf, dass sich beim Rollen der Abstand eines Punktes der Plattform zu einem Punkt am Boden ändert. Dafür ist ein auf beiden Seiten herausragender Balken notwendig. Bereits bei Betrachtung in diesem Detaillierungsgrad sind Probleme erkennbar, welche dazu geführt haben, dass dieses Wirkprinzip nicht weiter berücksichtigt wurde. Diese Probleme werden an dieser Stelle kurz erläutert. Um ein Kippen des Ständers zu verhindern, wurde die minimale Länge einer Seite des Balkens mit 500 mm festgelegt. Bei der maximalen Neigung von 25° resultiert dies in einer Absenkung bzw. Erhöhung des äußersten Punktes von 211 mm. Da ein zur Seite ragender Balken mit dieser Länge, welcher sich noch zusätzlich stark bewegt, verdeckt werden muss, damit keine Sicherheitsbedenken entstehen, kann dieser maximal auf Höhe der Tretplattform befestigt werden. Um die maximale Höhe dieser einzuhalten, muss die Feder daher eine Längenänderung von 289 mm auf 711 mm erlauben. Des Weiteren ist eine Federkraft von über 1.000 N notwendig um mit diesem Hebelarm ein Moment von 539 Nm zu erzeugen. Standardfedern weisen keinen so großen Federweg im Verhältnis zur ungespannten Länge bei den geforderten Kräften auf.

Der Vorteil von horizontalen Federn gegenüber vertikalen Federn ist, dass keine Anforderungen von der Mindestbreite berücksichtigt werden müssen, sondern nur die Maximalhöhe und Maximalbreite beachtet werden muss. Unter der Annahme, dass die Drehachse auf Höhe der Auflagepunkte der Reifen liegt, können die Federn für den Probanden unsichtbar unter dem E-Scooter angebracht werden. Unter der genannten Annahme ist ein maximaler Hebelarm von ca. 0,35 m möglich. Daraus folgt ein Federweg von 148 mm auf eine Seite und eine maximal erforderliche Federkraft von etwa 1.500 N. Dies stellt eine elegante Lösung dar, jedoch muss besonders auf die Wahl der richtigen Federn geachtet werden.

Schenkelfedern sind für den hier beschriebenen Einsatzzweck ideal, da sie direkt aufgrund der Veränderung des Winkels ein Moment erzeugen. Standard-Schenkelfedern weisen ein Maximalmoment von ungefähr 5 Nm auf, weswegen bei diesem Wirkprinzip die Federn extra ausgelegt und gefertigt werden müssen.

Drehstabfedern werden wie Schenkelfedern dafür verwendet, ein Moment aufgrund der Veränderung des Winkels, welcher in diesem Fall der Verdrillung entspricht, zu erzeugen. Die Verdrillung dieser zumeist runden Stäbe erfolgt entlang der Längsachse, wodurch eine Torsionsspannung entsteht. Die Drehstabfeder wird an beiden Enden fest eingespannt. Da der E-Scooter eine Länge von 1,11 m aufweist, ist die Länge der Drehstabfeder mit 0,89 m begrenzt (Anforderung 1.1 *Maximale Größe*). Durch (3) ist der Verdrehwinkel mit dem Moment, der Geometrie des Stabes und den

Materialkennwerten in Verbindung gesetzt. Der erste Bruch beschreibt die Umrechnung von Grad in Radiant. Die Formel für polare Flächenträgheitsmoment ist eingesetzt, um den Durchmesser berechnen zu können. Unter der Annahme des Schubmoduls von Stahl ergibt sich ein Durchmesser von 19,28 mm. Mit dem erhaltenen Durchmesser kann nach (4) die Schubspannung berechnet werden, wobei der Nenner das Widerstandsmoment darstellt. Die Schubspannung beträgt 382,9 N/mm² und übersteigt damit die maximale Torsionswechselfestigkeit aller unlegierten Baustähle, schweißgeeigneten Feinkornbaustähle, Einsatzstähle und Vergütungsstähle, welche in der DIN 743-3 angeführt sind [27]. Darin ist noch kein Größeneinflussfaktor und Sicherheitsfaktor miteinbezogen, welche beide die zulässige Torsionsbelastung reduzieren. Des Weiteren wird der Richtwert für den maximalen Verdrehwinkel von 0,25° bis 0,5° pro Meter [28] um den Faktor 56 überschritten.

Daraus ist zu erkennen, dass primär die zu geringe zur Verfügung stehende axiale Länge ein unüberwindbares Hindernis darstellt, weswegen die Drehstabfeder nicht verwendet werden kann.

$$\phi = \frac{180^\circ}{\pi} * \frac{M_T * L}{G * I_p} = \frac{180^\circ}{\pi} * \frac{M_T * L}{G * \frac{d^4 * \pi}{32}} \rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{180^\circ}{\pi} * \frac{M_T * L * 32}{\phi * G * \pi}} \quad (3)$$

$$= 19,28 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{M_T}{W} = \frac{M_T}{d^3 * \frac{\pi}{16}} = 382,9 \text{ N/mm}^2 \quad (4)$$

ϕ	Verdrehwinkel	25°
M_T	Torsionsmoment	539 Nm
L	Länge der Drehstabfeder	0,89 m
G	Schubmodul	81.000 N/mm ²
I_p	Polares Flächenträgheitsmoment	
W	Widerstandsmoment	

Die Möglichkeit Blattfedern zu verwenden, wurde mit der Methode der bewussten Negation aus den ersten beiden Wirkprinzipien erkannt. Der Vorteil an dieser Anordnung ist, dass nur der Federweg von Relevanz ist und keine ungedehnte Länge berücksichtigt werden muss. Auch hier wird eine überschlagsmäßige Berechnung durchgeführt, um die Möglichkeit des Einsatzes zu überprüfen. Mit (5) kann die maximale Höhe einer Blattfeder, in Abhängigkeit von der Geometrie und den Materialkennwerten berechnet werden. Für die Länge und den Federweg werden die identen Werte wie bei der Berechnung des ersten Wirkprinzips eingesetzt. Zur Berechnung wird der E-Modul von Stahl sowie eine zulässige Biegespannung von 1.000 N/mm² gewählt. Federstähle haben, wenn sie der DIN EN 10132 genügen, eine Zugfestigkeit von bis zu 2.000 N/mm², wodurch ein Sicherheitsfaktor von 2 vorhanden ist [29]. Der Faktor q_2 ist ein geometrischer Faktor und minimal 2/3 weswegen dieser

Wert herangezogen wird [30]. Daraus ergibt sich eine maximale Blattfederhöhe von 3,8 mm. (6) beschreibt die Biegespannung in Abhängigkeit vom Moment und vom Widerstandsmoment. Wird das Widerstandsmoment eingesetzt, kann auf die Breite umgeformt werden. Diese beträgt bei der zulässigen Biegespannung und der maximalen Querschnittshöhe demnach 220 mm. Diese Breite kann durch Teilen und Übereinanderlegen von Federn reduziert werden, wonach ein Einsatz möglich ist. Bei der Verwendung von längeren Federn erhöht sich die Höhe und reduziert sich die Breite. Dieses Wirkprinzip ist daher anwendbar.

$$h_{Q,max} = q_2 * \frac{L^2}{s} * \frac{\sigma_{b,zul}}{E} = 3,8 \text{ mm} \quad (5)$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{b_Q * h_{Q,max}^2}{6}} \rightarrow b_Q = \frac{M * 6}{\sigma_{b,zul} * h_{Q,max}^2} = 220 \text{ mm} \quad (6)$$

q_2	geometrischer Faktor	2/3
L	Länge der Blattfeder	500 mm
s	Federweg	211 mm
$\sigma_{b,zul}$	Zulässige Biegespannung	1.000 N/mm ²
E	E-Modul	206.000 N/mm ²
M	Moment	539 Nm
W	Widerstandsmoment	

Das Wirkprinzip von Biegefedern wurde durch die Analogiebetrachtung zu den auf Kinderspielplätzen verwendeten Federwippen gefunden. Dort werden Schraubenfedern eingesetzt um eine Bewegung zu ermöglichen, welche eine Kugeloberfläche beschreibt. Dies wird erreicht indem das eine Ende fixiert ist und das andere, welches belastet wird, frei beweglich ist. Die Kraft zum Zusammendrücken der Feder ist sehr hoch, wodurch diese Bewegung kaum Einfluss hat. Durch die Verwendung von mehreren solcher Biegefedern auf einer Achse, kann eine Bewegung ausschließlich um diese Achse ermöglicht werden. Da jedoch trotz intensiver Recherche keine Literatur zur Dimensionierung und Anwendungsbeispiele abseits von Kinderspielplätzen gefunden wurde, wird dieses Wirkprinzip nicht weiterverfolgt.

Das einfachste Wirkprinzip für diese Teilfunktion ist die Verwendung eines Gegengewichtes. Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, entsteht das Moment durch die Verlagerung des Massenmittelpunktes des Probanden. Durch ein Gegengewicht mit der entsprechenden Masse entsteht bei der Rollbewegung ein Moment, das Gleichgewicht in jeder Position ermöglichen. Ein Vorteil liegt darin, dass das entstehende Moment und das Rückstellmoment aufgrund der Gravitationskraft erzeugt wird. Dadurch ist der nichtlineare Verlauf des entstehenden Moments und des Rückstellmoments ident. Zu beachten ist, dass die Massen handhabbar bleiben, weshalb ein möglichst großer Hebelarm erforderlich ist.

Ein Wirkprinzip mit gänzlich anderem physikalischem Ansatz um das Rückstellmoment herzustellen ist die Kraft durch Druck zu erzeugen. Dafür wird bei der Bewegung aus der Ruhelage in einem Behälter Druck aufgebaut, welcher in Kombination mit einem Hebelarm dafür sorgt, dass ein Rückstellmoment generiert wird. Dieser Ansatz wird einerseits wegen des quadratischen Zusammenhangs zwischen Hub und Kraft, welcher nicht mit dem annähernd linearen Verlauf des entstehenden Moments kompatibel ist und andererseits wegen der Herausforderung des Sicherstellens der Dichtheit, nicht weiter berücksichtigt.

Ein weiteres Wirkprinzip, welches einen anderen physikalischen Zusammenhang verwendet, ist die Verwendung von Magneten. Neodym Magnete weisen bei einer geringen Größe bereits erhebliche Kräfte auf. Beispielsweise hält ein Scheibenmagnet mit einem Durchmesser von 120 mm und einer Höhe von 20 mm 540 kg in Achsrichtung [31]. Jedoch nimmt die Kraft sehr schnell mit dem Abstand ab und beträgt bei wenigen Millimetern Abstand nur noch einen Bruchteil der Kraft im Vergleich zum direkten Kontakt. Dieser Zusammenhang wurde für einen kleinen Ringmagneten bestimmt [32]. Mit der Software FEMM (Finite Element Method Magnetics [33]) kann dieses Verhalten in Simulationen beobachtet werden. Daher wird dieses Wirkprinzip nicht weiter berücksichtigt.

Durch die Verwendung eines Seilzugs, der den E-Scooter mit einer Masse und einer Feder verbindet, können die beiden Wirkprinzipien zu einem neuen Wirkprinzip kombiniert werden. Durch den Seilzug ist die Gestaltung weniger Restriktionen ausgesetzt, da mit diesen Distanzen überwunden werden können und so das Gegenmoment an geometrisch günstigen Stellen erzeugt werden kann. Des Weiteren ist durch das Vorhandensein von zwei verschiedenen Wirkprinzipien eine Einstellung möglich, die nur durch ein Wirkprinzip nicht erreicht werden könnte.

Teilfunktion Rückstellmoment einstellbar

Wie sich im weiteren Verlauf zeigen wird, ist die Teilfunktion *Rückstellmoment verändern* ein Kernaspekt, welcher viel Entwicklungsarbeit benötigt. Hier wurden vier Ansätze gefunden, welche in zwei Kategorien unterteilt werden können. Einerseits kann direkt das erzeugende Moment geändert werden, dies sind die ersten drei Varianten, und andererseits kann das erzeugte Moment gewandelt werden:

- Krafterzeugung verändern
- Anzahl der elastischen Elemente ändern
- Hebelarm ändern
- Übersetzung verwenden

Bei dem Wirkprinzip der veränderlichen Krafterzeugung ist unter mehreren Methoden zu unterscheiden. Alle haben gemeinsam, dass durch eine Maßnahme die Größe der entstehenden Kraft verändert wird. Bei Federn beruht dies auf dem physikalischen Zusammenhang, dass eine Feder bei gleichem Federweg eine größere Kraft erzeugt,

wenn sie bereits vorgespannt ist. Dieses Verhalten ist auch in dem Kraft-Weg-Diagramm erkennbar. Beim Einsatz dieser Methode ist zu beachten, dass beim Vorspannen ein Teil des Federweges nicht mehr zur Verfügung steht. Bei der Verwendung von Gegengewichten ist offensichtlich, dass eine Veränderung des Gegengewichtes zu einer anderen Kraft führt.

Als zweites Wirkprinzip ist das Ändern der Anzahl der elastischen Elemente, welche das Rückstellmoment erzeugen, zu nennen. Dies verändert in weiterer Folge wie das erste Wirkprinzip die Kraft, indem mehrere kräfteerzeugende Elemente kombiniert werden. Je nach Bedarf kann die Anzahl verändert werden. Dieses Wirkprinzip ist sowohl auf die Wirkprinzipien, welche mit Federn arbeiten, als auch auf die bereits ausgeschiedenen Wirkprinzipien des Drucks und des Magneten anwendbar. Um das mit Federn erzeugte Moment zu ändern, kann die Anzahl der parallel angreifenden Federn geändert werden oder eine serielle Anordnung verändert werden. Aufgrund der unvoreilhaftigen Handhabung wird dieses Wirkprinzip nicht weiter betrachtet.

Das dritte Wirkprinzip, welches das Moment direkt ändert, ist das Verändern des Hebelarms. Hierbei wird der Angriffspunkt des elastischen Elements verschoben.

Das letzte Wirkprinzip für diese Teilfunktion ist die Verwendung einer Übersetzung um ein Drehmoment zu wandeln. Dafür kommen zum Beispiel Getriebe oder Riementriebe zum Einsatz, welche stark standardisiert sind. Zu berücksichtigen ist, dass der Schaltvorgang im Stillstand erfolgt.

Teilfunktion Radlast einstellbar

Die letzte Teilfunktion ist das *Einstellen der Radlast*. Diese Teilfunktion sorgt dafür, dass der Widerstand bei der Lenkbewegung einstellbar ist. Dafür wurden zwei Wirkprinzipien identifiziert und explizit das Nicht-Behandeln dieser Teilfunktion als dritte Möglichkeit aufgeführt:

- Feder verwenden
- Schraubverbindung verwenden
- Keine Einstellbarkeit vorsehen

Sowohl das Wirkprinzip der Feder als auch der Schraubverbindung beruht auf Reibung. Bei einer höheren Normalkraft ist die Haftkraft größer, wodurch der Widerstand bei der Lenkbewegung steigt. Das Verändern der Normalkraft geschieht durch das Vorspannen oder Entspannen der Feder bzw. durch das Anziehen oder Lockern der Schraubverbindung.

Das Weglassen dieser Teilfunktion ist ebenfalls eine Möglichkeit, da diese Funktion nicht zu den Hauptfunktionen zählt.

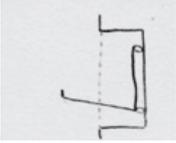
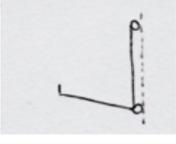
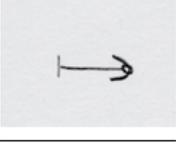
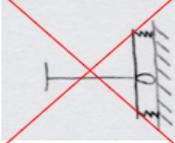
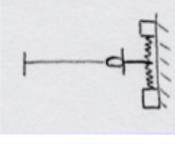
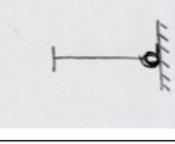
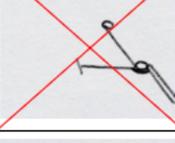
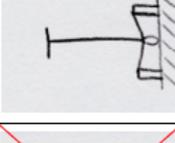
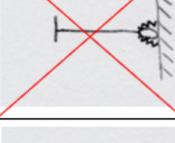
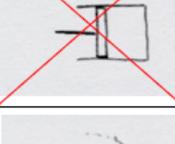
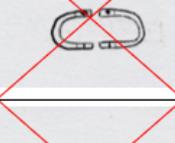
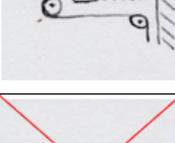
Teilfunktion	Wirkprinzip 1	Wirkprinzip 2	Wirkprinzip 3	Wirkprinzip 4	Wirkprinzip 5	Wirkprinzip 6	Wirkprinzip 7	Wirkprinzip 8	Wirkprinzip 9	Wirkprinzip 10
Starre Verbindung zwischen E-Scooter und Gestell herstellen	Stoffschlüssig	Formschlüssig	Anschrauben/Klemmen							
Gleichmäßiges Rollen ermöglichen	 Schaukel	 Drehachse auf Reifenhöhe	 Wiege							
Rückstellmoment erzeugen	 Vertikale Federn	 Horizontale Federn	 Schenkel-federn	 Drehstab-federn	 Blattfedern	 Biegefedern	 Masse	 Druck	 Magnet	 Seilzug
Rückstellmoment einstellbar	Krafterzeugung verändern	Anzahl elastischer Elemente ändern	Hebelarm verändern	Übersetzung verwenden						
Radlast einstellbar	Feder	Schraubverbindung	Nicht einstellbar							

Abbildung 5: Morphologischer Kasten

3.3 Wirkstruktur

Mithilfe des morphologischen Kastens, der in Abbildung 5 dargestellt ist, werden die beschriebenen Wirkprinzipien passend miteinander kombiniert und bilden somit eine Wirkstruktur zum Erfüllen der Gesamtfunktion.

Es werden nur die drei Hauptfunktionen angeführt, da für die Hilfsfunktion *Starre Verbindung zwischen E-Scooter & Ständer herstellen* nur ein Wirkprinzip zur Auswahl steht und für die Hilfsfunktion der einstellbaren Radlast die Wirkprinzipien aufgrund der konstruktiven Ähnlichkeit beliebig mit den anderen Teilfunktionen kombiniert werden können. Die Entscheidung darüber, welches Wirkprinzip umgesetzt wird, wird zu einem späteren Zeitpunkt, bei Vorhandensein von mehr Information, getroffen.

Aus den 45 möglichen Kombinationsmöglichkeiten sind miteinander kompatible Wirkprinzipien kombiniert worden, welche hinsichtlich der zufriedenstellenden Erfüllung der Anforderungen und der zu erwartenden Komplexität vielversprechend erschienen sind. Dies führte zu fünf unterschiedlichen Wirkstrukturen, welche zur besseren Übersichtlichkeit nicht im morphologischen Kasten eingezeichnet, sondern in Abbildung 6 dargestellt sind. Um auf die einzelnen Varianten Bezug nehmen zu können, werden diese eindeutig benannt.

Ausschlaggebend dafür, dass diese fünf Varianten ermittelt wurden, war der übergeordnete Wunsch des möglichst realistischen Fahrgefühls. Dieses Gefühl lässt sich nicht in einem Zahlenwert quantifizieren, weswegen danach gestrebt wurde, die unterschiedlichen Wirkprinzipien der Teilfunktionen *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* und *Rückstellmoment erzeugen* so zu kombinieren, dass die Kombination nach bestem Ermessen ein möglichst reales Fahrgefühl vermittelt.

Eine ausführliche Beschreibung der einzelnen Lösungen erfolgt in Kapitel 3.4, während an dieser Stelle der Vorgang zum Ermitteln der Wirkstrukturen beschrieben wird.

Von der Teilfunktion *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* ist das Wirkprinzip der Drehachse auf Reifenhöhe am nächsten zur Realität. Daher wird dieses für die Teilfunktion *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* als Optimum betrachtet und sofern die Kompatibilität gegeben ist, wird dieses Wirkprinzip für die Wirkstruktur herangezogen.

Wie bereits oben beschrieben ist die Teilfunktion *Rückstellmoment erzeugen* ein zentrales Element, um ein realistisches Fahrgefühl zu vermitteln. Jedoch ist aufgrund der physikalischen Gegebenheiten zwangsläufig eine Abweichung zur Realität vorhanden. Es ist jedoch bei diesem Wissensstand nicht möglich, hier ein optimales Wirkprinzip zu identifizieren. Daher wird jedes Wirkprinzip, ausgenommen die Blattfedern, in einer Variante eingesetzt. Die Blattfedern sind in keiner Wirkstruktur enthalten, weil beim Kombinieren Bedenken bezüglich der Sicherheit und Komplexität der Konstruktion aufgekommen sind. Des Weiteren sind keine Vorteile gegenüber den

horizontalen Federn zu erkennen. Das Wirkprinzip des Gegengewichts wird nicht mit dem Neigen kombiniert, da der Hebelarm in dieser Anordnung zu gering ist. Durch Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*) ist eine maximale Hebelarmlänge von ca. 350 mm möglich, wodurch aufgrund der Höhe des Körperschwerpunktes des Probanden eine Masse benötigt worden wäre, welche bis zu drei Mal dem Körpergewicht des Probanden entspricht. Deswegen wird dieses Wirkprinzip mit der Schaukel und der Wiege kombiniert.

Um das Rückstellmoment zu verändern, können mehrere Wirkprinzipien gleichzeitig eingesetzt werden. Dies wird bei allen Wirkstrukturen, bei denen dies möglich ist, vorgesehen, um eine möglichst vielfältige Einstellmöglichkeit zu erlauben. Lediglich bei der Schenkelfeder ist nur ein Wirkprinzip möglich. Beim Seilzug sind die meisten Einstellmöglichkeiten vorhanden, da die Krafterzeugung sowohl durch die Masse, als auch durch die Vorspannung verändert werden kann und zusätzlich der Hebelarm verändert werden kann.

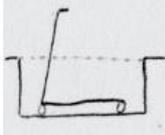
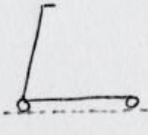
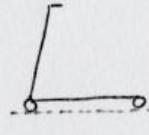
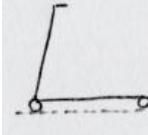
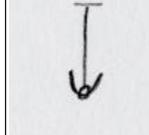
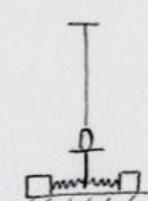
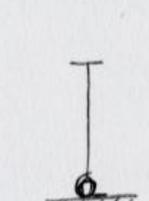
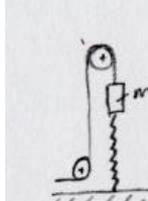
Teilfunktion	Variante 1 Schaukel	Variante 2 Horizontale Feder	Variante 3 Schenkel- feder	Variante 4 Seilzug	Variante 5 Wiege
Gleichmäßiges Rollen ermöglichen					
Rückstell- moment erzeugen					
Rückstell- moment einstellbar	Krafterzeug- ung verändern Hebelarm verändern	Krafterzeug- ung verändern Hebelarm verändern	Übersetzung verändern	Krafterzeug- ung verändern Hebelarm verändern	Krafterzeug- ung verändern Hebelarm verändern

Abbildung 6: Kombinationsmöglichkeiten

3.4 Konkretisieren

Die fünf ermittelten Wirkstrukturen werden in diesem Schritt des Produktentwicklungsprozesses konkretisiert. Dies beinhaltet das Ermitteln der zu erwartenden Kräfte und das Abschätzen der geometrischen Gegebenheiten. Zu berücksichtigen ist, dass der Detaillierungsgrad bei allen Varianten gleich zu sein hat, um gleiche Voraussetzungen für das Bewerten im nächsten Schritt zu schaffen. Bei allen Wirkstrukturen werden zuerst die technischen und konstruktiven Merkmale und Möglichkeiten beschrieben, bevor auf die wesentlichen bzw. kritischen Punkte der Anforderungsliste, welche nicht in das Konkretisieren Einfluss gefunden haben, eingegangen wird.

Zur Auslegung werden lediglich die definierten Referenzfälle berücksichtigt, da alle übrigen Paarungen zwischen den Referenzfällen liegen und demnach ebenfalls abgedeckt sind.

3.4.1 Schaukel

Die Schaukellösung wird so genannt, weil die Anordnung an eine Schaukel erinnert. Das Alleinstellungsmerkmal dieser Variante ist die Lage der Drehachse über dem Aufstandspunkt. Der Grund dafür ist, wie oben erwähnt, die erforderliche Länge des Hebelarms. Eine Masse unterhalb der Drehachse sorgt für das Rückstellmoment, wobei dieses von der Masse und dem Hebelarm abhängig ist. Wie oben ist ein Vorteil, dass es über den gesamten Rollbereich zu keiner Abweichung zwischen entstehendem Moment und Rückstellmoment kommt.

In einem Meeting am 24. Jänner 2022 wurde festgelegt, dass die Drehachse zwischen dem Knie und der Lenkstange zu liegen hat, weil angenommen wird, dass sonst das Gefühl des Rollverhaltens ein deutlich anderes ist, im Vergleich zur Realität und es zusätzlich bei kleinen Schwenkbewegungen schwierig ist das Gleichgewicht zu halten. Nach Tabelle 10 befindet sich das Knie in einer Höhe von 26% der Körperhöhe. Dies bedeutet, dass die untere Grenze bei 0,34 bis 0,52 m liegt und die obere bei 1,12 m.

Zum Abschätzen der notwendigen Masse und der Höhe der Drehachse wird ein Momentengleichgewicht um die Drehachse aufgestellt. In (7) ist das Momentengleichgewicht angeschrieben, wobei die Variablen in Abbildung 7 eingezeichnet sind.

Nach dem Umformen auf die erforderliche Höhe der Drehachse kann diese, in Abhängigkeit vom Zusatzgewicht bestimmt werden. Das Momentengleichgewicht gibt jedoch keinen Aufschluss über die Stabilität. Zur Berechnung wird aufgrund des zu diesem Zeitpunkt geringen Konkretisierungsniveaus angenommen, dass 25% des Körpergewichtes als minimales Zusatzgewicht notwendig sind, um für eine ausreichende Stabilität zu sorgen. Ohne Zusatzgewicht und unter Vernachlässigung des Gewichtes des E-Scooters verläuft die Drehachse sonst durch den

Körperschwerpunkt. Mit diesen Annahmen wird offensichtlich, dass geringe Veränderungen der Körperposition zu großen Verschiebungen der Winkellage führen, weswegen die Forderung des minimalen Zusatzgewichts begründet ist.

$$M = [h * m_Z + (h - h_{SPS}) - (h_T + h_{SPM} - h) * m_M] * g * \sin(\varphi) \quad (7)$$

h	Höhe der Drehachse	
m_Z	Masse des Zusatzgewichtes	
h_{SPS}	Höhe des Schwerpunktes des E-Scooters	0,3 m
h_T	Höhe der Tretplattform	0,13 m
h_{SPM}	Höhe des Schwerpunktes des Menschen	0,75 ÷ 1,13 m
m_S	Masse des E-Scooters	13,5 kg
m_M	Masse des Menschen	30 ÷ 100 kg
g	Erdbeschleunigung	9,81 m/s ²
φ	Rollwinkel	25°

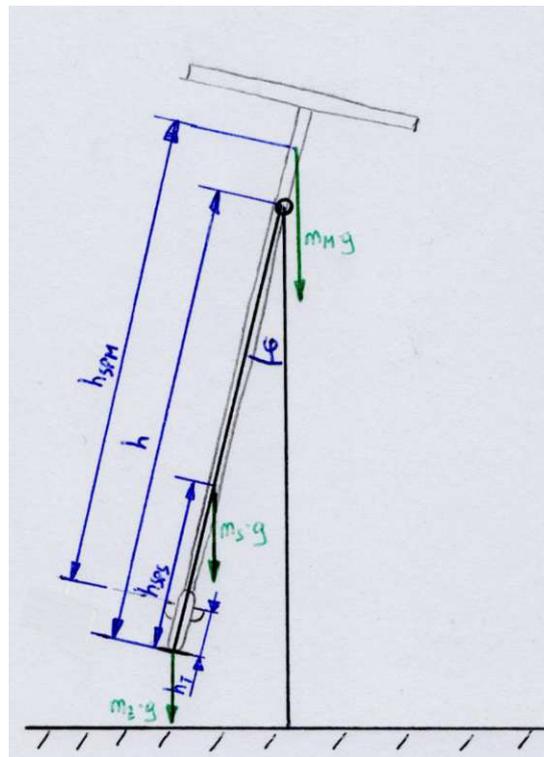


Abbildung 7: Berechnungsskizze Schaukel

Die Drehachse befindet sich mit einem Zusatzgewicht von 25% des Körpergewichts, nach Umformen von (7), in einer Höhe von 0,5 bis 0,93 m.

Um für alle Personen dieselbe Zusatzmasse zu verwenden, ist die geringste zulässige Masse 25 kg, welche zu einer Reduktion der Höhe der Drehachse auf 0,37 m für den Referenzfall 1 führt. Die Drehachse befindet sich demnach in beiden Fällen in dem geforderten Bereich, jedoch in der zweiten Anordnung an der unteren Grenze. Eine Erhöhung des Zusatzgewichts führt zu geringeren Höhen der Drehachse.

Bei dieser Wirkstruktur ist außer der Lagerreibung keine Dämpfung vorhanden, wodurch die Person und die Schaukel eine beinahe ungedämpfte Schwingung erfahren. Die geforderte Stabilität führt zu einer Trägheit der Anordnung. Wenn die Schaukel aus der Ruhelage ausgelenkt ist, führt die Veränderung der Körperposition möglicherweise zu einer Schwingung, welche schwer von dem Probanden unterdrückt werden kann. Daher muss eine Dämpfung vorgesehen werden. Die einfachste Form ist die Verwendung von Elementen, welche Reibung bei der Rollbewegung erzeugen. Idealerweise kann die entstehende Reibkraft eingestellt werden.

Eine Skizze, wie die Konstruktion dieses Wirkprinzips umgesetzt werden kann, ist in Abbildung 8 dargestellt.

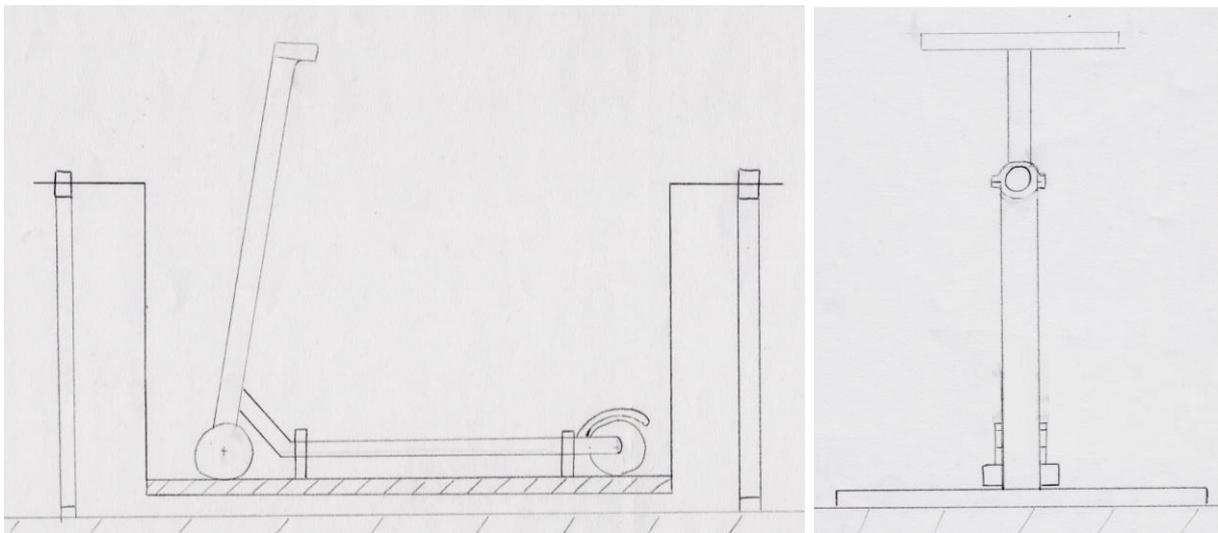


Abbildung 8: Konstruktionsskizze Schaukel

Es ist festzuhalten, dass aufgrund der unterschiedlichen Höhe der Schaukel das Gefühl bei Verwendung durch unterschiedliche Personen nicht identisch ist.

Der Wunsch 1.2 (*Verkleinerbar*) den Ständer zu verkleinern kann nicht erfüllt werden, da die Verbindungen der einzelnen Teile entsprechend steif sein müssen.

Die Anforderung 2.2 (*kontinuierliches Rollen*) und 2.7 (*kein Schwingen möglich*) sind bei dieser Wirkstruktur eng miteinander verknüpft. Diese beiden Anforderungen können erfüllt werden, jedoch ist eine entsprechende Testphase notwendig, um die Reibungsdämpfung passend einzustellen.

Die Anforderung 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) wird jedenfalls erfüllt, wenn das Gegengewicht und die Drehachse korrekt eingestellt werden.

Die Anforderung 3.2 (*Maximales Gewicht*) kann mit dieser Wirkstruktur nicht eingehalten werden, sofern das Zusatzgewicht berücksichtigt wird. Dies liegt daran, dass das Gestell, an welchem die Schaukel befestigt wird, eine Höhe von ca. 1 m aufweist und die Schaukel eine Länge von ca. 1,2 m hat. Dementsprechend lange Profile mit

ausreichender Steifigkeit müssen verwendet werden, um die Belastung bei geringer Verformung zu ertragen. Ohne den Zusatzgewicht ist diese Forderung eventuell zu erfüllen. Eine sichere Aussage ist zu diesem Zeitpunkt nicht zu treffen.

Die Anforderungen 5.1 (*Person darf nicht herunterfallen*) und 5.2 (*Gestell darf nicht kippen*) werden erfüllt, wenn die Breite des schwingenden Elements und des Gestells ausreichend ist. Dadurch steigt die Person bei ungewolltem Absteigen während der Verwendung nicht auf den tatsächlichen weit unten befindlichen Boden sondern auf einen Untergrund, welcher auf der gewohnten Höhe ist. Durch die Breite des Gestells und die steifen Verbindungen wird dafür gesorgt, dass der Ständer nicht kippen kann.

Die Anforderung 5.3 (*Kein Einklemmen im Betrieb möglich*) ist bei dieser Wirkstruktur jedenfalls erfüllt, jedoch muss dafür gesorgt werden, dass das schwingende Element beim Hinuntersteigen der Person nicht gegen den Knöchel schwingt, da es aufgrund der Masse zu Verletzungen kommen könnte.

Der Wunsch 6.3 (*Transportierbar*) wird aufgrund des Gewichts und der Größe nur bedingt zu erfüllen sein.

3.4.2 Horizontale Federn

Bei der Wirkstruktur der horizontalen Federn erzeugen Federn das nötige Rückstellmoment. Der E-Scooter wird so befestigt, dass die Drehachse auf der Verbindungslinie Vorderrad – Hinterrad liegt, da dadurch die Realität am besten angenähert wird. Die Federn sind unterhalb des E-Scooters in horizontaler Lage angebracht und können vertikal verschoben werden, wodurch einerseits der Hebelarm und andererseits der Federweg verändert wird. Bei der Auslegung ist daher darauf zu achten, dass der Verlauf des Rückstellmoments mit dem des entstehenden Moments übereinstimmt.

Aus der Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*) kann abgeleitet werden, dass sich die Höhe der Drehachse auf maximal 370 mm befinden wird, wodurch der Hebelarm abhängig von dem Außendurchmesser der Federn weiter reduziert ist. Mit der Annahme eines Außendurchmessers von 50 mm und einem Sicherheitsabstand zum Boden von 10 mm ergibt sich somit ein Hebelarm von 335 mm, wodurch eine Maximalkraft von 1.609 N erforderlich ist, um das Moment von 539 Nm auszugleichen. Zu beachten ist, dass bei einem Rollwinkel von 25° der Angriffspunkt der Federn um 31 mm nach oben und 142 mm zur Seite bewegt. Dadurch verringert sich der wirkende Hebelarm unterschiedlich stark, abhängig davon, ob der äußere Befestigungspunkt der Federn unverschieblich ist, wodurch die Federn nicht mehr horizontal liegen, oder die Federn verschoben werden.

Bei Annahme der horizontalen Verschieblichkeit ist für Referenzfall 2 eine Federkraft von 1.775 N und nach (8) eine Federrate von 11 N/mm bei 0° Neigung, bis 14 N/mm bei 25° Neigung erforderlich. Die Federrate wird berechnet, indem die Differenz der

aufgrund des Moments benötigten Kraft durch die Differenz des Federweges dividiert wird. In Abbildung 9, ist die Skizze auf welcher die Berechnung beruht, dargestellt. Der Grund für die Änderung der erforderlichen Federrate ist die Reduktion des wirkenden Hebelarms sowie die geringere horizontale Verschiebung bei größeren Winkeln. Anders als bei der Schaukellösung ist es daher nicht möglich, dass das Rückstellmoment und das entstehende Moment über den gesamten Bereich ident sind. Somit muss ein Bereich mit optimaler Übereinstimmung gewählt werden. Um den erforderlichen Hebelarm für den Referenzfall 1 zu bestimmen, wird eine Federrate von 12 N/mm angenommen. Mit dieser Annahme und (9), welche aus dem Kräftegleichgewicht hergeleitet ist, ergibt sich ein Hebelarm von 158 mm bis 166 mm. Das der geforderte Hebelarm für jeden Winkel ein anderer ist, liegt an den oben beschrieben Zusammenhängen.

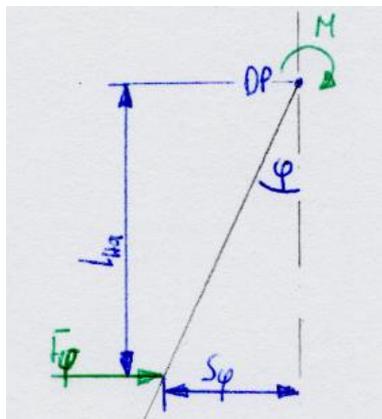


Abbildung 9: Berechnungsskizze Horizontale Federn

$$R_{\varphi} = \frac{F_{\varphi} - F_{\varphi-1}}{s_{\varphi} - s_{\varphi-1}} = \frac{\frac{M_{\varphi}}{\cos(\varphi) * l_{Ha}} - \frac{M_{\varphi-1}}{\cos(\varphi-1) * l_{Ha}}}{(\sin(\varphi) - \sin(\varphi-1)) * l_{Ha}} = 11 \div 14 \text{ N/mm} \quad (8)$$

$$R_{\varphi} * l_{Ha} * \sin(\varphi) = \frac{M_{\varphi}}{l_{Ha} * \cos(\varphi)} \rightarrow l_{Ha} = \sqrt{\frac{M_{\varphi}}{R_{\varphi} * \cos(\varphi) * \sin(\varphi)}} \quad (9)$$

$$= 158 \div 166 \text{ mm}$$

R_{φ}	Federrate bei Neigung φ
φ	Rollwinkel
$\varphi-1$	Rollwinkel bei 1° weniger
F_{φ}	Federkraft bei dem Rollwinkel φ um das Moment M_{φ} auszugleichen
$F_{\varphi-1}$	Federkraft bei dem Rollwinkel $\varphi-1^{\circ}$ um das Moment $M_{\varphi-1}$ auszugleichen
s_{φ}	Horizontale Verschiebung bei dem Rollwinkel φ
$s_{\varphi-1}$	Horizontale Verschiebung bei dem Rollwinkel $\varphi-1^{\circ}$
M_{φ}	Entstehendes Moment bei dem Rollwinkel φ
$M_{\varphi-1}$	Entstehendes Moment bei dem Rollwinkel $\varphi-1^{\circ}$
l_{Ha}	Länge des Hebelarms

Aufgrund der Kombination aus erforderlicher Maximalkraft, Federlänge und Federweg ist kein Einsatz einer Standard-Schraubenfeder möglich, jedoch sind solche Federn herstellbar. Um die geringe Progression der Gasdruck-/Gaszugfedern auszugleichen, muss der Federhub dieser groß genug sein, sodass bei jedem Rollwinkel eine Kraftübertragung stattfindet. In Abbildung 10 ist dieser Zusammenhang für Zugfedern grafisch dargestellt. Die linke Feder übt bei der maximalen Auslenkung nach links keine Kraft aus, während die rechte Feder die Maximalkraft ausübt. Auf der Auslenkung nach rechts ist dies genau umgekehrt. Die Addition der beiden Federn entspricht der resultierenden Kraft. Daher ist in dem Bereich, in dem beide eine Federkraft ausüben, die Progression/Federrate doppelt so hoch.

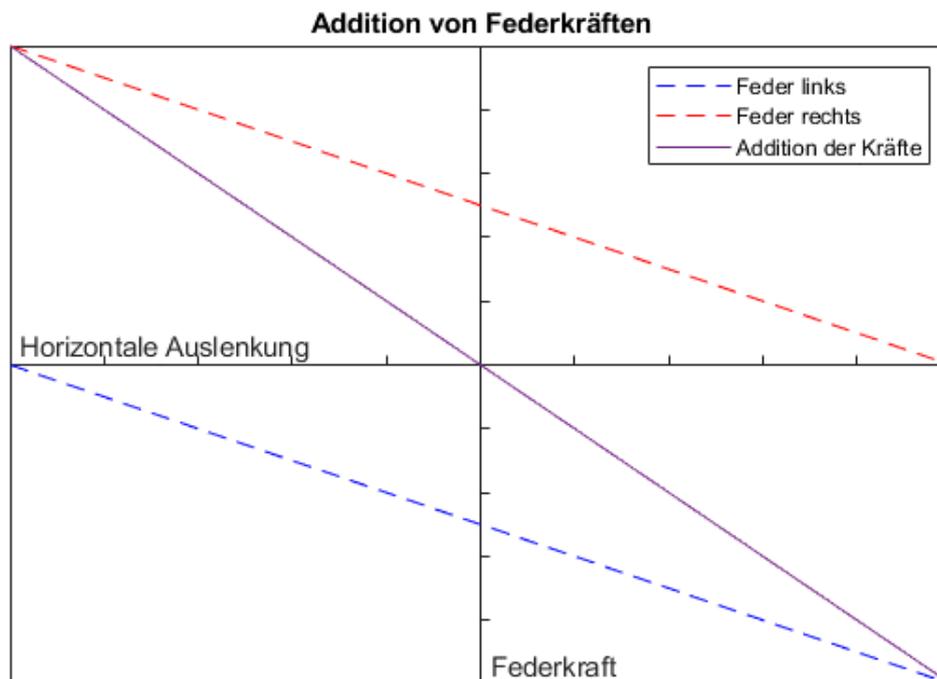


Abbildung 10: Addition der Federkräfte

Anhand dieser Berechnungen ist zu erkennen, dass diese Wirkstruktur für beide Referenzfälle physikalisch umsetzbar ist.

Bei der Verwendung von Schraubenfedern muss wie bei der Variante der Schaukel eine Reibungsdämpfung vorgesehen werden, da sonst keine Dämpfung im System vorhanden ist. Bei dem Einsatz von Gasdruck-/Gaszugfedern muss dies nicht berücksichtigt werden, da diese dämpfende Eigenschaften aufgrund der inneren Reibkraft und eine maximale Verfahrensgeschwindigkeit aufweisen.

In Abbildung 11 ist eine mögliche Umsetzung dieser Wirkstruktur skizziert.

Wie bei der Wirkstruktur der Schaukel kann der Wunsch 1.2 (*Verkleinerbar*) wahrscheinlich nicht erfüllt werden, da das Gestell die Kräfte der Federn aufnehmen muss und somit auch die Verbindungen entsprechend belastet werden.

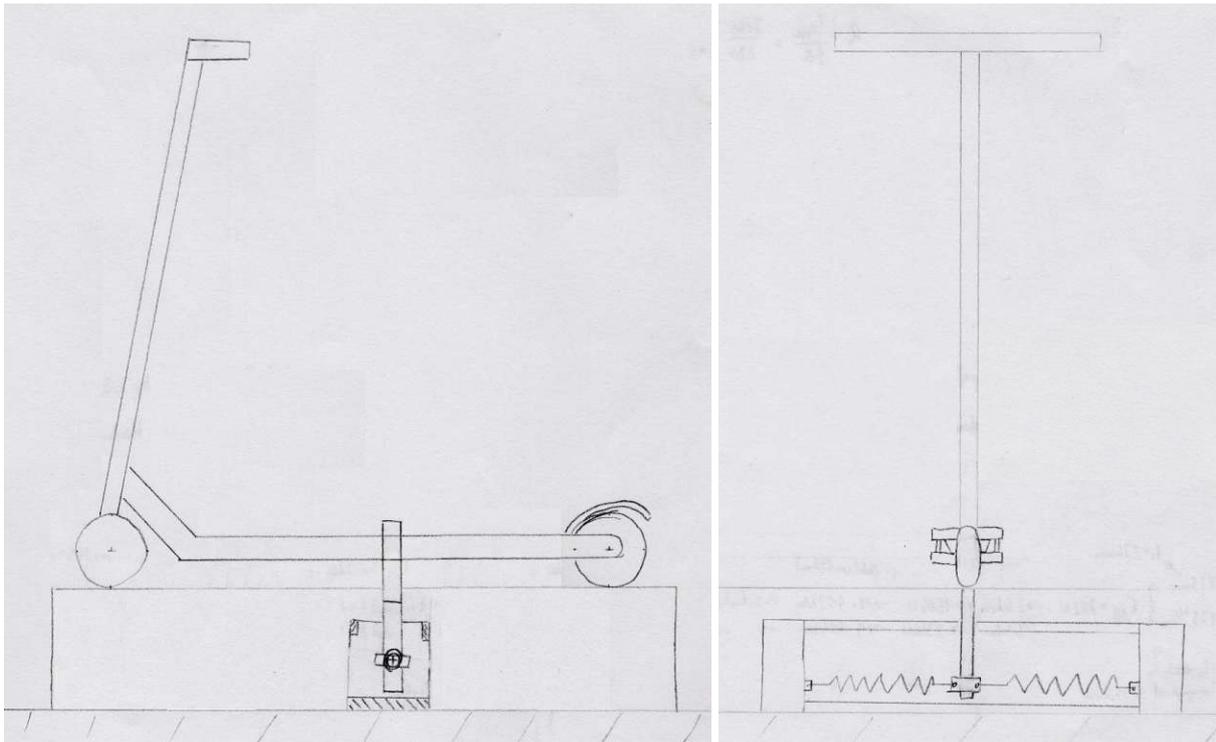


Abbildung 11: Konstruktionsskizze horizontale Federn

Um die Anforderung 2.1 (*maximaler Rollwinkel in beide Richtungen*) zu erfüllen, muss sichergestellt werden, dass der Federweg ausreichend ist.

Die Anforderung 2.2 (*kontinuierliches Rollen*) wird erfüllt, jedoch ist eine geringe Abweichung des entstehenden Moments zu dem Rückstellmoment zu erwarten. Durch die geeignete Wahl der geometrischen Bedingungen kann diese reduziert werden.

Die Anforderung 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) wird erfüllt, da ausreichend Höhe zum Verstellen vorhanden ist. Daher kann das minimale und das maximale erforderliche Moment ausgeglichen werden. Dafür ist es notwendig die optimalen Federn hinsichtlich Federweg, Länge und Progression/Federrate, unter Berücksichtigung der Einbaulage, auszuwählen.

Die Anforderungen 5.1 (*Person darf nicht herunterfallen*) und 5.2 (*Gestell darf nicht kippen*) werden erfüllt, wenn die Breite der Plattform ausreichend ist. Dadurch steigt die Person bei ungewolltem Absteigen während der Verwendung auf die Plattform. Diese befindet sich in der Höhe, in welcher sonst der Untergrund liegt.

Für die Erfüllung der Anforderung 5.3 (*Kein Einklemmen im Betrieb möglich*) ist bei dieser Wirkstruktur für ausreichend Abstand zwischen den bewegten und nichtbewegten Teilen zu sorgen. Der Abstand zwischen der Plattform und dem E-Scooter darf jedoch nicht zu groß werden, da sonst Personen unbeabsichtigt dazwischen steigen könnten.

Der Wunsch 6.3 (*Transportierbar*) wird aufgrund der Größe nur bedingt zu erfüllen sein.

3.4.3 Schenkelfedern

Wie bei der Teilfunktion *Rückstellmoment erzeugen* beschrieben, sind Schenkelfedern die logische Wahl, da sie die rotatorische Bewegung direkt aufnehmen können. Die Drehachse des E-Scooters liegt, wie bei der Variante der horizontalen Federn, auf Höhe der Verbindungslinie Vorderrad – Hinterrad. Die Achse der Schenkelfedern stimmt mit der Drehachse überein.

Standard Schenkelfedern weisen üblicherweise ein maximales Drehmoment im Bereich von Newtonmillimeter auf. In einem ersten Schritt wurde daher berechnet, ob Schenkelfedern theoretisch herzustellen sind, welche ein maximales Drehmoment von 539 Nm besitzen. Aus der DIN EN 13906-3 sind die (10) bis (14) entnommen [34]. Als Werkstoff wird Federstahldraht nach DIN EN 10270-1 angenommen [35]. In dieser Norm ist die Zugfestigkeit des Federdrahts in Abhängigkeit vom Durchmesser angegeben. Bei einem Drahtdurchmesser von 20 mm beträgt die geringste Zugfestigkeit 1.020 N/mm². Gemäß der DIN EN 13906-3 beträgt die zulässige Biegespannung 70% der Zugfestigkeit. In (10) wird daher der Wert von 500 N/mm² eingesetzt, um ausreichend Reserven zu haben. Daraus resultiert ein Drahtdurchmesser von 22,2 mm. Es werden 23 mm gewählt, womit eine Windungsanzahl von 7,29 resultiert. Da jedoch Werte gewählt werden müssen, die ein Vielfaches von 0,5 sind, wird eine Windungszahl von 7 festgelegt. Dadurch verändert sich das Moment, welches aufgenommen werden kann und in weiterer Folge auch die Biegespannung. Diese werden mit (10) und (11) berechnet. Für das Moment wird ein Wert von 561 Nm berechnet, welches zu einer Biegespannung von 472 N/mm² führt.

Mit dem Wickelverhältnis kann der Spannungsbeiwert und anschließend die korrigierte Biegespannung, welche 580 N/mm² beträgt, berechnet werden (siehe (12) und(13)).

Aus dieser Berechnung ist zu entnehmen, dass die Variante der Schenkelfedern prinzipiell möglich ist, jedoch muss die Schenkelfeder genau ausgelegt werden. Damit die gleiche Schenkelfeder zwei Mal verwendet werden kann, ist vorgesehen, eine vorne und eine hinten einzusetzen. Daher ist bei der Konstruktion der übrigen Teile darauf zu achten, dass es aufgrund der einseitigen Einleitung des Moments zu keiner unzulässigen Verformung kommt.

Eine Herausforderung ist das Anpassen auf unterschiedliche Personen. Der Angriffspunkt der Schenkelfedern kann nicht verändert werden, daher ist dies nur mittels einer Übersetzung möglich. Ebenso wie bei den vorherigen Wirkstrukturen ist eine Reibungsdämpfung notwendig, da nur Federn vorgesehen sind, welche keine Energie dissipieren und somit Schwingungen möglich sind.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma_{b,zul}}} = 22,2 \text{ mm} \rightarrow 23 \text{ mm} \quad (10)$$

$$n = \frac{d^4 * E * \varphi}{3667 * D * M} = 7,29 \rightarrow 7 \quad (11)$$

$$w = \frac{D}{d} = 4,35 \quad (12)$$

$$q = \frac{w + 0,07}{w - 0,75} = 1,23 \quad (13)$$

$$\sigma_q = q * \sigma = 580 \text{ N/mm}^2 \quad (14)$$

d	Drahtdurchmesser der Schenkelfeder	
M	Moment	539 Nm
$\sigma_{b,zul}$	Zulässige Biegespannung	500 N/mm ²
n	Windungsanzahl	
E	E-Modul	206.000 N/mm ²
φ	Rollwinkel	25°
D	Mittlerer Windungsdurchmesser	100 mm
w	Wickelverhältnis	
q	Spannungsbeiwert	
σ_q	Korrigierte Biegespannung	

In Abbildung 12 ist eine Skizze der Wirkstruktur der Schenkelfeder dargestellt.

Die Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*) kann eingehalten werden, jedoch ist die Länge die limitierende Größe. Dies liegt daran, dass der E-Scooter eine Länge von ca. 1,2 m besitzt und die Schenkelfedern aufgrund des Drahtdurchmessers und der Windungsanzahl jeweils eine Länge von mindestens 0,2 m aufweisen. Daher ist besonders auf das Einhalten der maximalen Länge zu achten.

Der Wunsch 1.2 (*Verkleinerbar*) kann erfüllt werden, da bei dieser Wirkstruktur die Achse das zentrale Element darstellt. Die seitlichen Profile, welche dafür sorgen, dass die Konstruktion nicht kippt, können als Steckelement oder zum Wegklappen ausgeführt werden, da das Moment direkt bei der Achse entsteht.

Die Anforderung 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) wird durch eine entsprechende Auslegung der Schenkelfedern gewährleistet.

Die Anforderung 5.1 (*Person darf nicht herunterfallen*) ist jedenfalls erfüllt, da die Höhe der Tretplattform nur geringfügig höher ist als bei der Verwendung des E-Scooters in der Realität.

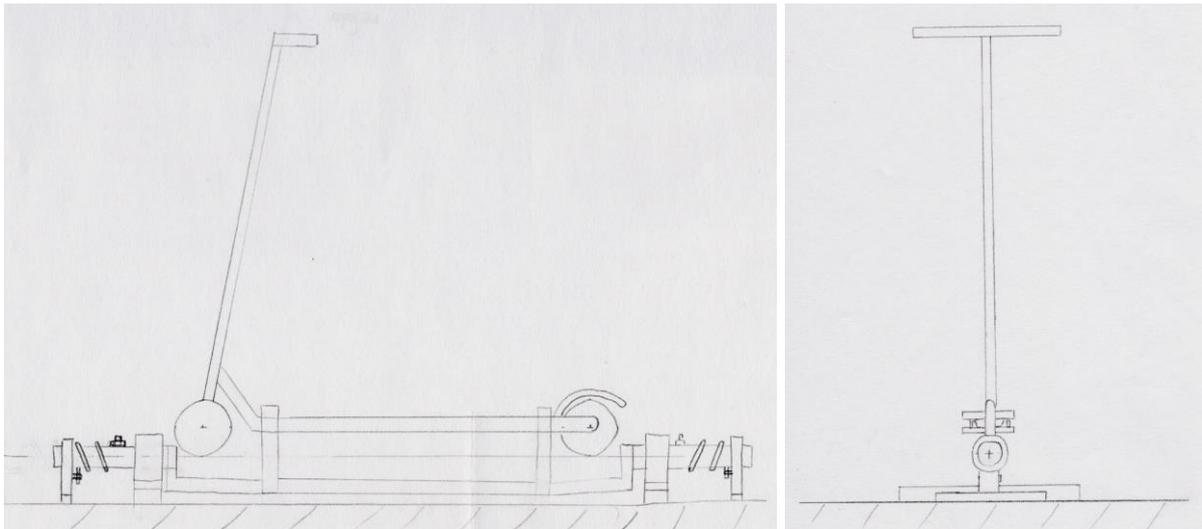


Abbildung 12: Konstruktionsskizze Schenkelfeder

Die Anforderung 5.2 (*Gestell darf nicht kippen*) wird erfüllt, wenn die Breite des Gestells ausreichend ist.

Um die Anforderung 5.3 (*Kein Einklemmen im Betrieb möglich*) zu erfüllen, müssen die Schenkelfedern gekapselt sein, damit ein Hineingreifen nicht möglich ist.

Der Wunsch 6.3 (*Transportierbar*) kann durch die geringe Masse und die kompakten Abmaße erfüllt werden.

Die Anforderung 6.4 (*Verstellbar*) kann nur mit einer Übersetzung realisiert werden. Diese kann auch stufenlos gestaltet werden, wodurch für jede Person vergleichbare Einstellungen gewählt werden können.

3.4.4 Seilzug

Die Wirkstruktur des Seilzugs kombiniert die Erzeugung des Rückstellmoments mittels Federn und einer Masse. Dies erfolgt, indem der E-Scooter auf einer Achse, die sich auf Höhe der Verbindungslinie Vorderrad – Hinterrad befindet, befestigt wird. Auf dieser ist auch ein Element vorhanden, an welchem ein Seil befestigt ist. Wird nun der E-Scooter auf eine Seite geneigt, wird das Seil gespannt, wodurch eine Feder eine Kraft erzeugt. Der Vorteil bei dieser Wirkstruktur ist, dass zusätzlich eine Masse an dem Seil befestigt ist, welche an der Erzeugung des Drehmoments beteiligt ist. Durch das Vorhandensein von zwei voneinander unabhängigen physikalischen Prinzipien für das Erzeugen des Rückstellmoments, können diese unterschiedlich kombiniert werden, wodurch von einer guten Einstellbarkeit ausgegangen werden kann. Die Masse sorgt für ein konstantes Rückstellmoment, während die Federn bei größeren Auslenkungen ein größeres Rückstellmoment erzeugen. Angepasst werden kann dieses durch die Länge des Hebelarms, durch Verschieben des Angriffspunktes des Seils, durch Vorspannen der Federn und durch Ändern der Masse.

Durch den Seilzug stehen viele Konstruktionsmöglichkeiten zur Verfügung. Eine einfache Variante ist, dass an der frei hängenden Masse eine Zugfeder angreift. Durch die Notwendigkeit des freien Hängens der Masse ist eine gewisse Höhe des letzten Umlenkpunktes erforderlich. Das andere Ende des Seils ist indirekt mit dem E-Scooter, ähnlich der Wirkstruktur der horizontalen Federn, verbunden. Dadurch sind dieselben geometrischen Voraussetzungen gegeben. Ebenso sind die Federkräfte identisch, weswegen diese nicht nochmals berechnet werden. Die Massen sorgen lediglich für eine zusätzliche Stabilität, wodurch jedoch immer nur eine Seite eine Kraft ausüben darf, anders als bei der Variante der Horizontalen Federn. Ansonsten wird der konstante Momentenanteil der Gewichte aufgrund der symmetrischen Anordnung aufgehoben.

In Abbildung 13 ist eine Skizze der beschriebenen Variante dargestellt.

Die Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*) wird einzuhalten sein, jedoch hat diese Wirkstruktur im Vergleich zu den bisher beschriebenen den größten Platzbedarf, da aufgrund der hängenden Gewichte eine gewisse Höhe erforderlich ist. Damit dieser Teil der Konstruktion nicht hinderlich bei der Verwendung oder dem Auf- und Absteigen ist, muss dieser nach vorne oder hinten versetzt sein, wodurch eine größere Länge und Höhe, bei gleicher Breite wie bei der Variante der horizontalen Federn benötigt wird.

Der Wunsch 1.2 (*Verkleinerbar*) kann wahrscheinlich nur teilweise erfüllt werden, da das Gestell die Kräfte der Federn aufnehmen muss und somit die Verbindungen die Belastungen aufnehmen müssen. Lediglich die Höhe kann reduziert werden, indem die Gewichte abgenommen werden und die umhüllende Konstruktion entfernt wird.

Die Anforderung 2.2 (*Kontinuierliches Rollen*) wird erfüllt, jedoch ist, wie bei den horizontalen Federn mit einer geringen Abweichung des entstehenden Moments zu dem Rückstellmoment zu rechnen. Durch die geeignete Wahl des Angriffspunktes des Seiles an der Schwinge, kann diese reduziert werden.

Die Anforderung 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) wird durch eine entsprechende Auslegung der Federn gewährleistet.

Die Anforderung 3.3 (*Kein Schwingen möglich*) ist möglicherweise bereits durch die Reibung an den Umlenkpunkten erfüllt. Eine Reibungsdämpfung ist, wie bei den vorherigen Wirkstrukturen vorzusehen, damit diese bei Bedarf einfach ergänzt werden kann.

Die Anforderung 5.1 (*Person darf nicht herunterfallen*) und 5.2 (*Gestell darf nicht kippen*) sind erfüllt, wenn die Breite des Gestells ausreichend ist.

Um die Anforderung 5.3 (*Kein Einklemmen im Betrieb möglich*) zu erfüllen, müssen die Federn und Gewichte gekapselt sein, damit ein Hineingreifen nicht möglich ist.

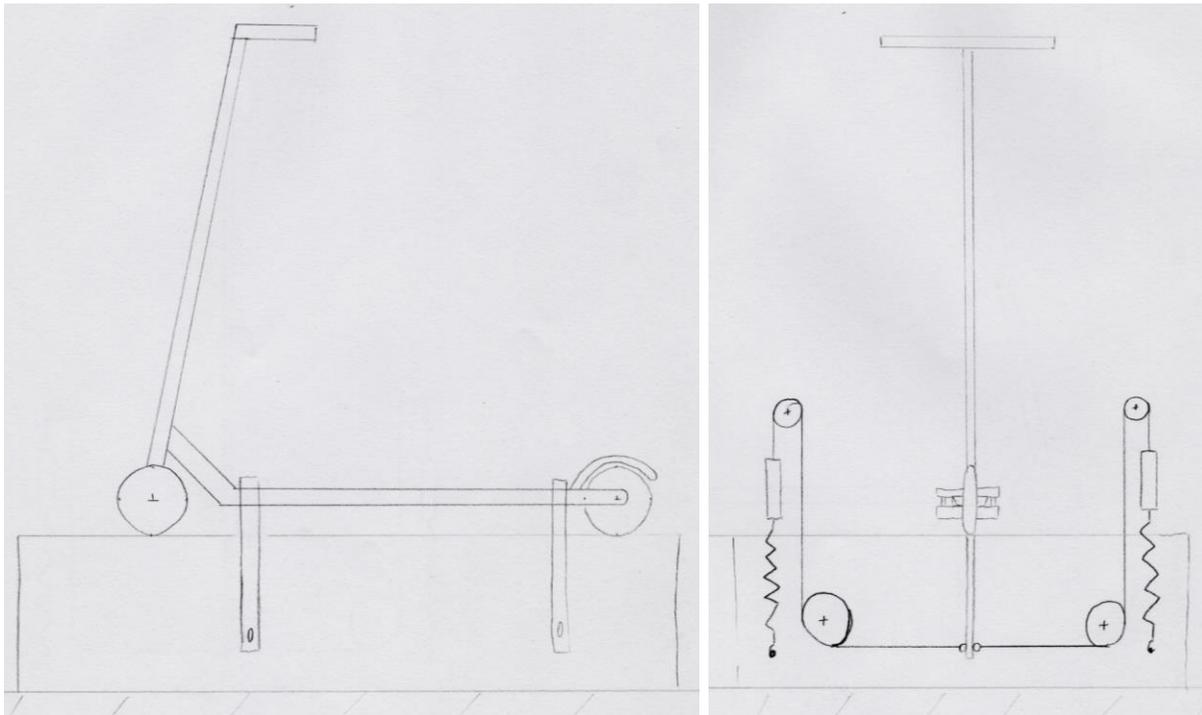


Abbildung 13: Konstruktionsskizze Seilzug

Der Wunsch 6.3 (*Transportierbar*) kann aufgrund der Größe nur eingeschränkt erfüllt werden.

Die Anforderung 6.4 (*Verstellbar*) wird erreicht, indem der Angriffspunkt des Seils an der Schwinge verändert wird. Zusätzlich kann die Masse verändert werden. Durch diese Möglichkeiten können unterschiedlichste Einstellungen vorgenommen werden.

3.4.5 Wiege

Die fünfte Wirkstruktur ist ähnlich einer Wiege für Kleinkinder. Aufgrund dieser Analogie wurde der Name gewählt. Das physikalische Prinzip ist ähnlich der Schaukel, bei der durch die Neigung der Massenmittelpunkt des Menschen und der des Gegengewichtes auf gegenüberliegenden Seiten der Drehachse liegen und somit ein Momentengleichgewicht herrscht. Bei der Wiege ist jedoch keine Drehachse vorhanden, sondern der Aufstandspunkt verschiebt sich, wodurch es sich um eine Wirkstruktur mit besonders einfachem Aufbau handelt. Der Massenmittelpunkt des Gegengewichts muss möglichst nahe dem Aufstandspunkt in der Ruhelage liegen, damit der Hebelarm beim Verschieben des Aufstandspunktes möglichst groß wird. Wie bei der Schaukel ist durch das Erzeugen des Moments in Folge der Gravitation ein identer Verlauf vom entstehenden Moment und erzeugtem Rückstellmoment vorhanden. Dieser Zusammenhang gilt jedoch nur bei Verwendung eines Kreissegmentes. Durch die Wahl einer anderen Geometrie, kann dies bewusst verändert werden.

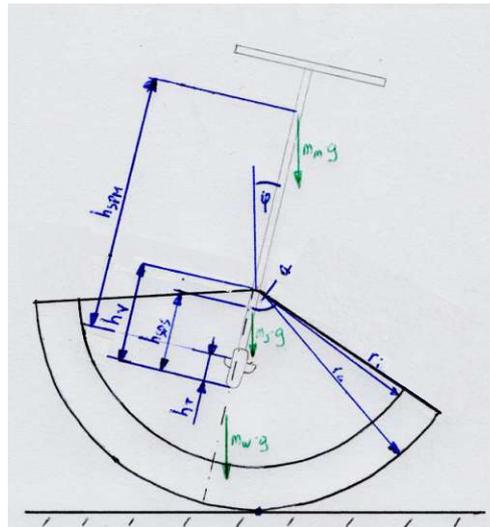


Abbildung 14: Berechnungsskizze Wiege

Zum Abschätzen des Radius und der Breite der Wiegeelemente, wird ein Momentengleichgewicht um den Aufstandspunkt aufgestellt. Die Skizze für die Berechnung ist in Abbildung 14 dargestellt. In (15) ist das Momentengleichgewicht auf die Masse des Wiegeelementes umgeformt, wobei bereits die Erdbeschleunigung und der Rollwinkel gekürzt sind und demnach nicht mehr in der Formel enthalten sind. Um mit einer Formel möglichst viele Fälle abzudecken, wird ein Kreisringstück als Wiegeelement angenommen, dessen Schwerpunktabstand vom Mittelpunkt durch den Nenner der (15) berechnet wird. Zusätzlich wird eine Höhenverstellung des E-Scooters berücksichtigt. Für die beiden Wiegeelemente wird eine Mindestbreite von 20 mm festgelegt, damit die Aufstandsfläche nicht zu klein ist. Mit (16) kann die Breite eines Elementes – durch den Faktor $\frac{1}{2}$ wird berücksichtigt, dass es sich bei der berechneten Masse um zwei Elemente handelt – bestimmt werden. Die Annahme eines Kreisringstücks entspricht nicht ganz der Realität, da der E-Scooter befestigt werden muss. Jedoch stellt dies den idealen Fall dar, welcher durch eine geringe erforderliche Masse, aufgrund des weit außen befindlichen Schwerpunktes und eine ausreichende Breite aufgrund des geringen Volumens, gekennzeichnet ist.

Mit diesen beiden Formeln kann bestimmt werden, dass trotz idealer Annahmen und einem Segmentwinkel von 60° mindestens zwei verschiedene Elemente notwendig sind, um alle geforderten Größen-Gewichts-Kombinationen abzudecken. Dabei wird bereits die Höhenverstellung der Einspannung des E-Scooters berücksichtigt. Diese sorgt dafür, dass ein Element auch für größere bzw. schwerere Personen geeignet ist, wenn die Einspannung nach unten verschoben wird. Die angegebenen Radien haben sich nach einigen Berechnungen als ideal in Bezug auf Gewicht und Breite herausgestellt.

$$m_w = \frac{(h_{SPM} + h_T - h_V) * m_M + (h_{SPS} - h_V) * m_S}{\frac{2}{3} * \frac{(r_a^3 - r_i^3) * \sin(\alpha)}{(r_a^2 - r_i^2) * \alpha}} \quad (15)$$

$$b_w = \frac{1}{2} * \frac{m_w}{\rho} * \frac{1}{(r_a^2 - r_i^2) * \alpha} \quad (16)$$

m_w	Masse der Wiege	
m_M	Masse des Menschen	30 ÷ 100 kg
m_S	Masse des E-Scooters	13,5 kg
h_{SPM}	Höhe des Schwerpunktes des Menschen	0,75 ÷ 1,13 m
h_T	Höhe der Tretplattform	0,13 m
h_V	Höhenverstellung	0 ÷ r_i
h_{SPS}	Höhe des Schwerpunktes des E-Scooters	0,3 m
r_a	Außenradius	0,65 bzw. 0,90 m
r_i	Innenradius	0,45 bzw. 0,70 m
α	Halber Segmentwinkel in Radiant	$\pi/6$
ρ	Dichte	7.850 kg/m ³
b_w	Breite eines Wiegeelementes	

In Tabelle 4 sind die Ergebnisse der Auslegung beschrieben. Die Wiegeelemente für den Referenzfall 1 (Wiege 1) sind so ausgelegt, dass diese ohne Höhenverstellung zu verwenden sind. Für den Referenzfall 2 (Wiege 2) erfolgt die Auslegung mit maximaler Verstellung. Um zu überprüfen, ob diese beiden Geometrien ausreichen, wird berechnet, ob es Personen gibt, die die unterschiedlichen Wiegeelemente verwenden können. Dafür wird eine Körpergrößen-Gewicht-Kombination gesucht, welche die kleinen Wiegeelemente bei maximaler bzw. die großen Wiegeelemente bei minimaler Höhenverstellung noch verwenden kann. Zwei verschiedene Elemente sind ausreichend, da sich die Einsatzgrenzen der Wiegen überschneiden. Somit können Personen, welche zwischen den Einsatzgrenzen liegen, die Wiege 1 bei maximaler Höhenverstellung oder die Wiege 2 ohne Höhenverstellung verwenden.

	Außenradius [m]	Innenradius [m]	Gewicht (gesamt) [kg]	Breite eines Elements [mm]	Einsatzgrenze
Wiege 1 (für Referenzfall 1)	0,65	0,45	57	32	1,60 m & 55 kg
Wiege 2 (für Referenzfall 2)	0,90	0,70	65	25	1,56 m & 45 kg

Tabelle 4: Geometrie der Wiegeelemente

Es ist keine Dämpfung vorhanden, wodurch ein Schwingverhalten zu erwarten ist. Durch eine Unterlage aus Schaumstoff, kann der Rollwiderstand erhöht werden. Dies entspricht einer Dämpfung.

In Abbildung 15 ist die Skizze dieser Wirkstruktur dargestellt.

Es muss festgehalten werden, dass aufgrund der unterschiedlichen Radien das Gefühl bei Verwendung der unterschiedlichen Elemente nicht identisch ist. Bei den vorherigen drei Wirkstrukturen konnte diese Vergleichbarkeit garantiert werden.

Die Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*) wird eingehalten, wobei aufgrund der Höhenbeschränkung mehrere Wiegeelemente notwendig sind.

Der Wunsch 1.2 (*Verkleinerbar*) kann nicht erfüllt werden, da jedes Element für sich eine Einheit darstellt. Durch die geringe Größe von maximal 0,9 x 0,45 x 0,05 m ist festzuhalten, dass dieser Wunsch als erfüllt gelten kann.

Die Anforderung 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) ist bei dieser Variante nicht zutreffend, da bei dieser Berechnung davon ausgegangen wurde, dass die Drehachse auf der Verbindungslinie Vorderrad – Hinterrad liegt. Die Anforderungen 2.1 (*Maximaler Rollwinkel in beide Richtungen*), Anforderungen 6.1 (*Zulässige Masse Person*) sowie Anforderungen 6.2 (*Zulässige Größe Person*), welche in der Anforderung 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) Eingang finden, werden erfüllt.

Die Anforderung 2.7 (*Kein Schwingen möglich*) wird durch die Wahl des geeigneten Untergrundes erfüllt.

Die Anforderung 3.2 (*Maximales Gewicht*) wird erfüllt, wenn die beiden Wiegeelemente separat betrachtet werden. Diese ist dadurch gerechtfertigt, dass die Elemente komplett unabhängig voneinander sind.

Die Anforderung 5.1 (*Person darf nicht herunterfallen*) ist bei dieser Wirkstruktur schwierig zu erfüllen. Genaueres kann bei diesem Detaillierungsgrad nicht festgehalten werden. Im weiteren Produktentwicklungsprozess muss dieser Anforderung eine hohe Priorität zugeordnet werden, um deren Erfüllung zu garantieren.

Die Anforderung 5.2 (*Gestell darf nicht kippen*) ist erfüllt, wenn die Wiegeelemente einen Punkt am Umfang aufweisen, über welchen sich die Person mit dem E-Scooter nicht neigen kann.

Die Anforderung 5.3 (*Kein Einklemmen im Betrieb möglich*) ist erfüllt, wenn gewährleistet werden kann, dass keine Körperteile zwischen Wiegeelement und Untergrund gelangen.

Der Wunsch 6.3 (*Transportierbar*) ist erfüllt, jedoch ist zu berücksichtigen, dass ein Element ca. 35 kg wiegt und dementsprechend schwer gehoben werden kann.

Die Anforderung 6.4 (*Verstellbar*) wird durch das Verändern der Höhe der Einspannung, an welcher der E-Scooter befestigt ist und die verschiedenen Wiegeelemente erreicht.

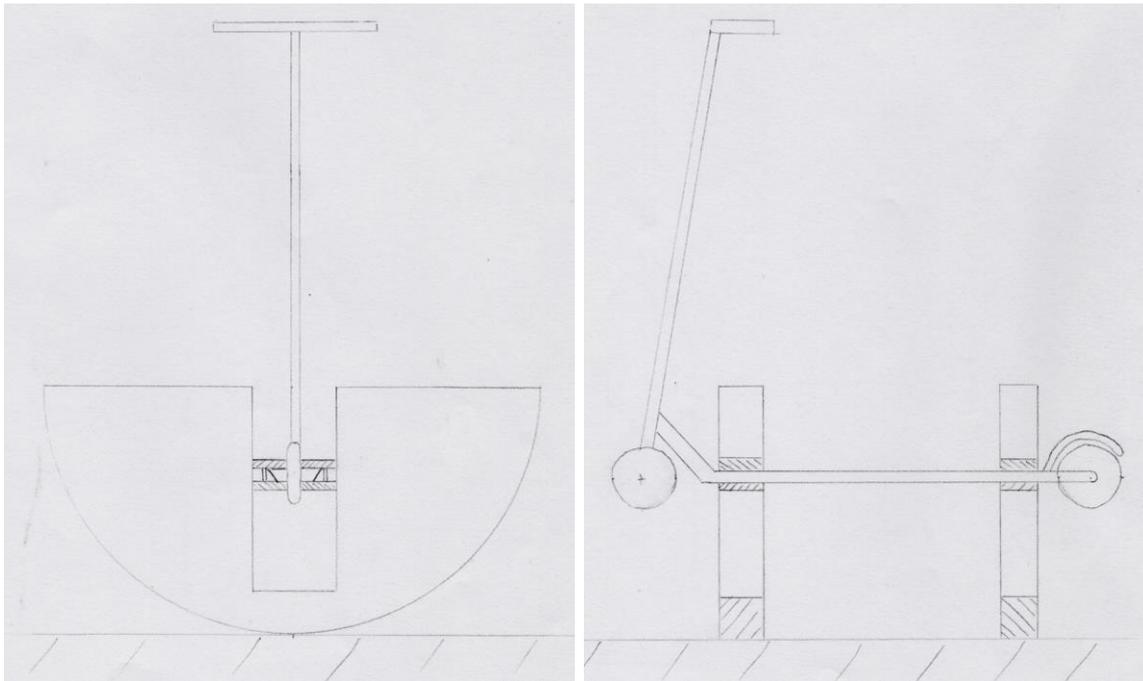


Abbildung 15: Konstruktionsskizze Wiege

3.5 Bewerten

Nachdem die fünf Wirkstrukturen hinsichtlich der physikalischen Umsetzung und der Erfüllung der Anforderungen und Wünsche überprüft sind, werden diese nun bewertet, um die geeignetste Variante zu finden. Es wird festgelegt, dass nicht nur eine Lösung entworfen werden soll, sondern aufgrund der erheblichen Unsicherheit bei der Entwicklung, auch eine zweite. Das Entwerfen dieser zweiten Lösung wird jedoch aufgrund des Aufwands in einem geringeren Detaillierungsgrad erfolgen. Damit kann, falls das Ergebnis der ersten Lösung beim Testen nicht den Erwartungen entspricht, eine zweite Konstruktion, die auf einer anderen Wirkstruktur basiert, schneller fertiggestellt werden. Wie bereits erwähnt, ist es im Vorhinein nicht möglich, das zu erwartende Fahrgefühl zu beschreiben und zu bewerten. Daher ist diese Herangehensweise zweckmäßig. Basierend auf den Ergebnissen aus Kapitel 3.4 wird eine optimale und eine alternative Wirkstruktur identifiziert, welche entworfen werden soll.

In Tabelle 5 sind die fünf beschriebenen Wirkstrukturen jeweils nach fünf technischen Kriterien bewertet. Eine wirtschaftliche Bewertung wird nicht durchgeführt. Die Bewertung erfolgt nach der VDI 2225-3, bei welcher einem Kriterium eine Punktezahl von 0 bis 4 zugewiesen wird und das Kriterium gewichtet werden kann [36]. Die Kriterien sind aus der Anforderungsliste und Hauptmerkmalsliste [14, p. 270] abgeleitet. Im Folgenden wird beschrieben, wie die fünf Kriterien identifiziert werden, welche Faktoren darin Eingang finden und wie die Bewertung erfolgt. Die Kriterien lauten:

- Einfachheit der Konstruktion
- Rollverhalten
- Einstellbarkeit
- Sicherheit
- Transportfähigkeit

Zusätzlich wird die Gewichtung begründet. Generell ist jedoch anzumerken, dass subjektive Ansichten bei dieser Bewertung immer einfließen. Verschiedene Personen können daher eine unterschiedliche Punktezahl vergeben, woraus eine andere Bewertung resultiert.

Unter dem Kriterium *Einfachheit der Konstruktion* werden mehrere Merkmale zusammengefasst. Zu einem finden hier die die Komplexität zum Erzeugen des Rückstellmoments. Des Weiteren wird die Anzahl der benötigten Teile und der mögliche Einsatz von Normteile und Standard-Zukaufteile berücksichtigt. Daher fließt in die technische Bewertung über dieses Kriterium geringfügig auch eine wirtschaftliche Bewertung ein. Die Schaukel und die horizontale Feder sind mit vier Punkten bewertet, da das Wirkprinzip am einfachsten ist und viele Zukaufteile verwendet werden können. Drei Punkte werden für die Schenkelfeder und die Wiege vergeben, da die Federn bei dieser Anwendung keine Standardzukaufteile sind bzw. die Wiegeelemente große Einzelteile sind, die entsprechend aufwendig zu fertigen sind. Der Seilzug wird mit 2 Punkten bewertet, da die Seilführung komplex ist.

Im Kriterium *Rollverhalten* wird bewertet, wie die Wirkstruktur das Wirkprinzip *gleichmäßiges Rollen ermöglichen* erfüllt. Vier Punkte werden vergeben, wenn die Drehachse mit der Verbindungslinie der Aufstandspunkte übereinstimmt, drei Punkte, wenn die Drehachse nach oben verschoben ist und zwei Punkte, wenn die Drehachse nach unten verschoben ist, da angenommen wird, dass dies als größere Abweichung zur Realität wahrgenommen wird.

Das Kriterium *Einstellbarkeit* beinhaltet das Wirkprinzip *Rückstellmoment veränderlich*, wobei die Anzahl der verschiedenen Möglichkeiten, die erwartete Dauer des Vorgangs zum Verstellen, sowie die Vergleichbarkeit der Einstellungen unter den verschiedenen Probanden berücksichtigt wird. Vier Punkte werden vergeben, wenn es mindestens zwei Möglichkeiten zum Einstellen gibt. Dies trifft auf die Schaukel zu, bei der sowohl der Hebelarm als auch die Masse geändert werden kann, und auf den Seilzug, bei dem die Masse, die Feder und der Angriffspunkt veränderbar ist, zu. Bei der horizontalen Feder kann nur der Hebelarm verändert werden, weswegen dies mit drei Punkten bewertet wurde. Bei den Schenkelfedern muss eine Übersetzung verwendet werden, welche im Stillstand zu schalten ist und wahrscheinlich nur diskrete Veränderungen zulässt. Diese Voraussetzungen und Einschränkungen führten zu einer Bewertung von zwei Punkten. Ebenfalls zwei Punkte werden der Wiege zugeordnet, da hier verschiedene

Wiegeelemente notwendig sind, welche sprunghaft eine Veränderung der Geometrie bewirken.

Bei der Bewertung des Kriteriums *Sicherheit* wird das Risiko bei der Verwendung und beim Auf- und Absteigen bewertet. Bei den Wirkstrukturen horizontale Feder, Schenkelfeder und Seilzug sind diese aufgrund der mit der Realität übereinstimmenden Abstieghöhe mit vier Punkten bewertet. Die Schaukel erhält drei Punkte, da beim Absteigen vom Gestell die Schaukel schwingen kann und den Probanden am Knöchel treffen kann. Dies muss verhindert werden, wodurch eine Hilfskonstruktion notwendig ist. Bei der Wiege ist dieselbe Problematik gegeben, jedoch ist der Proband zusätzlich in einer größeren Höhe. Deswegen werden hier nur zwei Punkte vergeben.

Das Kriterium *Transportierbarkeit*, berücksichtigt den Wunsch 6.3 (*Transportierbar*) der Anforderungsliste. Da dies ein Wunsch ist, ist die Gewichtung nur halb so hoch wie bei den anderen Kriterien. Zur Bewertung wird das Gewicht der fest miteinander verbundenen Elemente und die Größe herangezogen. Die Schenkelfeder und die Wiege sind hier mit drei Punkten bewertet, da die Masse nicht so hoch ist und die Größe kein Hindernis darstellt. Bei der horizontalen Feder und dem Seilzug ist das Volumen höher, weswegen zwei Punkte vergeben werden. Die Schaukel weist ein hohes Gewicht und Volumen auf, weswegen nur ein Punkt vergeben wird.

Die vergebenen Punkte werden nun mit der Gewichtung der Kriterien multipliziert und für jede Wirkstruktur aufsummiert. Anschließend wird durch die maximal mögliche Punkteanzahl dividiert, um die technische Wertigkeit zu erhalten. Diese gibt somit den Ausnutzungsgrad der Variante im Vergleich zum Optimum an. Nach der Bewertung, welche in Tabelle 5 dargestellt ist, ist zu erkennen, dass die Wiege die geringste technische Wertigkeit von 0,6 bzw. 0,58 aufweist. Die Schaukel, die Schenkelfedern und der Seilzug weisen etwa die gleiche technischen Wertigkeit von ca. 0,8 auf. Die horizontalen Federn haben die beste technische Wertigkeit von 0,85 bzw. 0,89. Varianten mit Werten von unter etwa 0,6 sind stark verbesserungs-würdig, während Wirkstrukturen mit Werten von über etwa 0,8 Grundlage beim Entwerfen sein können [14].

Demnach werden dem Kunden alle Varianten mit der Bewertung, samt dem beschriebenen Vorgang, vorgestellt. Von der Variante der Wiege wird abgeraten und festgehalten, dass die übrigen Varianten aus jetzigem Wissensstand ähnlich gute Ergebnisse liefern werden. In einem Online-Meeting am 7. Februar 2022 wurden die Ergebnisse des Bewertens dem Kunden vorgestellt.

Nachdem der Kunde seine Einschätzung abgegeben und die Wiege und die Schenkelfeder ausgeschlossen hat, wurde festgelegt, dass die horizontale Feder die Variante ist welche entworfen werden soll. Als zweite Variante wurde die Schaukel gewählt, da hier gänzlich andere Wirkprinzipien verwendet werden.

Bewertungskriterium	Schaukel		Horizontale Feder		Schenkel-feder		Seilzug		Wiege		
	Gew.	Wert	Gew. Wert	Wert	Gew. Wert	Wert	Gew. Wert	Wert	Gew. Wert	Wert	Gew. Wert
Einfachheit der Konstruktion	1	4		4		3		2		3	
Rollverhalten	1	3		4		4		4		2	
Einstellbarkeit	1	4		3		2		4		2	
Sicherheit	1	3		4		4		4		2	
Transportfähigkeit	0,5	1	0,5	2	1	3	1,5	2	1	3	1,5
Summe		15	14,5	17	16	16	14,5	16	15	12	10,5
Technische Wertigkeit		0,75	0,81	0,85	0,89	0,80	0,81	0,80	0,83	0,60	0,58

Tabelle 5: Bewertung der Wirkstrukturen

4 Entwerfen

Ähnlich wie der bisherige Produktentwicklungsprozess verläuft dieser Schritt nach einem klar strukturierten Schema. Zuerst werden im Zuge der Grobgestaltung die räumlichen Bedingungen geklärt und die Hauptfunktionsträger grob gestaltet. Beim Feingestalten werden Lösungen für die Nebenfunktionen gefunden und alle Funktionen feingestaltet. Darauf aufbauend erfolgt üblicherweise das Bewerten und das abschließende Gestalten. Bei dieser Produktentwicklung wurde jedoch keine Bewertung durchgeführt, sondern bei Schwachstellen einer Teilfunktion diese gleich nochmals grobgestaltet. Durch diese Iterationen ist eine strukturierte Beschreibung schwierig. In Kapitel 4.1 ist das Grobgestalten und in Kapitel 4.2 das Feingestalten der verschiedenen Versionen beschreiben. Die Versionen sind hintereinander gestaltet worden und geben somit einen chronologischen Verlauf wieder. In Tabelle 6 sind die verschiedenen Versionen mit den Veränderungen der einzelnen Teilfunktionen kompakt angegeben. Nachdem eine Variante zufriedenstellend gestaltet wurde, erfolgt das optimierende Gestalten. Dieses ist unter anderem durch das Berechnen der wesentlichen Komponenten gekennzeichnet.

Ein zentrales Element bei der Gestaltung ist das Erstellen eines CAD-Modells, da mit diesem die Anordnung der Komponenten überprüft werden kann und eventuelle Kollisionen entdeckt werden. Daher wurde für alle Versionen bereits bei der Grobgestaltung ein CAD-Modell erstellt, welches im Zuge der Feingestaltung schrittweise detaillierter ausgearbeitet wurde.

4.1 Grobgestalten

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben sind die drei Hauptfunktionen *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen*, *Rückstellmoment erzeugen* und *Rückstellmoment einstellbar*. Beim Grobgestalten dieser werden die räumlichen Bedingungen berücksichtigt und die Elemente grob ausgelegt.

Da in diesem Schritt die Geometrie eine entscheidende Rolle spielt, werden alle diesbezüglichen Anforderungen und bereits berechneten Werte nochmals kurz beschrieben.

Als maximale Größe wurde $2 \times 1,5 \times 0,5$ m in den Anforderungen festgelegt, wobei sich die 0,5 m auf die Höhe der Tretplattform bezieht. Als Minimalbreite wurde in Kapitel 2.2 eine Breite von 1 m berechnet. Da die Drehachse auf Höhe der Aufstandspunkte liegt, befindet sich diese in einer Höhe von 0,37 m. Die Plattform des Gestells wird ebenfalls in dieser Höhe liegen. Daher ist die Größe des Gestells mit einer maximalen Länge von 2 m, einer Breite zwischen 1 und 1,5 m und einer Höhe von 0,37 m festgelegt. Die

maximale Länge des Schwerts ist somit 0,36 m, damit ein Abstand von 10 mm zum Boden vorhanden ist.

Es muss ein Rollwinkel von 25° garantiert werden, wodurch die Schwinge 0,15 m um und die Federenden entsprechend der Einstellung zur Seite ausgelenkt werden.

In Tabelle 6 sind die vier Versionen, welche im Zuge der Grobgestaltung entwickelt wurden, angeführt. Bei jeder Version sind die geänderten Entwürfe der Hauptfunktionen im Vergleich zur vorangegangenen Version angegeben. Die Versionen und die Gründe für die Überarbeitung der unterschiedlichen Entwürfe sind in Kapitel 4.1 und 4.2 genau beschrieben.

Um Klarheit bezüglich der Nomenklatur zu schaffen werden die verwendeten Begriffe aufgezählt und beschrieben:

- Ständer: Umfasst die gesamte Konstruktion
- Gestell: Unbeweglicher Teil der Konstruktion
- Schwinge: Beweglicher Teil der Konstruktion, mit E-Scooter verbunden
- Plattform: Platte auf dem Gestell, der Probanden steht darauf beim Auf- und Absteigen des E-Scooters stehen
- Hebelarm: Abstand Achse-Federangriff
- Schwert: Teil der Schwinge in dem der Schlitten bewegt wird
- Schlitten: Mit dem Schwert beweglich verbunden, Federn sind daran befestigt
- Klemmelement: Verbindung des E-Scooters mit der Schwinge
- Horizontale Verbindung: Verbindung des Gestells mit dem Schlitten

	Gleichmäßiges Rollen ermöglichen	Rückstellmoment erzeugen	Rückstellmoment einstellbar
Version 1	Entwurf 1 Rollen über Reifen	Entwurf 1 Federn immer horizontal; Wirkender Hebelarm bleibt gleich über Linearführung an Schwert	Entwurf 1 Verstellung erfolgt innen am Gestell mittels Griffe; Bolzen zum Fixieren
Version 2	Entwurf 2 Rollen mit Achse, Wälzlagerung	Entwurf 2 Gasdruckfedern statt Schraubenfedern, Nadellager statt Linearführung	
Version 3			Entwurf 2 Seilzug mit Seilwinde statt Griffe; Fixierung außen am Gestell
Version 4	Entwurf 3 Gleitlager statt Wälzlager	Entwurf 3 Federn schräg angeordnet; Gleitfolie statt Nadellager	Entwurf 3 Gewindespindel statt Seilwinde

Tabelle 6: Versionen der Gestaltung

Version 1

Der Startpunkt für die Grobgestaltung ist die Hauptfunktion *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen*, da diese am wenigsten komplex erschien und räumlich zentral angeordnet ist. Der E-Scooter-Ständer wird um diese Hauptfunktion aufgebaut. Wie in der Wirkstruktur festgelegt, wird gleichmäßiges Rollen in Höhe der Aufstandspunkte des Vorder- und Hinterrades ermöglicht. Beim ersten Entwurf dieser Hauptfunktion wird der E-Scooter unmittelbar dazu verwendet. Ausschließlich die beiden Reifen haben Kontakt zur Aufstandsfläche. Dadurch wird die Rollbewegung über den Reifen ermöglicht, wodurch das geometrische Verhalten beim Neigen identisch zur Verwendung des E-Scooters in der Realität ist. Es ist kein Element notwendig, um diese Funktion zu erfüllen, weswegen auch kein Platzbedarf vorhanden ist.

Um das Rückstellmoment zu erzeugen, werden horizontal angeordnete Federn verwendet. Die Breite des Gestells steht somit in einem engen Zusammenhang mit den Federn, da dies die einzigen quer angeordneten Elemente sind. Es gibt jedoch verschiedene Möglichkeiten die Federn anzuordnen, um das erforderliche Rückstellmoment zu erzeugen. Dies liegt unter anderem an der Kreisbewegung, welche die Federenden an der Schwinge bei einer Rollbewegung zurücklegen. Für alle Entwürfe dieser Hauptfunktion spielt daher die Anordnung der Federn und die Geometrie des Schwerts eine entscheidende Rolle. Wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben muss die Feder unter der Annahme eines Hebelarms von 335 mm zum Ausgleichen des entstehenden Moments eine Kraft von minimal 1.609 N, einen Federweg von minimal 142 mm und eine Federrate von etwa 12 N/mm aufweisen. Die Geometrie und Anordnung der Federn sind zu diesem Zeitpunkt noch nicht bekannt und auch von den Federn selbst abhängig. Dadurch ist eine genaue Auslegung, um das geforderte Rückstellmoment inklusive des Verlaufs über die Neigung zu erreichen, nicht zielführend.

Der erste Entwurf beruht auf der Verwendung von Schraubendruckfedern. Mit den oben angeführten Daten ist unter Annahme einer statischen bzw. quasistatischen Beanspruchung beispielsweise die Feder D-399 von Gutekunst Federn passend [37]. Diese Feder erfüllt teilweise auch die Anforderungen für die dynamische Beanspruchung, weswegen die Geometrie dieser Feder für die weitere Grobgestaltung herangezogen wird. Der Außendurchmesser beträgt 88 mm, wodurch der Hebelarm um weitere 20 mm reduziert ist – da vorhin ein Außendurchmesser von 50 mm angenommen wurde – und die ungespannte Länge ist 600 mm. Aufgrund der Federrate von 4,4 N/mm ist es notwendig, dass in jeder Neigung beide Federn Kraft auf die Schwinge ausüben, womit die resultierende Federrate doppelt so hoch (vergleiche dazu Abbildung 10) und die Abweichung zu der geforderten Federrate geringer ist. Dies ist aufgrund des möglichen Federweges der Federn von 399 mm möglich. Die Breite des Gestells beträgt daher ca. 1,2 m.

Der Schlitten ist mit dem Gestell über eine horizontale Verbindung gekoppelt. Die Federn sind ein Teil davon. Die Befestigung erfolgt an der Außenseite des Gestells, wodurch die Federn zu jedem Zeitpunkt horizontal ausgerichtet sind. Dadurch ist der wirkende Hebelarm zur Erzeugung des Moments bei jeder Neigung ident. Bei der Kreisbewegung ist auch eine Bewegung in vertikaler Richtung vorhanden. Der notwendige Ausgleich dieser Verschiebung erfolgt an der Schwinge. Die horizontale Verbindung stellt sicher, dass der Schlitten bei einer Neigung zur Seite gleitet. Um die Bewegung zu ermöglichen, sind Linearführungen an den Schwertern angebracht, wobei zwischen Schlitten und Linearführung jeweils ein Gelenk vorhanden ist, damit die Federenden immer vertikal ausgerichtet sind. Der Schlitten gleitet in der horizontalen Verbindung.

Eng mit dem Erzeugen des Rückstellmoments ist das Verändern des Rückstellmoments verbunden. Wie beschrieben ist die horizontale Verbindung an den Seiten des Gestells fixiert. Diese Befestigung erfolgt mittels Rastbolzen an den Innenseiten des Gestells. Um das Rückstellmoment zu verändern, müssen die Rastbolzen auf beiden Seiten gelöst und die Höhe der horizontalen Verbindung verändert werden. Dafür muss die Bewegung auf beiden Seiten gleichzeitig ausgeführt werden. Anschließend erfolgt die Fixierung über die Rastbolzen. Es können daher nur diskrete Veränderungen des Rückstellmoments vorgenommen werden.

Das CAD-Modell ist in Abbildung 18 auf Seite 63 dargestellt. Als Profile sind Profile der Firma item Industrietechnik GmbH (im Folgenden als ITEM gezeichnet) integriert, da gute Erfahrungen bei der Handhabbarkeit dieser vorhanden waren.

Ein Nachteil der horizontalen Ausrichtung der Federn ist, dass der maximal wirkende Hebelarm wesentlich geringer ist als der maximale Hebelarm selbst. Durch die Anordnung und den maximalen Rollwinkel ist der maximal wirkende Hebelarm um 9% geringer als der maximale Hebelarm. Deswegen beträgt der maximal wirkende Hebelarm nur mehr 285 mm und die erforderliche Federkraft erhöht sich auf 1.888 N.

Die Hauptfunktionsträger sind bei dieser Version dennoch so weit erfüllt, dass mit der Feingestaltung begonnen wird.

Version 2

Da die gleichmäßige Rollbewegung nicht über die Reifen auf einem ebenen Untergrund ermöglicht werden kann, muss ein zweiter Entwurf gestaltet werden. Es besteht die Möglichkeit eine Vertiefung des Aufstandspunktes vorzusehen. Dadurch würde aber die geometrische Ähnlichkeit beim Neigen nicht mehr zutreffen, weswegen dies nicht weiter in Betracht gezogen wurde. Um ein seitliches Verschieben zu verhindern, kann ein an den Schwertern befestigt Wellenstumpf in Höhe der Aufstandspunkte vorgesehen werden. Dieser Wellenstumpf hat als Gegenstück eine vertikale Führung. Dies stellt aber einen Aufbau dar, welcher unnötig komplex ist und einer genauen Fertigung

bedarf. Daher wird die Rollbewegung nicht über die Reifen ermöglicht. Stattdessen stellt eine Achse, welche sich auf der Höhe der Aufstandspunkte befindet, diese Funktion sicher. Die Achse verbindet die beiden Schwerter und ist somit Teil der Schwinge. Die Achse ist direkt unter der Tretplattform angeordnet, wodurch begrenzter Platz vorhanden ist. Die Verbindung der Schwinge mit dem Gestell erfolgt über zwei Lager.

Der zweite Entwurf zur Erzeugung des Rückstellmoments ist eine Weiterentwicklung der Version 1 bei dem keine Linearführung vorhanden ist. Stattdessen wird die Verschiebung des Schlittens beim Neigen durch ein Nadellager, welches in einem Langloch am Schwert beweglich gelagert ist, ausgeglichen. Die horizontale Führung wird um eine Linearführung ergänzt, wobei ein geringer Abstand des Kraftangriffs vom Schlitten der Linearführung anzustreben ist, um den Verschleiß der Linearführung zu minimieren. Bei der Schraubendruckfeder ist dieser Abstand mit mindestens 45 mm relativ hoch. Des Weiteren ist die Federrate, die für die Gestaltung herangezogenen Feder, von 4,4 N/mm gering, weswegen der Einsatz von Gasdruckfedern überprüft wird. Die Gasdruckfeder vom Typ GS-28 der Firma ACE Stoßdämpfer GmbH, hat einen Außendurchmesser von 28 mm und weist gemittelt eine Progression von ca. 68% auf [38]. Dadurch beträgt die maximale Kraft bei einer Nennkraft von 2.500 N 4.200 N. Dieser Kraftunterschied von 1.700 N entspricht bei einem Hub von 300 mm einer Federrate von 5,7 N/mm. Aus diesem Grund werden die Schraubendruckfedern durch Gasdruckfedern ersetzt, um das Rückstellmoment zu erzeugen.

Nachdem für beide Hauptfunktionen neue Entwürfe entwickelt worden sind, kann mit der Feingestaltung begonnen werden.

Version 3

Es wird versucht, die ergänzte Anforderung 6.6 (*Verstellbar*) und den Wunsch 6.7 (*Verstellbar*) zu integrieren und gleichzeitig den Entwurf für das einstellbare Rückstellmoment möglichst geringfügig zu verändern.

Bisher war vorgesehen, dass zwei Personen gleichzeitig mit den Griffen an den Außenseiten der horizontalen Führung diese anheben bzw. absenken. Aufgrund der Entfernung der Griffe ist es für eine Person alleine nicht möglich, eine Änderung der Einstellung vorzunehmen. Stattdessen wird daher ein Seilzug verwendet. Damit kann eine Person das Verstellen vornehmen und die Griffe werden durch die Befestigung des Seils ersetzt. Um ein Absenken der horizontalen Führung zu erlauben, muss eine ausreichend große Kraft vorhanden sein. Dafür ist es eventuell notwendig eine zusätzliche Masse an der horizontalen Führung anzubringen.

Die Fixierung erfolgt über Rastbolzen, welche im Sinne einer einfacheren Handhabung außen am Gestell befestigt sind. Damit die gewünschte Höhe nach dem Einstellen mit den Rastbolzen fixiert werden kann, muss die Seilwinde selbsthemmend sein.

Es wurde eine Lösung gefunden, bei der nur die Krafteinleitung zum Verstellen geändert werden musste. Der Verlauf des Seilzuges wird erst in der Feingestaltung geklärt, da zu diesem Zeitpunkt der Detaillierungsgrad der übrigen Komponenten höher ist und der zur Verfügung stehende Platz besser abgeschätzt werden kann.

Version 4

Das Ziel ist eine Reduktion der erforderlichen Kraft, durch welche das Rückstellmoment erzeugt wird. Daraus folgt, dass der wirkende Hebelarm vergrößert werden muss. Die Länge des Schwerts kann jedoch nicht vergrößert werden. Bei genauerer Betrachtung muss nur der wirkende Hebelarm beim maximalen Rollwinkel erhöht werden. Der wirkende Hebelarm ist im Verhältnis zum Hebelarm maximal, wenn die angreifende Kraft normal auf das Schwert steht.

Infolgedessen sind die Federn nicht mehr horizontal angeordnet und der wirkende Hebelarm ändert sich abhängig vom Rollwinkel. Zusätzlich ist eine Kraft in Vertikalrichtung vorhanden. Damit beim maximalen Rollwinkel die Feder normal auf das Schwert steht, muss der Ständer mindestens 1,6 m breit sein, wenn der äußere Befestigungspunkt auf Höhe der Achse liegt. Dies ist jedoch durch Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*) nicht zulässig. Daher ist abhängig von der festzulegenden Breite, eine Absenkung des äußeren Befestigungspunktes der Federn erforderlich. Der Verlauf der Kraft und in weiterer Folge des Moments, über den Rollwinkel ist aufgrund der geometrischen Zusammenhänge komplex. Trotzdem wurde bereits in dieser Phase überprüft, ob der Verlauf des Rückstellmoments mit dem entstehenden Moment mit geringen Abweichungen übereinstimmt, da bei einer hohen Abweichung dieser Entwurf nicht weiter verfolgt wird.

Es wird daher ein Berechnungsmodell, welches in Abbildung 16 dargestellt ist, aufgebaut bei dem die Länge der Feder, die Federkraft und das entstehende Moment vom Rollwinkel φ abhängig sind. Die geometrischen Verhältnisse sind bei einem Rollwinkel von 0° und 25° überlagert eingezeichnet. Es werden die Daten der Gasdruckfeder GS-28 (F_L und F_R) mit einer Nennspannung von 2.500 N und einem Hub von 300 mm gewählt und überprüft, ob die geometrischen Gegebenheiten passend sind. Dies resultiert in einer Länge der Schwinge (h) von 335 mm, einem horizontalen Abstand des äußeren Befestigungspunktes zur Achse (l) von 500 mm, einer Absenkung (h_1) von 136 mm und einem Abstand des inneren Federangriffs von der Mitte der Schwinge (b) von 10 mm. Der zugehörige Momentenverlauf ist in Abbildung 17 dem entstehenden Moment von Referenzfall 2 gegenübergestellt. Zu erkennen ist, dass das Rückstellmoment zu hoch ist, weswegen dieselbe Berechnung bei einer Länge der Schwinge von 295 mm durchgeführt wird. Das Rückstellmoment bei dieser Geometrie stimmt gut mit dem entstehenden Moment für Referenzfall 2 überein. Die maximale Abweichung beträgt 15 N bei 15° bzw. 6% bei 1° .

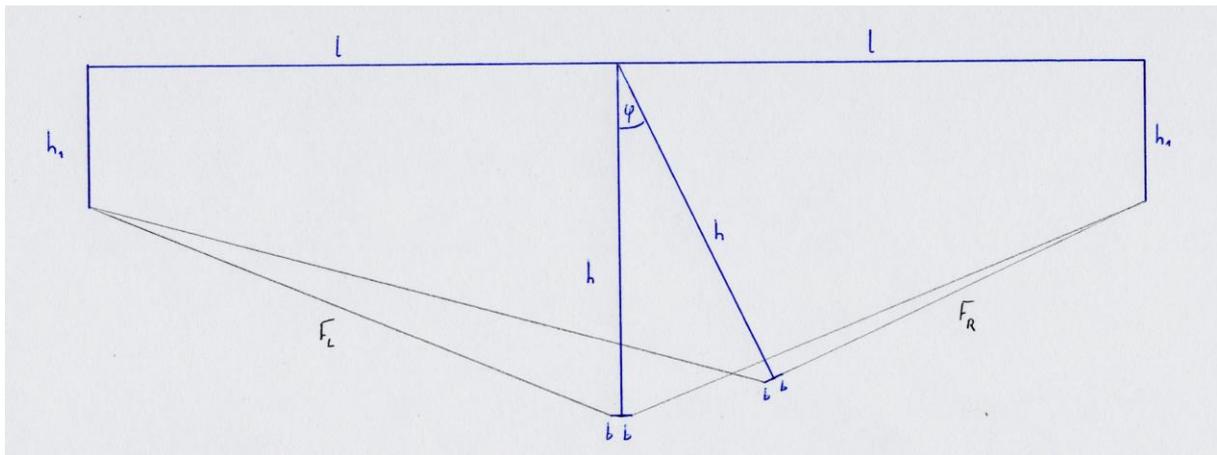


Abbildung 16: Berechnungsskizze Rückstellmoment

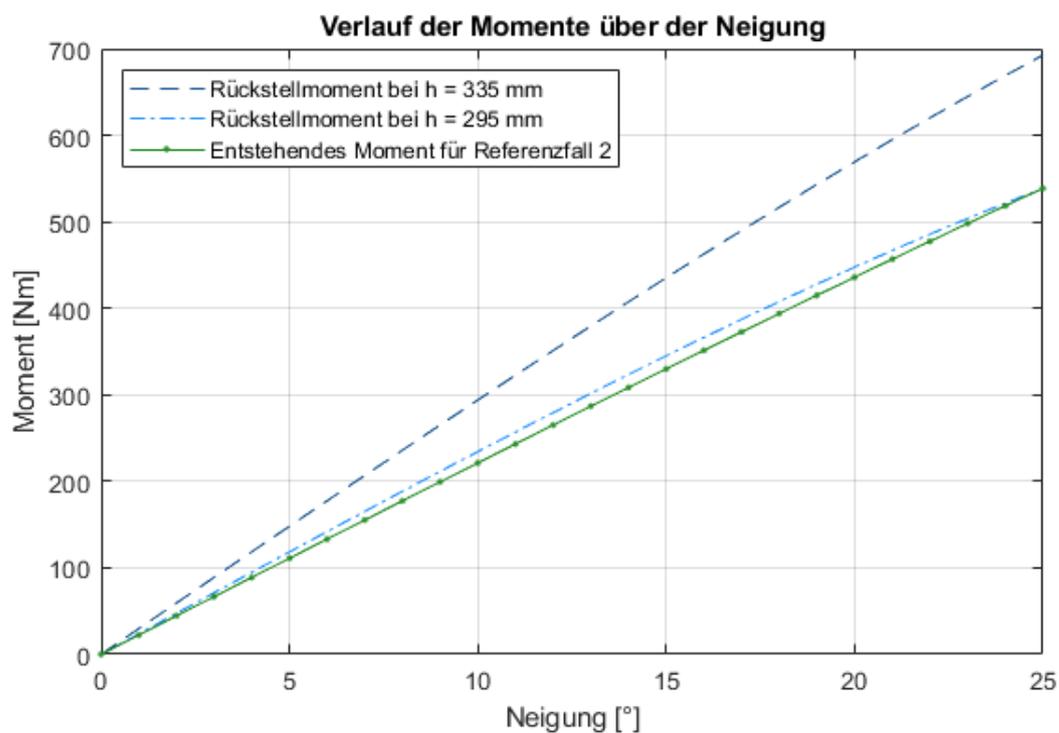


Abbildung 17: Verlauf des Rückstellmoments über der Neigung Version 4

Es kann festgehalten werden, dass das maximal erforderliche Rückstellmoment erzeugt werden kann und der Verlauf ebenfalls gut mit dem entstehenden Moment übereinstimmt. Deswegen wird nun mit der Grobgestaltung der Einstellbarkeit des Rückstellmoments begonnen, da der neue Entwurf für die Erzeugung des Rückstellmoments mit dem bisherigen Entwurf für das Einstellen des Rückstellmoments nicht kompatibel ist.

In der Berechnung des Rückstellmoments wurde die Länge der Schwinge konstant gehalten. Um dies umzusetzen, muss die Verstellmöglichkeit des Schlittens ausschließlich mit der Schwinge verbunden sein. Zu beachten ist, dass die Federn immer eine Kraft ausüben, welche auch eine Vertikalkomponente aufweist. Daher wird der Entwurf des Seilzugs zum Einstellen des Rückstellmoments übernommen und mit

der Schwinge verbunden. Die Fixierung mittels Rastbolzen wird entfernt, da die Federn das Seil immer auf Spannung halten und somit die eingestellte Position gesichert wird. Damit das Seil immer unter Zug steht, müssen die äußeren Federenden weit genug oben sein. Dadurch ist sichergestellt, dass ein Teil der Federkraft das Seil unter Spannung hält. Bereits bei der Feingestaltung von Version 2.1 wurde festgelegt, zwei horizontale Stäbe an der Schwinge zu befestigen, um die Aufnahme des Vorderrades daran zu fixieren. Diese Stäbe werden zur Rückseite hin verlängert und die Seilwinde daran befestigt.

Nachdem die Hauptfunktionen ohne ersichtliche Probleme grob gestaltet wurden, wird mit dem Feingestalten dieser begonnen, da die übrigen Funktionen von den Änderungen nicht betroffen sind und bereits einen höheren Detaillierungsgrad aufweisen.

4.2 Feingestalten

Das Feingestalten teilt sich in mehrere Schritte auf. Dies umfasst insbesondere das Gestalten der restlichen Funktionsträger, sowie das Feingestalten der Hauptfunktionsträger und anschließend der übrigen Funktionsträger. Aufgrund der schrittweisen geringfügigen Erhöhung des Detaillierungsgrades können Nachteile und Problematiken der jeweiligen Version bereits früh erkannt werden. Dies führt in weiterer Folge zu einem erneuten Durchlaufen der Grobgestaltung, da der Detaillierungsgrad der überarbeitenden Entwürfe wieder geringer ist.

Version 1

Damit diese Version den E-Scooter-Ständer in seiner Gesamtheit darstellt, müssen die noch nicht betrachteten Funktionen entworfen werden.

Um den E-Scooter einzuspannen, wird die gleiche Anordnung wie beim ursprünglichen E-Scooter-Ständer gewählt. Der E-Scooter wird über vier Vierkantprofile, welche vorne und hinten auf der Tretplattform bzw. auf deren Unterseite anliegen, mittels vier Schrauben eingespannt. Nachdem die Vierkantprofile auf der Tretfläche anliegen, wird die zum Stehen verfügbare Fläche reduziert. Dadurch ist eine Abweichung zur Verwendung in der Realität gegeben. Außerdem müssen die Profile am vorderen und hinteren Ende der Tretplattform angeordnet sein, damit es zu einer möglichst geringen Reduktion der zum Stehen verfügbare Fläche kommt. Aufgrund des vorgegebenen Abstands ist die Biegespannung des Schlittens groß und kann nicht weiter reduziert werden. Ein Vorteil ist, dass bei Bedarf zwei Federn nebeneinander befestigt werden können, da der Abstand der Schwerter ca. 250 mm beträgt.

Nachdem die Rollbewegung über die auf der Plattform stehenden Reifen bewerkstelligt wird, ist kein Element zum Einstellen des Lenkwiderstandes vorgesehen, da dies über

das Gewicht der Person automatisch stattfindet. Der Widerstand entspricht dem bei niedrigen Geschwindigkeiten.

Wie bei der Grobgestaltung wird die Feingestaltung der Hauptfunktionsträger mit der des *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* begonnen. Bei genauerer Betrachtung der Umsetzung dieser Funktion ist erkennbar, dass ein seitliches Verschieben der Aufstandspunkte des E-Scooters auf der Plattform möglich ist. Es ist keine seitliche Fixierung vorhanden, die ein solches Gleiten verhindert. Dadurch wird der Vorteil der identischen Rollbewegung wie in der Realität zunichte gemacht. Wenn Gleiten eintritt, ist die Rollbewegung mit einer translatorischen Bewegung überlagert, wodurch die Funktion nicht ausreichend erfüllt wird.

Um zu überprüfen, ob dieser Fall eintreten kann, wird die horizontal wirkende Federkraft mit der Reibkraft infolge der Gewichtskraft gleichgesetzt und der erforderliche Reibungskoeffizient bestimmt. Für Referenzfall 2 ist, wie oben berechnet, eine Kraft von 1.888 N erforderlich. Die Gewichtskraft, welche aufgrund der Masse des E-Scooters und der Person entsteht, beträgt 1.113 N, weswegen ein Haftreibungs-koeffizient von 1,7 vorhanden sein muss um ein Gleiten zu verhindern. Ein so hoher Reibungskoeffizient ist nicht zu erwarten, da die Reibungskoeffizienten, welche in Tabelle 1 angeführt sind, deutlich geringer sind und zusätzlich angenommen werden kann, dass auf einer glatten Oberfläche aus Holz oder Metall die Reibung noch geringer ist.

Bei der Feingestaltung des Hauptfunktionsträgers *Rückstellmoment erzeugen* sind ebenfalls Schwierigkeiten bei der Umsetzung zu erkennen. Der Ausgleich der Vertikal-komponente der Bewegung wird durch eine Linearführung sichergestellt. Die Schiene wird dafür am Schwert befestigt. Linearführungen sind eigentlich dafür ausgelegt, Kräfte normal zur Ebene aufzunehmen. Bei dieser Anordnung erfolgt die Krafteinleitung jedoch parallel zur Ebene und annähernd normal auf die Schiene. Des Weiteren liegt der Kraftangriffspunkt in einem Abstand von etwa 110 mm zur Linearführung, – unter der Annahme einer Flanschlagerhöhe von 20 mm – wodurch ein nicht zu vernachlässigendes Moment entsteht. Trotz dieser Voraussetzungen kann eine Linearführung der Firma igus® GmbH – bestehend aus „drylin® W Doppelschiene WS-16-60“ und „drylin® W Komplettschlitten WW-16-60-15“ – bei den bisher bekannten Werten eingesetzt werden. Dafür wurde das Berechnungstool „drylin® Linearführungen Experte“ der Firma igus® GmbH verwendet. Dieses berechnet auch die erforderliche Antriebskraft, welche 595 N beträgt. Bei einer Neigung entsteht eine Kraft in Richtung der Schiene aufgrund des Winkels zwischen der Schwinge und den Federn. Nur bei einer Neigung von über 20° entspricht diese Kraft der erforderlichen Antriebskraft, weswegen besonders bei geringen Auslenkungen die horizontale Führung die Kraft aufnehmen muss. Aufgrund der Länge von etwa 1,2 m erweist sich dies als ungünstig, da ein Biegemoment von 180 Nm entsteht. Nachteilig ist zudem die Länge des Schlittens der Linearführung von 150 mm, da dadurch der Hebelarm um etwa 75 mm

kürzer wird und die notwendige Federkraft steigt. Um eine vertikale Angriffsplatte für die Federn zu erreichen, ist ein Flanschlager notwendig. Wie dieses auf den Schlitten der Linearführung befestigt wird, muss in einem späteren Iterationszyklus ermittelt werden.

Die Kraft, um das Rückstellmoment zu erzeugen, steigt aufgrund der oben beschriebenen geometrischen Voraussetzungen weiter an. Daher beträgt der maximal wirkende Hebelarm nur mehr 218 mm und die erforderliche Federkraft erhöht sich auf 2.478 N.

Um das Rückstellmoment einzustellen muss der wirkende Hebelarm verändert werden. Dafür sind auf der horizontalen Verbindung zwei Griffe angebracht. Um diese zu erreichen, muss eine Klappe in der Plattform geöffnet werden. Damit ein unbeabsichtigtes Lösen der Rastbolzen verhindert wird, sind diese innen am Gestell angeordnet. Zum Verstellen sind zwei Personen notwendig, wobei der Vorgang in kurzer Zeit durchzuführen ist. Wegen des großen Außendurchmessers der Federn und der Griffe, welche mindestens 50 mm hoch sind, kann der wirkende Hebelarm auf minimal 100 mm reduziert werden. Die Einstellbarkeit auf Referenzfall 1 und Referenzfall 2 ist mit dieser Geometrie noch möglich, da sich der wirkende Hebelarm auf 46% des Maximums reduzieren lässt. Dadurch ist auch die Auslenkung und die daraus entstehende Federkraft um 54% reduziert. Daher beträgt das minimal einstellbare Rückstellmoment 21% des maximalen Rückstellmoments. Nach der Anforderungen 3.1 (*Moment bei maximalen Rollwinkel*) beträgt dieses Verhältnis 23%.

Der Durchmesser der Rastbolzen beträgt etwa 10 mm, weswegen die Höhenverstellung minimal in 20 mm Schritten erfolgen kann. Dadurch sind nur sechs Einstellungen, mit entsprechend großen Momentunterschieden, möglich.

Nachdem die Feingestaltung zum ersten Mal durchlaufen wurde, sind einige Problematiken entdeckt worden, die nochmals kurz zusammengefasst werden: Aufgrund der Federkräfte wird der E-Scooter nicht an der vorgesehenen Stelle stehen bleiben, sondern bei einer Auslenkung zur Seite gleiten. Die Linearführung reduziert den wirkenden Hebelarm deutlich, wodurch stärkere Federn zum Einsatz kommen müssen. Des Weiteren ist wegen der seitlichen Krafteinleitung mit erhöhtem Verschleiß zu rechnen und es besteht die Möglichkeit des Klemmens des Schlittens. Dadurch wird in weiterer Folge die Rollbewegung verhindert. Die durchgeführte Berechnung entkräftet dies nur teilweise, da angegeben wird, dass eine hohe Antriebskraft erforderlich ist. Das vorgesehene Klemmelement des E-Scooters reduziert die Fläche zum Stehen und sorgt für ein hohes Biegemoment am Schlitten.

Aus diesen Gründen werden die Entwürfe für die Hauptfunktionen *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* und *Rückstellmoment erzeugen* nicht weiterverfolgt und müssen nochmals grob gestaltet werden. Dies führt zu Version 2, welche im Kapitel 4.1 beschrieben ist. Des Weiteren ist der Entwurf für die Funktion *Starre Verbindung zwischen E-Scooter & Ständer herstellen* nicht optimal. Da dies jedoch keine Hauptfunktion darstellt, wird dies erst bei der nächsten Feingestaltung beachtet.

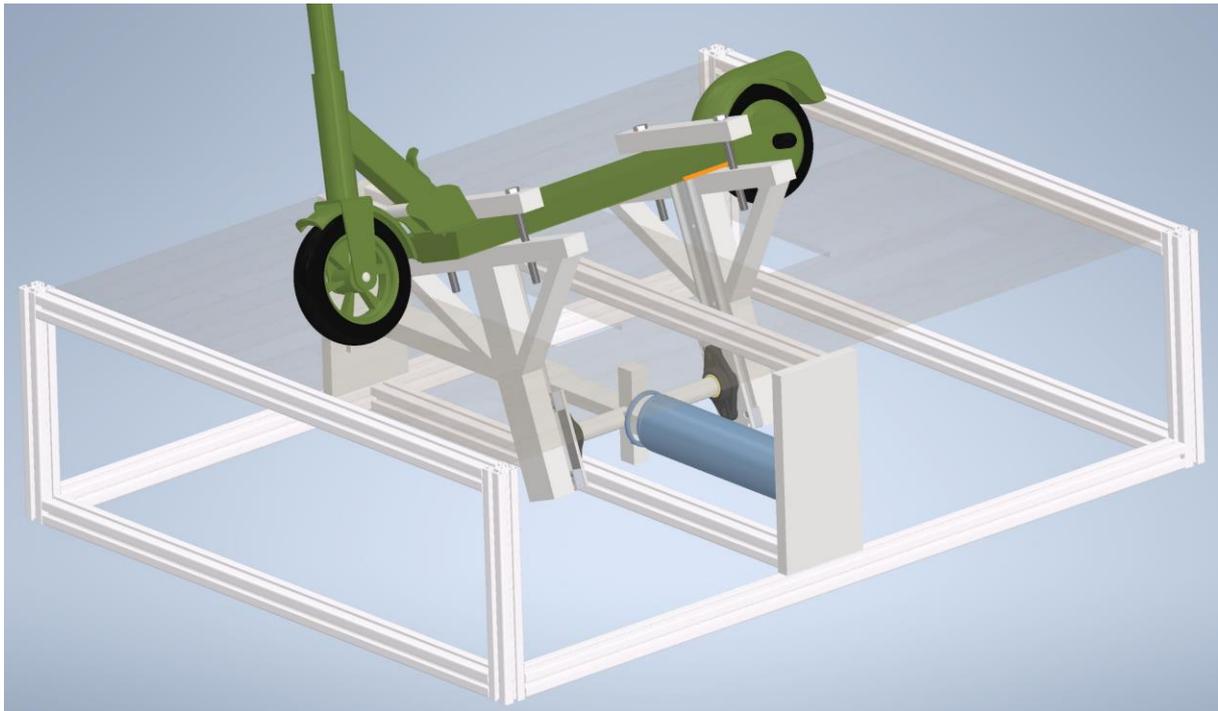


Abbildung 18: CAD-Modell Version 1 nach der Feingestaltung
 Plattform transparent, nur eine Feder eingblendet, Rastbolzen und Griff nicht dargestellt

Version 2

Wie bei der Feingestaltung der Version 1 beschrieben, wird die Klemmverbindung zwischen E-Scooter und Gestell überarbeitet. Die einzige Möglichkeit, die Tretfläche nicht durch die Klemmvorrichtung zu blockieren, ist diese über die gesamt Tretfläche auszudehnen, wodurch die Person auf dem oberen Klemmelement steht. Dies führt zu einer geringfügigen Änderung der Fahrposition, da der Proband, wenn der E-Scooter im Ständer eingespannt ist, ein wenig weiter oben steht im Vergleich zur Verwendung in der Realität. Nach Absprache mit dem Kunden wird die maximal zulässige Dicke des oberen Klemmelements mit 20 mm festgelegt. Bei dem derzeitigen Detaillierungsstand wird angenommen, dass dies ausreichend für die auftretende Belastung ist, weswegen erst beim nächsten Iterationszyklus die erforderliche Dicke berechnet wird.

Da die Rollbewegung nicht mehr über die Reifen bewerkstelligt wird, ist der Abstand zur Plattform für die Hauptfunktion unbedeutend und die Reifen befinden sich daher in der Luft. Jedoch ist dadurch die Funktion *Radlast einstellbar* nicht berücksichtigt. Dies ist wie in der Wirkstruktur festgehalten auch eine mögliche Lösung. Trotzdem wird diese Teilfunktion gestaltet, da eine geringe Komplexität erwartet wird und keine nennenswerten Abhängigkeiten zu anderen Funktionen vorhanden sind. Der Entwurf sieht vor, ein Gegenstück für das Vorderrad zu verwenden. Dieses ist orthogonal zur Lenkstange ausgerichtet und mit dem Gestell verbunden. Der Widerstand beim Lenken wird eingestellt, indem über eine Schraubverbindung die Vorspannung und dadurch die Reibung angepasst wird.

Die Achse muss sich in der Höhe der Aufstandspunkte befinden, um ein realitätsnahes gleichmäßiges Rollen zu ermöglichen. Die Achse ist an den Schwertern befestigt. Daher besitzen diese eine Ausnehmung, über welcher die Position der Achse festgelegt ist. Die Lage der Achse zum Roller wird daher über dieser Ausnehmung bestimmt, weswegen auf die korrekte Position dieser geachtet werden muss. Es ist eine Fest-Los Lagerung vorgesehen, wobei sich die Lager außerhalb der Schwerter befinden. Dies hat mehrere Gründe. Zum einen kann aufgrund des neuen Entwurfs der Klemmvorrichtung der Abstand zwischen den Schwertern auf ein Minimum reduziert werden, wodurch das Biegemoment des Schlittens ebenfalls sinkt. Dies soll nicht durch den Platzbedarf der Lager verhindert werden, zumal die Biegespannung der Achse infolge der Federkraft und des Gewichtes der Person und des Rollers durch einen größeren Durchmesser der Achse reduziert werden kann. Dies ist aufgrund des vorhandenen Platzes möglich. Zum anderen wird bei dieser Anordnung sichergestellt, dass das minimal einstellbare Rückstellmoment nicht vergrößert wird. Die horizontale Führung und der Schlitten können beliebig weit oben fixiert werden und sind daher von der Befestigung der Lager unabhängig. Die Lager der Achse werden auf Querstreben befestigt.

Die Feingestaltung der Achse samt den zugehörigen Komponenten ist eng mit der Funktion des Erzeugens des Rückstellmoments verbunden. Wie bereits beschrieben, kann der Abstand der Schwerter reduziert werden. Dies liegt unter anderem auch an dem geringeren Platzbedarf der Gasdruckfeder im Vergleich zu den Schraubendruckfedern. Um die Vertikalbewegung sicherzustellen wurden Nadellager gewählt, weil diese hohen radialen Belastungen bei geringer Baugröße standhalten. Die Lager sind drehbar auf dem Schlitten gelagert und können die Vertikalbewegung durch Bewegung in dem Langloch ausgleichen. Außerdem sind im Vergleich zur Linearführung geringe Kräfte zum Verfahren zu erwarten.

In Abbildung 19 ist das CAD-Modell dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der geringere Platzbedarf der Gasdruckfedern im Vergleich zu den Schraubendruckfedern. In dem Modell sind bereits Elemente vorhanden, welche erst im folgenden Iterationslauf bestimmt werden.

Damit wurde die erste Iteration der Feingestaltung durchlaufen, ohne dass Schwierigkeiten bei einem Entwurf aufgetreten sind. Daher wird beim nächsten Zyklus die Detailgenauigkeit weiter erhöht, indem die notwendige Dicke des Klemmelements berechnet wird und die Befestigung des Gegenstücks des Vorderreifens am Gestell bestimmt wird. Des Weiteren werden die Achse und die Lager überschlagsmäßig ausgelegt und der Verlauf des Rückstellmoments dem entstehenden Moment gegenübergestellt.

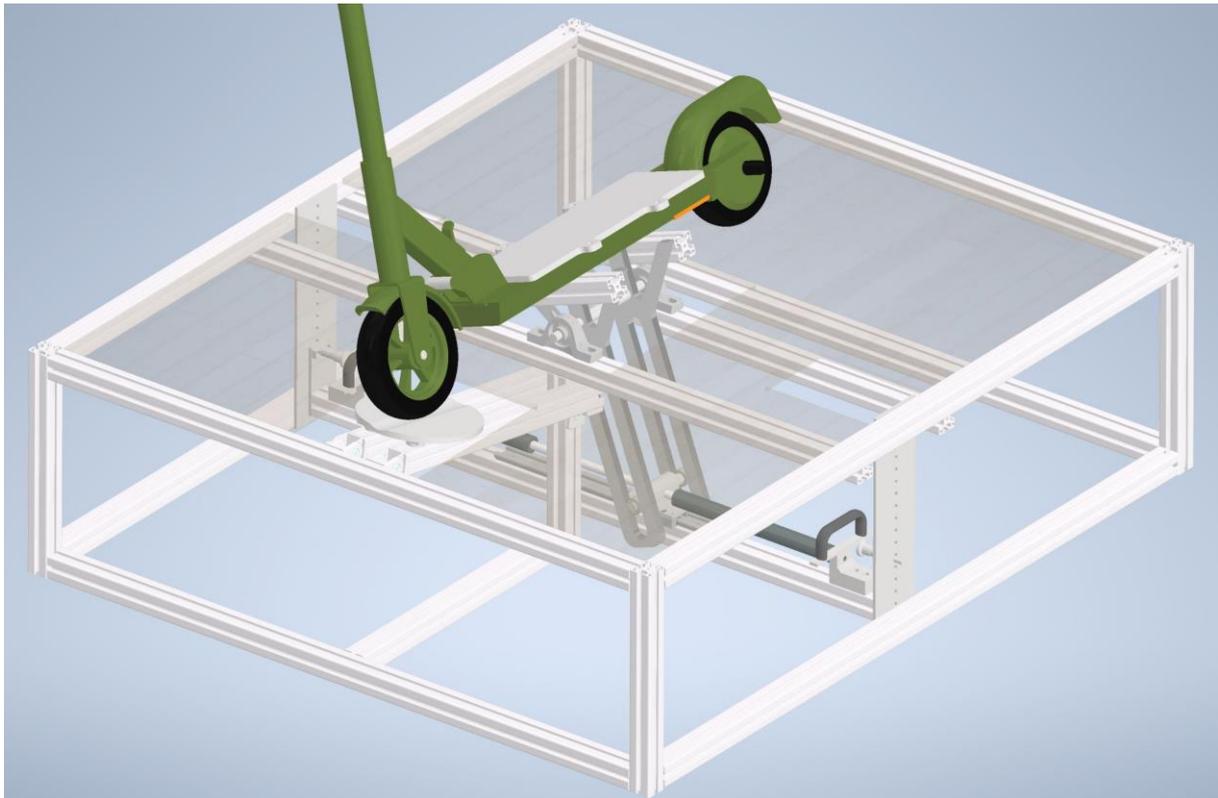


Abbildung 19: CAD-Modell Version 2 nach der Feingestaltung
 Plattform transparent; Stehlager, Nadellager und Achse entsprechen bereits Version 2.1

Version 2.1

Um die Dicke des Klemmelements zu berechnen, müssen zuerst die wirkenden Kräfte bestimmt werden. Dafür wird die Kraft, welche zum Klemmen benötigt wird, nach der Skizze in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** hergeleitet und nach (17) berechnet. Da nur die Dicke des oberen Klemmelements kritisch ist, wird hier ausschließlich die obere Klemmkraft berechnet. Die Herleitung und die Berechnung der unteren Klemmkraft ist im Anhang B beschrieben. Die Annahme bei diesem Model ist, dass die Achse den Drehpunkt darstellt und Reibung in unbekannter Größe nur auf der Unterseite der Tretplattform vorhanden ist. Mit diesem Ansatz ergibt sich für die Geometrie des E-Scooters „Ninebot KickScooter E22E“ eine Kraft an der Oberseite der Tretplattform von 3.479 N.

$$F_{KO} = \frac{F_G * \left(x - \frac{h_U * \tan(\varphi)}{\cos(\varphi) + \tan(\varphi) * \sin(\varphi)} - \frac{\frac{b_U}{2}}{\cos(\varphi) + \tan(\varphi) * \sin(\varphi)} \right)}{\frac{b_O + b_U}{2}} \quad (17)$$

$$= 3.479 \text{ N}$$

F_G	Gewichtskraft	1.113 N
x	Hebelarm der Gewichtskraft	484 mm; berechnet mit M/F_G
b_O	Breite der Tretfläche oben	155 mm
b_U	Breite der Tretfläche unten	100 mm
h_U	Höhe der Tretfläche unten	95 mm

φ Rollwinkel 25°

Um die Belastung des Klemmelements zu bestimmen wird angenommen, dass die Kräfte der Schrauben gleich der oberen Klemmkraft geteilt durch die Anzahl der Schrauben entsprechen. Schrauben mit einem M6 Gewinde und der Festigkeitsklasse 8.8, sind bei den vorhandenen Kräften ausreichend. Daher wird ein Abstand von der oberen Kante der Tretplattform von 20 mm angenommenen, wodurch aufgrund der zwei Klemmpunkte pro Seite nach (18) ein Biegemoment von 35 Nm entsteht. Damit das Maximalgewicht des E-Scooter-Ständers eingehalten wird, werden sofern möglich Element aus Aluminium eingesetzt. Um ausreichend Sicherheit, unter anderem wegen der unsicheren Berechnungsmethode zu erreichen, wird ein Sicherheitsfaktor von 3 festgelegt. Die Aluminiumlegierung AlMg4,5Mg0,7 hat eine maximal zulässige Biegezugfestigkeit von 100 N/mm² [39], woraus eine zulässige Biegespannung von 33 N/mm² folgt. Dadurch ist nach (19) bei einer angenommenen Breite von 30 mm eine Höhe von 6 mm erforderlich. Dies liegt deutlich unter der maximalen Höhe von 20 mm, weswegen diese Funktion bei diesem Detaillierungsstand mit diesem Entwurf erfüllt wird. Die genaue Geometrie wird zu einem späteren Zeitpunkt festgelegt.

$$M_B = \frac{F_{KO}}{2} * a = 35 \text{ Nm} \quad (18)$$

$$\sigma_b = \frac{M_B}{b * \frac{h^3}{6}} \rightarrow h = \sqrt[3]{\frac{6 * M_B}{b * \sigma_{b,zul}}} = 6 \text{ mm} \quad (19)$$

a	Abstand Kante Krafteinleitung	20 mm
$\sigma_{b,zul}$	Biegespannung	33 N/mm ²
b	Breite	30 mm

Das Gegenstück des Vorderrades muss so gestaltet sein, dass eine Lenkbewegung sofort zu einer Drehung der Aufnahme führt. Daher darf nur ein sehr geringes Spiel vorhanden sein und das Gegenstück muss entsprechend ausgeführt sein. Dies ist jedoch nur schwer möglich, da das Gegenstück mit dem Gestell verbunden ist und daher die Neigung des E-Scooters berücksichtigt werden muss. Durch diese Erkenntnis wird dieser Entwurf dahingehend abgeändert, dass das Gegenstück des Vorderrades mit der Schwinge verbunden ist und daher keine Relativbewegung zwischen dieser und dem Vorderreifen vorhanden ist. Das Gegenstück selbst muss nicht geändert werden, jedoch ist eine Verbindung zur Schwinge zu gestalten. Es werden zwei Stäbe horizontal unter der Tretplattform angebracht, an deren vorderen Enden vertikale Stäbe befestigt sind. Daran ist wiederum ein Element angebracht mit dem die Position des Gegenstücks des Vorderrades eingestellt werden kann. Die Verbindung muss jedoch unter Berücksichtigung der geometrischen Abhängigkeiten gestaltet werden, da besonders die horizontalen Stäbe eine enge Abhängigkeit zum unteren Klemmelement, dem

Schwert und den Lagern aufweisen. Bei der Gestaltung dieser Elemente muss dies berücksichtigt werden.

Die Achse nimmt einerseits die Kräfte aufgrund der Masse des Probanden und des E-Scooters und andererseits die Federkräfte auf. Die Biegespannung ist abhängig von dem Durchmesser der Achse, der Länge der Achse und an welcher Stelle die Kräfte angreifen. Diese Werte sind noch nicht festgelegt, weswegen eine konservative Schätzung vorgenommen wird. Der Abstand der Schwerter zueinander wird mit 100 mm angenommen, da die horizontale Führung ausreichend Platz benötigt. Die Schwerter selbst haben eine Dicke von 10 mm und die Lager, mit einer Breite von 20 mm, befindet sich 30 mm weiter außen. Als Werkstoff wird wieder die Aluminiumlegierung AlMg4,5Mg0,7 gewählt, wobei mit einem geringeren Sicherheitsfaktor von 2 eine Biegespannung von 50 N/mm² zulässig ist [39]. Das maximal wirkende Moment ist an der Stelle der Schwerter und beträgt bei den angegebenen Abmessungen nach (20) 49 Nm. Mit (21) folgt, dass der Durchmesser an dieser Stelle etwa 22 mm betragen muss. Zu beachten ist, dass sich diese Werte aufgrund der noch nicht festgelegten Geometrie ändern werden.

$$M_B = \frac{\sqrt{F_G^2 + F_F^2}}{2} * a = 49 \text{ Nm} \quad (20)$$

$$\sigma_b = \frac{M_B}{\pi * \frac{d^3}{32}} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_B}{\pi * \sigma_{b,zul}}} = 22 \text{ mm} \quad (21)$$

F_G	Gewichtskraft	1.113 N
F_F	Federkraft	1.888 N
a	Abstand Lagermittelpunkt zur Krafteinleitung	45 mm
$\sigma_{b,zul}$	Biegespannung	50 N/mm ²

Der Durchmesser beim Lager wird mit 20 mm angenommen, da das Biegemoment an dieser Stelle geringer ist. Das Stehlager „SY 20 TF“ der Firma SKF, weist diesen Durchmesser auf und hat ausreichend hohe Tragzahlen um die Kräfte zu ertragen.

Bei der Suche nach Nadellagern, welche die Federkräfte bei möglichst kleinem Bauraum aufnehmen können, wurde identifiziert, dass Nadelkränze ohne Lagerring am geeignetsten für diesen Anwendungszweck sind. Beispielsweise erfüllt der Nadelkranz „K 10X14X10 TN“ der Firma SKF die Anforderungen hinsichtlich der Kräfte und ermöglicht aufgrund der Breite von 10 mm die oben angenommene Dicke der Schwerter. Des Weiteren beträgt der Innendurchmesser 10 mm und der Außendurchmesser 14 mm. Diese beiden Anschlussmaße sind damit festgelegt, wobei noch berechnet werden muss, ob die Wellenenden der Angriffsplatten der Federn die Kräfte ertragen. Da das Langloch die Lauffläche darstellt, muss das Schwert aus einem härteren Material hergestellt werden. Die Angriffplatte der Federn muss auch aus

einem härtbaren Material hergestellt sein, da das Wellenende ebenfalls eine Lauffläche des Nadelkranzes darstellt. Die genaue Gestaltung, samt Festlegung des Materials, erfolgt zu einem späteren Zeitpunkt.

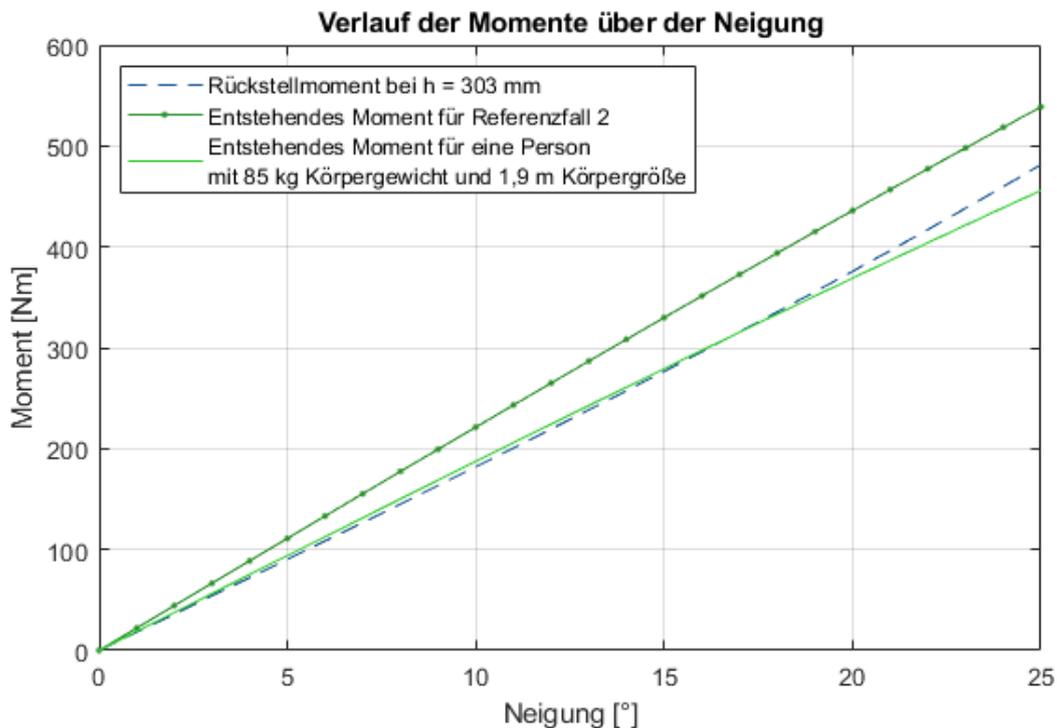


Abbildung 20: Verlaufs des Rückstellmoments über der Neigung (Version 2.1)

In Abbildung 20 ist der Verlauf des entstehenden Moments und des Rückstellmoments über den Rollwinkel dargestellt. Das Rückstellmoment wird bei dem maximal wirkenden Hebelarm von 303 mm bei Verwendung der Gasdruckfeder GS-28 mit einer Nennkraft von 2.500 N und einem Hub von 300 mm berechnet. Zu erkennen ist, dass das Rückstellmoment für den Referenzfall 2 zu gering ist. Wird das Rückstellmoment stattdessen dem entstehenden Moment von einer Person mit 90 kg Körpergewicht und 1,9 m Körpergröße gegenübergestellt, ist der Verlauf sehr ähnlich. Auffallend ist jedoch, dass bei geringer Neigung das Rückstellmoment zu gering ist (maximal 6 Nm), während bei großen Neigungen das umgekehrte Verhalten auftritt (maximal 24 Nm). Prozentuell liegt die Abweichung zwischen -5% bei 1° und 5% bei 25°. Die Abweichung wird als gering genug angesehen, wodurch die Anordnung der Gasdruckfedern weiterverfolgt wird. Jedoch ist das maximal mögliche Rückstellmoment zu gering, weswegen eine stärkere Feder benötigt wird. Ohne dem Einsatz einer anderen Feder muss der Hebelarm 317 mm betragen, berechnet über das Moment und die maximale Kraft der Gasdruckfeder, woraus die Länge der Schwinge mit 350 mm folgt.

Es wird beschlossen an der Verwendung von Gasdruckfedern festzuhalten, da diese eine geringe Größe aufweisen und nicht individuell ausgelegt werden müssen. Des Weiteren übernehmen die Gasdruckfedern die Funktion der Dämpfung. Die erforderliche Kraft beträgt bei einem wirkenden Hebelarm von 303 mm, 1.780 N. Die Gasdruckfeder vom Typ GS-40 der Firma ACE Stoßdämpfer GmbH weist einen

Unterschied der maximalen Ausschubkraft zur Nennkraft von ca. 2.200 N auf. Mit dieser Kraft kann das erforderliche Rückstellmoment, auch bei einer geringeren Länge der Schwinge, erzeugt werden. Dadurch ist Reserve bei eventuellen Änderungen der Geometrie vorhanden. Als Nachteil ist festzuhalten, dass aufgrund der Progression von ca. 44% eine Nennkraft von 4.500 N erforderlich ist, wodurch die Konstruktion entsprechend ausgelegt werden muss [38].

Die CAD-Zeichnung dieser Version, welche in Abbildung 21 dargestellt ist, wurde dem Kunden erläutert. Dieser war mit der Entwicklung zufrieden, jedoch wurde erkannt, dass das Verstellen alleine möglich sein soll. Außerdem wurde auch der Wunsch geäußert, eine Verstellung zu konstruieren, welche bedienbar ist, während ein Proband den E-Scooter-Ständer verwendet. Diese beiden Anmerkungen wurden in der Anforderungsliste als Anforderung 6.6 (*Verstellbar*) und Wunsch 6.7 (*Verstellbar*) ergänzt. Der Entwurf des veränderlichen Rückstellmoments muss überarbeitet werden, um die neue Anforderung zu erfüllen. Da der Entwurf der Hauptfunktion *Rückstellmoment einstellbar* stark verändert werden muss, führt dies zu einem Iterationszyklus, welcher die Grobgestaltung beinhaltet.

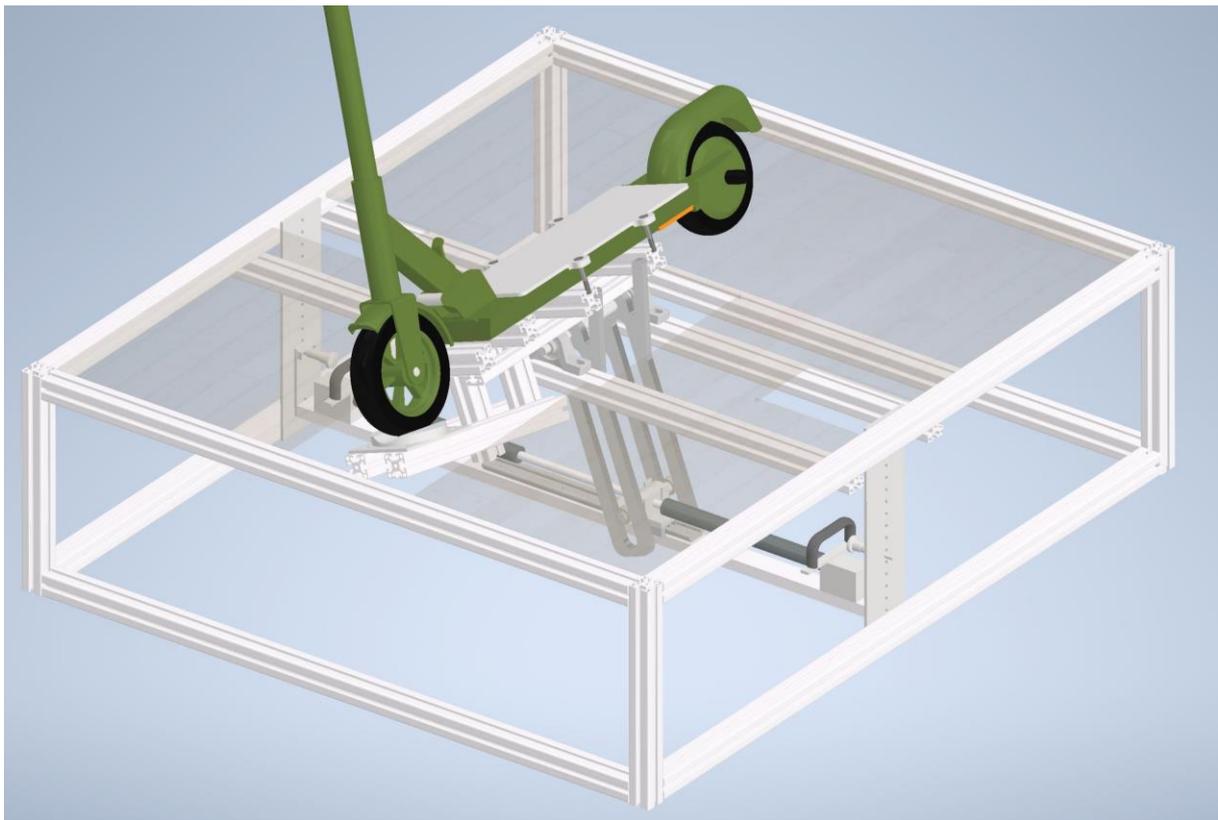


Abbildung 21: CAD-Modell Version 2.1 (Plattform transparent)

Version 3

Da ausschließlich die Einstellbarkeit des Rückstellmoments neugestaltet wird, ist die Detailgenauigkeit für diese Funktion am geringsten. Wie in der Grobgestaltung beschrieben, werden im Wesentlichen die Griffe durch einen Seilzug ersetzt, weswegen

eine passende Seilwinde ausgewählt wird. Entscheidende Faktoren bei der Auswahl von Seilwinden sind vor allem die maximal zulässige Kraft sowie die Länge des Seils, welche aufgenommen werden kann. Der erforderliche Hub der Seilwinde ist die Differenz des minimal wirkenden Hebelarms zum Maximalen. Die erforderliche Kraft wird durch das Gewicht der horizontalen Führung, samt aller Anbauteile, sowie das eventuelle Zusatzgewicht und der Reibung der Seilrollen bestimmt. Sowohl der Hub als auch das maximale Gewicht sind mit maximal 300 mm bzw. 20 kg kaum eine Einschränkung, weswegen eine große Auswahl an passenden Handseilwinden zur Verfügung steht. Damit diese direkt an dem Gestell befestigt werden kann und kaum zusätzlichen Platz benötigt, ist es erforderlich, dass die Handkurbel normal auf die Achse der Seiltrommel steht. Eine Seilwinde, welche den Anforderungen genügt, ist die *Handseilwinde 468.0,25* der Firma haacon hebetechnik gmbh. Diese weist eine Seilaufnahme von 3,3 m bei einer zulässigen Last von 250 kg auf.

Seilwinden sind dafür ausgelegt ein Seil aufzunehmen und nicht zwei. Daher ist ein Element notwendig, welches die beiden Seile, welche an der horizontalen Führung befestigt sind, mit dem Seil der Seilwinde verbindet. Da ausreichend Platz an der Rückseite des Gestells vorhanden ist, um die Verschiebung der Seilverbindung von maximal 300 mm zu erlauben, wird die Seilwinde dort befestigt.

In weiterer Folge werden die Befestigungspunkte an der horizontalen Führung weiter in die Mitte versetzt, um die Seilführung einfach zu halten. Dafür ist es notwendig, die Anordnung der horizontalen Führung umzudrehen, da die Befestigungspunkte im Bereich der Linearführung liegen.

Der Übergang von dem Seil der Seilwinde auf die beiden parallel laufenden Seile muss so gestaltet sein, dass die Ausrichtung der horizontalen Führung immer sichergestellt ist. Die horizontale Führung wird daher vertikal geführt, wodurch kein Verdrehen möglich ist. Dadurch ist das Einstellen verschiedener Rückstellmomente schneller und einfacher durchzuführen.

Da die Umlenkrollen direkt über der horizontalen Führung befestigt sind, reduzieren diese den minimalen Hebelarm. Deswegen befindet sich eine Seilrolle über der Plattform und das Seil wird anschließend nach unten geführt.

Das Sicherheitselement begrenzt die maximale Neigung auf 26° und ist so ausgeführt, dass das Schwert bei diesem Rollwinkel an einem Anschlag ansteht. In Abbildung 22 ist das CAD-Modell mit der Seilwinde, dem Seilverlauf und den Sicherheitselementen dargestellt.

Bei dieser Feingestaltung wurde die Detailgenauigkeit nur sehr geringfügig erhöht, da erkannt wurde, dass die Befestigungspunkte der Gasdruckfedern und die horizontale Führung einer maximalen Federkraft von ca. 6.500 N ausgesetzt sind. Diese Kraft ist hoch im Vergleich zu dem entstehenden Rückstellmoment von 539 Nm. Bei diesen

Kräften muss sichergestellt werden, dass die Sicherheit der Personen, welche mit dem E-Scooter-Ständer in Berührung kommen, zu keinem Zeitpunkt gefährdet ist.

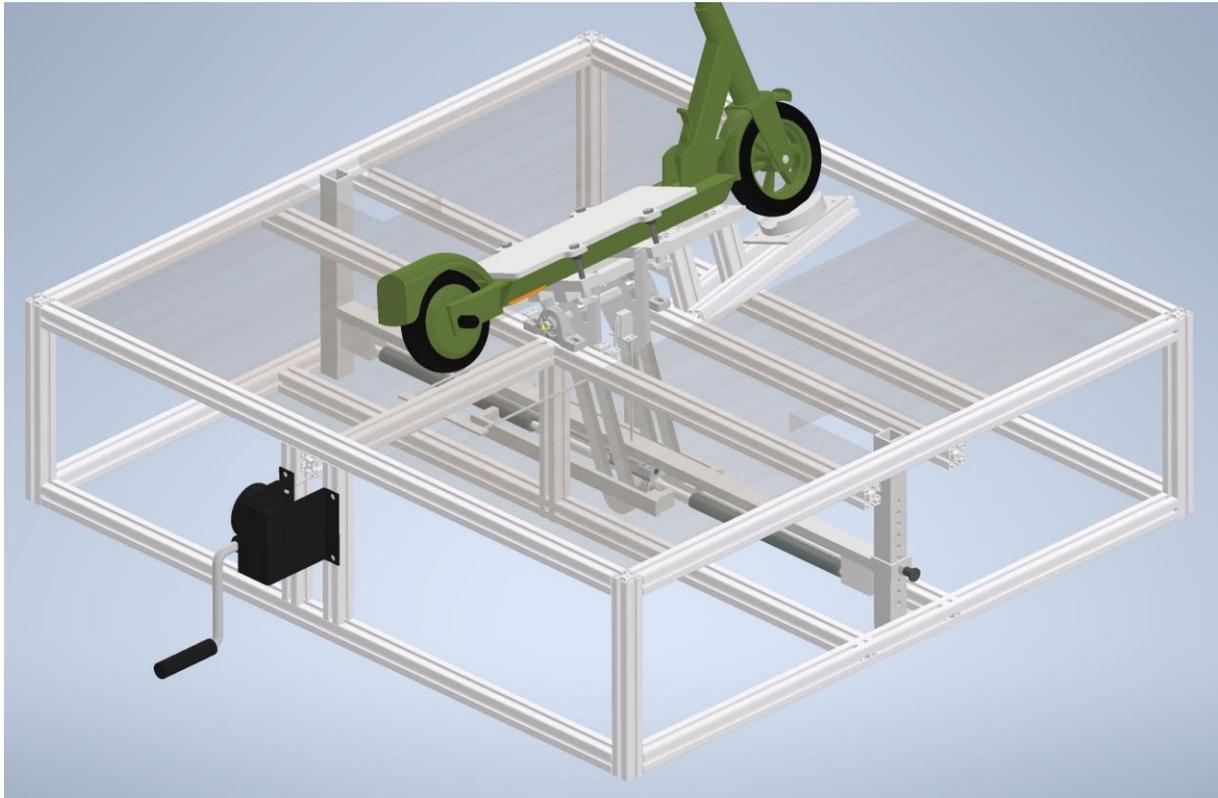


Abbildung 22: CAD-Modell Version 3 (Plattform transparent)

Daher wurde diese Version nicht weiter gestaltet, sondern bei einer neuerlichen Grobgestaltung eine Lösung für dieses Problem gesucht.

Version 4

Da bereits in der Grobgestaltung die Anordnung der Federn bestimmt wurde, wird die Feingestaltung mit dem Entwurf *Rückstellmoment einstellen* begonnen. Aufgrund der Schrägstellung der Federn ist die Seilkraft in neutraler Position maximal und beträgt bei einer Länge der Schwinge von 335 mm 2.445 N. Selbsthemmendes Verhalten ist eine Voraussetzung bei diesem Entwurf, damit ein ungewolltes Abrollen des Seils von der Seilwinde ausgeschlossen werden kann. Die Handseilwinde 220.3 der Firma haacon hebeteknik gmbh, ist für eine Zuglast von 3.000 kg ausgelegt und selbsthemmend. Jedoch beträgt das Gewicht 37 kg und die Abmaße ohne Kurbel betragen 442,5x260x255 mm. In Kombination mit dem erforderlichen Hub von ca. 300 mm, ergibt das eine Länge hinter dem Hinterreifen von 800 mm. Das hohe Gewicht und der große Abstand zur Lagerung führt zu einem erheblichen Biegemoment, wodurch die Befestigung stark ausgeführt werden muss. Diese Nachteile haben zur Folge, dass nach anderen Möglichkeiten als Handseilwinden zum Verstellen gesucht wird.

Eine platzsparende Alternative ist der Einsatz einer Gewindespindel. Diese wird unterhalb der Stäbe unter dem E-Scooter drehbar gelagert. Die Gewindemutter wird an

der Rotation gehindert, wodurch eine Rotation der Gewindespindel eine Verschiebung der Mutter zur Folge hat. An der Mutter ist das Seil befestigt, wodurch der Schlitten bewegt wird und das Rückstellmoment einstellbar ist.

Aufgrund der Tatsache, dass der Schlitten nur mehr beim Verstellen bewegt wird und das Einstellen in neutraler Position ohne dem Einwirken von Normalkräften erfolgt, sind die Nadellager beim Schlitten nicht mehr notwendig. Stattdessen wird eine Gleitfolie verwendet, da diese kaum einen Platz benötigt. Die maximale Normalkraft tritt bei einem Rollwinkel von 25° auf und beträgt bei einer Länge der Schwinge von 335 mm 1.642 N.

Die vorhin ausgewählten Stehlager werden durch Gleitlager ersetzt, da diese einerseits besser für den Einsatz bei Schwenkbewegungen geeignet sind und andererseits eine kompaktere Baugröße aufweisen, wodurch mehr Platz für die Seilführung bei der Achse vorhanden ist. Da die Seilführung einerseits geometrisch von verschiedenen Elementen abhängig ist und andererseits recht frei gestaltet werden kann, wird diese erst am Ende betrachtet.

Nachdem in dieser Iteration der Feingestaltung einige bereits vorhin festgelegte Elemente überarbeitet wurden, werden diese nun genauer gestaltet. Alle in dieser Version beschriebenen Elemente stehen in einem engen Zusammenhang, weswegen diese gleichzeitig behandelt werden müssen.

Version 4.1

Da die Achse als zentrales Element bereits bei der Version 2.1 berechnet wurde und unmittelbar mit dem Gleitlager zusammenhängt, wird dieses zuerst ausgelegt. Das Gleitlager weist einen Innendurchmesser von 20 mm auf und muss den Kräften der Federn (maximal 2.679 N bei 25°) und der Gewichtskraft (1.113 N) standhalten. Dadurch ergibt sich eine maximal wirkende Kraft von 3.704 N, wobei aufgrund der symmetrischen Anordnung auf jedes der beiden Gleitlager die Hälfte der Kraft wirkt. Da der E-Scooter-Ständer ausschließlich in Innenräumen verwendet wird, sind Gleitlager aus Kunststoff einsetzbar. Das Gleitlager „iglidur® P210“, weist eine gute Verschleißfestigkeit auf und ist resistent gegen Kantenpressung. Die maximal zulässige Druckfestigkeit beträgt 50 MPa, woraus theoretisch eine Lagerbreite von 2 mm ausreichend ist. Aufgrund der Anforderung 11.1 (*Wartungsfrei*), wird jedoch die maximal verfügbare Breite von 21,5 mm ausgewählt. Um die Lebensdauer zu berechnen, wird das iglidur® Expertensystem verwendet. Unter der Annahme, dass andauernd die maximale Kraft wirkt und pro Sekunde eine Schwenkbewegung von 25° durchgeführt wird, ergibt sich bei einem zulässigen Verschleiß von 0,5 mm, einem Wellenmaterial von S235 und einem Aluminiumgehäuse eine Lebensdauer von 2.306 Stunden. Wenn der E-Scooter-Ständer pro Proband 20 Minuten verwendet wird, können 6.918 Personen den E-Scooter in der virtuellen Realität benutzen, bevor die Lager ausgetauscht werden müssen. Da davon auszugehen ist, dass deutlich weniger

Schwenkbewegungen durchgeführt werden, diese geringer ausfallen und nicht andauernd die maximale Kraft wirkt, erhöht sich die Lebensdauer erheblich, weswegen dieses Lager ausreichend ist.

Unmittelbar mit den Lagern sind die Lagerböcke verbunden, weswegen diese nun gestaltet werden. Bereits festgelegt wurde die Materialart. Das Lager hat einen Außendurchmesser von 23 mm, weswegen der Lagerbock diesen aufweisen muss. Es wird eine minimale Wandstärke von 5 mm festgelegt, welche nicht unterschritten werden darf. Für die Seilführung bedeutet dies, dass diese einen Mindestabstand zur Drehachse von 15 mm aufweisen muss. Die Lagerböcke werden mit Schrauben auf den Querträgern befestigt. Dadurch ist mit einer Gesamtbreite von etwa 60 mm zu rechnen.

Die Gasdruckfedern sind neben der Achse ein weiteres zentrales Element. Daher wird die Anschlussart und die genaue Position der Befestigung festgelegt. Die Gasdruckfedern haben als Anschluss auf beiden Seiten einen Gelenkkopf. Dieser ist notwendig, da einerseits die Gasdruckfedern gegenüber dem Schlitten und dem Gestell eine Rotationsbewegung ausführen und andererseits die auftretenden Kräfte die zulässigen Kräfte sonstiger Anschlussarten übersteigen. Der dazu passende Lagerschuh der Firma ACE Stoßdämpfer GmbH kann nicht verwendet werden, da dieser nur bis zu 1.800 N belastbar ist. Daher muss der Lagerschuh selbst konstruiert und gefertigt werden. Die wichtigsten Maße werden nun abgeschätzt. Der Gelenkkopf hat einen Außendurchmesser von 28 mm und eine Breite von 9 mm. Um eine Kollision mit der Befestigung des Lagerschuhs am Gestell zu verhindern, wird daher der Abstand des Mittelpunktes von der Fläche der Befestigung mit 30 mm angenommen. Die Befestigung erfolgt mittels zwei Schrauben, welche ebenfalls jeweils um etwa 30 mm versetzt sind. Daher ergibt sich eine Gesamtlänge des Lagerschuhs von 80 mm, sowie eine Breite und Höhe von 40 mm.

Der Schlitten besteht aus zwei identen Elementen, welche jeweils im Langloch beweglich sind. Zwischen diesen Elementen sind die Gelenkköpfe der Gasdruckfedern befestigt. Aufgrund der Breite des Gelenkkopfes, der Wandstärke der Elemente und einer gewissen Reserve wird ein Abstand der Schwerter von 65 mm festgelegt. Dieser Abstand ist auch für die Achse relevant.

Die Länge der Achse setzt sich zusätzlich zum Abstand der Schwerter aus der Breite dieser, einem Abstand zu den Lagern und den Lagern zusammen. Dies führt zu einer Länge von mindestens 170 mm.

Da ein Seil nur auf Zug belastet werden kann, muss sichergestellt werden, dass in jeder Position und bei jeder Neigung das Seil unter Spannung steht, da sonst der Schlitten Richtung Achse gleitet und keine Möglichkeit besteht, diesen in die vorhergesehene Lage zu bringen. Dies hätte bei der Verwendung auch eine plötzliche Abnahme des Rückstellmoments zur Folge. Daher wird der Lagerschuh so weit oben wie möglich

befestigt, was darin resultiert, dass der Federangriffspunkt etwa 50 mm unter der Drehachse liegt. Daher wird die oberste Stellung des Federangriffs am Schlitten 80 mm unter der Drehachse festgelegt.

Das CAD-Modell ist in Abbildung 23 dargestellt. Dieses wurde aufbauend auf dem vorherigen Modell um die beschriebenen Elemente erweitert. Zusätzlich wurden im Zuge der Bearbeitung des CAD-Modells einige mögliche Verbesserungen erkannt. Die Wichtigsten werden in Folge kurz beschrieben.

Die Komponenten, welche am Klemmen des E-Scooters beteiligt sind, werden überarbeitet. Die Sechskantschrauben werden durch Senkkopfschrauben ersetzt, damit diese plan mit dem oberen Klemmelement abschließen und keine Stolpergefahr darstellen. Um eine werkzeuglose Entnahme des E-Scooters zu ermöglichen, erfolgt das Klemmen mit Dreistern-Drehgriffen.

Die Streben unter der Tretplattform sind aufgrund der einfachen Handhabung und Geometrie als ITEM Profil 6 30 x 30 ausgeführt. Dies ermöglicht auch das Gegenstück des Vorderreifens auf einem bearbeiteten T-Träger zu befestigen.

Die Querträger an denen die Lager befestigt sind, sind jeweils durch zwei vertikale Stützen unterstützt.

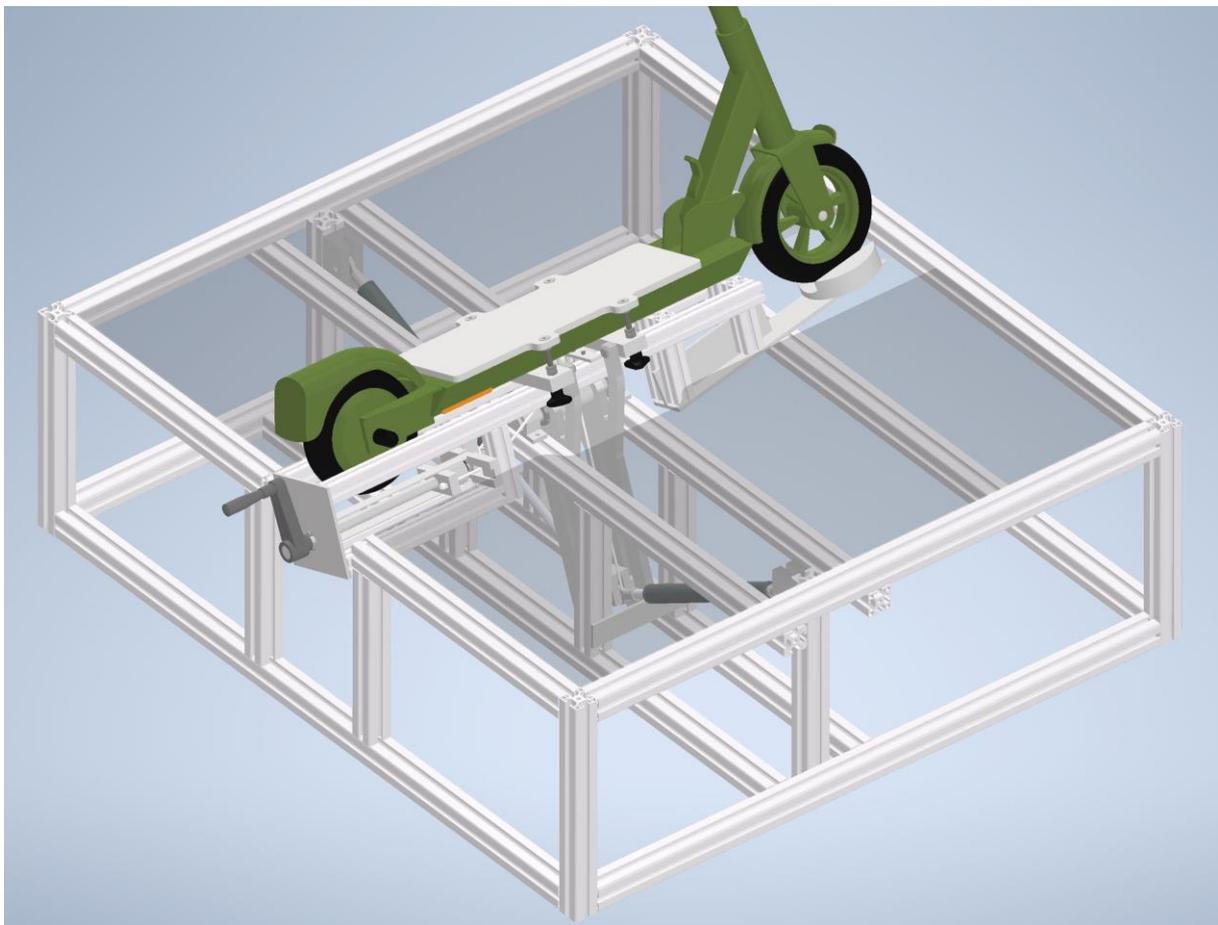


Abbildung 23: CAD-Modell Version 4.1 (Plattform transparent)

Zusätzlich gibt es geringe Abänderungen der Geometrie, weswegen es unter anderem zu geringfügigen Änderungen der Kraftgrößen kommt. Die endgültige Berechnung der wesentlichen Elemente ist in Kapitel 4.4 angeführt.

Nachdem der Detaillierungsgrad sehr hoch ist kann mit dem CAD-Modell die Masse des E-Scooter-Ständers bestimmt werden. Den Aluminiumbauteile wird eine Dichte von $2,7 \text{ g/cm}^3$, der Plattform eine Dichte von $0,7 \text{ g/cm}^3$ und den Stahllegierungen eine Dichte von $7,8 \text{ g/cm}^3$ zugewiesen. Demnach ergibt sich ein Gesamtgewicht von etwa 80 kg. Um das geforderte Maximalgewicht von 50 kg zu unterschreiten, müsste demnach die Hälfte des Gewichts eingespart werden. Da dies nicht realistisch ist, wird in Absprache mit dem Kunden die Anforderung 3.2 (*Maximales Gewicht*) aus der Anforderungsliste gestrichen.

4.3 Risikogerechtes Konstruieren

Wie bereits beschrieben ist bei der Entwicklung dieses Produktes eine große Unsicherheit vorhanden, da die Realität angenähert werden soll. Es gibt jedoch erhebliche Unterschiede, wobei im Vorhinein nicht bestimmt werden kann, wie sich die gewählte Lösung bei der Verwendung anfühlt. Aufgrund des damit verbundenen Risikos wird, wie im Kapitel 3.5 beschrieben, im Sinne des risikogerechten Konstruierens die Variante der Schaukel entworfen. Die zweite Variante wird nur entworfen, damit bei unzufriedenstellender Erfüllung der Funktionen durch die horizontalen Federn die Zeitdauer bis zur Fertigstellung der zweiten Variante minimiert wird.

In Abbildung 24 ist das CAD-Modell der Schaukel dargestellt. Wie bei den Varianten der horizontalen Federn gibt es auch hier mehrere aufeinander aufbauende Entwürfe. Die dargestellte Version ist jene mit dem höchsten Detaillierungsgrad, wobei nur diese beschrieben wird. Von dem Stand der Entwicklung ist dieses Modell mit der Variante 2.1 der Horizontalen Federn zu vergleichen.

Die Variante der Schaukel besteht aus einem unbeweglichen Gestell. Dessen Breite ist so gewählt, dass kippen nicht möglich ist. Aufgrund der Höhe ist auf eine ausreichend steife Verbindung zu achten. Damit keine Verformung der vertikalen Streben in Achsrichtung auftritt, sind vor und hinter dem E-Scooter jeweils zwei Stück angeordnet. An diesen ist jeweils eine Achse befestigt. Der bewegliche Teil ist drehbar um die nicht rotierende Achse gelagert. Die Schaukel ist ebenfalls entsprechend steif gestaltet. Diese ist breit gestaltet, damit der Proband beim Absteigen vom E-Scooter auf der mitbewegten Plattform stehen kann. Die Konstruktion besteht teilweise aus ITEM-Profilen und teilweise aus U-Trägern und Flachstangen.

Im Folgenden wird genauer auf die Elemente eingegangen die für das Erfüllen der Hauptfunktionen relevant sind. Die Funktion *Gleichmäßiges Rollen ermöglichen* wird durch die beiden Achsen sichergestellt. Die Schaukel ist mit zwei Flanschlagern an

diesen befestigt, wodurch eine kontrollierte Rollbewegung möglich ist. Das Rückstellmoment wird erzeugt indem eine Masse unter dem E-Scooter (im CAD-Modell dunkelgrau dargestellt) befestigt ist. Bei einer Neigung bewegt sich der Schwerpunkt des Probanden auf die eine Seite und die Masse bewegt sich auf die gegenüberliegende Seite der Achse. Dadurch ist immer ein Gleichgewicht möglich. Das Gewicht muss mit der Höhe der Drehachse abgestimmt werden. Damit verbunden ist die Einstellbarkeit des Rückstellmoments. Zum einen kann die Masse verändert werden und zum anderen kann die Höhe der Drehachse angepasst werden. Dies funktioniert indem sowohl auf der Seite des Gestells, als auch bei der Schaukel die Befestigungspunkte gelöst werden und die Höhe verstellt wird. Dafür ist eine gewisse Zeitdauer notwendig, da 16 Schrauben gelöst und wieder festgeschraubt werden müssen. Eventuell können stattdessen Rastbolzen verwendet werden. Durch diese beiden unterschiedlichen Einstellungen kann die Höhe der Drehachse in Abhängigkeit von der Körpergröße eingestellt werden und die erforderliche Masse ergibt sich aus dem Körpergewicht.

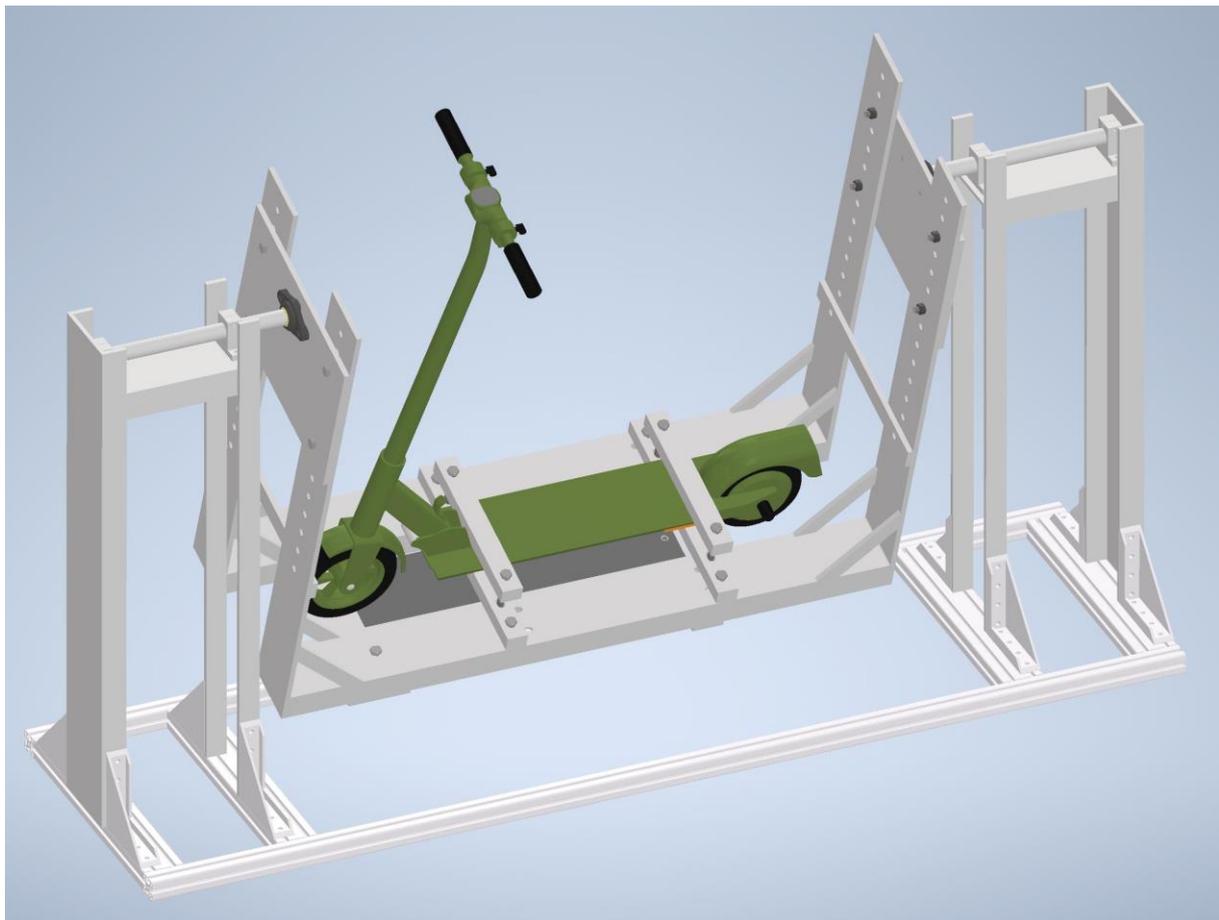


Abbildung 24: CAD-Modell Schaukel

4.4 Berechnung wesentlicher Komponenten

Nachdem die Gestalt des E-Scooter-Ständers endgültig festgelegt ist, werden die wesentlichen Komponenten, bei denen sich die Geometrie oder die zu erwartende Kraftgröße geändert hat – teilweise nochmals – berechnet, um zu überprüfen, ob die vorgesehenen Elemente eingesetzt werden können. Bei den Teilen, welche nicht explizit angeführt sind, wird ebenfalls überprüft, ob diese unter Berücksichtigung des vorhanden Einbauraumes und der zu erwartenden Kräfte eingesetzt werden können.

4.4.1 Gasdruckfedern

Die Gasdruckfedern erzeugen eine Kraft, wodurch das Rückstellmoment entsteht. Die entstehende Kraft ist ausschlaggebend für die Dimensionierung der übrigen Komponenten, weswegen die Kraft für die endgültige Geometrie bestimmt wird.

Die Befestigungspunkte der Federn wurden geändert, wodurch sich die Werte aller davon abhängigen Größen verändert haben. Die neuen Werte der Variablen sind in Tabelle 7 angeführt, wobei die Benennung gemäß Abbildung 16 auf Seite 59 erfolgt. Durch diese neue Geometrie ist es möglich, die Gasdruckfedern GS-28 mit einem Hub von 250 mm einzusetzen, da die benötigte Federlänge zwischen 413 und 647 mm liegt. Die Gasdruckfeder GS-28-250 mit Gelenkkopf weist eine Länge von 398 bis 648 mm auf [38], wodurch diese eingesetzt werden kann.

Variable [Einheit]	Zahlenwert
l [mm]	490
h [mm]	80 ÷ 300
h ₁ [mm]	38,5
b [mm]	18
φ [°]	-25 ÷ 25

Tabelle 7: Variablen Federanordnung

Aufgrund dieser Anpassungen ist eine maximale Kraft von 3.132 N auf das Seil und eine Normalkraft von 2.326 N auf das Schwert zu erwarten. Der resultierende Verlauf des Rückstellmoments ist für den minimalen und den maximalen Hebelarm in Abbildung 25 dem entstehenden Moment der Referenzfälle gegenübergestellt. Zu erkennen ist, dass große Reserven vorhanden sind und eine gute Übereinstimmung des Verlaufs mit den passenden Einstellungen erzielt werden kann. Für Referenzfall 2 ist ein Hebelarm von 260 mm, für Referenzfall 1 ein Hebelarm von 140 mm erforderlich.

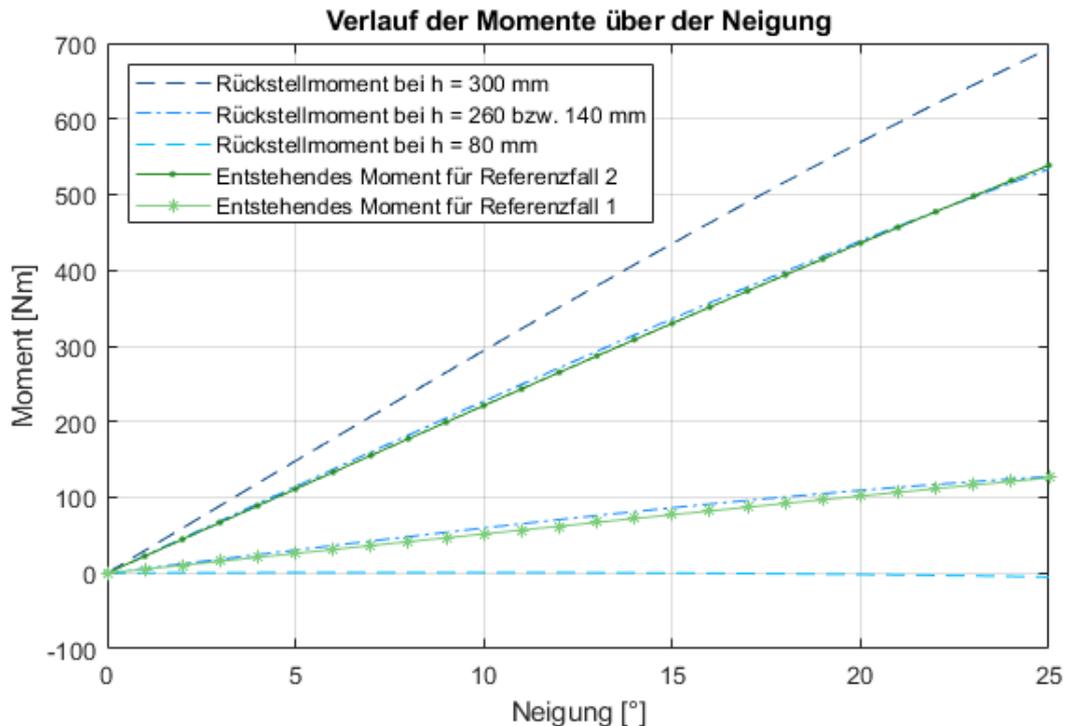


Abbildung 25: Verlauf des Rückstellmoments über der Neigung bei festgelegter Geometrie

4.4.2 Schwert

Die Schwerte stellen die Verbindung zwischen den Federn über den Schlitten und dem E-Scooter über die Klemmelemente dar. Diese sind somit zentrale Elemente und werden wegen der Länge und der Normalkraft von 2.326 N einem erheblichen Biegemoment ausgesetzt und müssen daher entsprechend ausgelegt werden. Aufgrund der Geometrie kann die Biegespannung nur schwer analytisch berechnet werden, weswegen dies mittels einer Finiten Element Analyse durchgeführt wird. Es wird die Software Hyperworks verwendet. Im Folgenden werden die Vorgehensweise sowie die Ergebnisse kurz beschrieben.

Ausgangspunkt ist das CAD-Modell des Schwerts, welches importiert wird und in Abbildung 26 dargestellt ist. Dabei wird das Durchgangsloch an der Unterseite des Schwerts sowie alle Fasen nicht berücksichtigt. Diese Vereinfachung wird durchgeführt, da in diesem Bereich keine kritischen Spannungen zu erwarten sind. Um die Symmetrieeigenschaften zu nutzen, wird die Geometrie an der Symmetrieebene geteilt und nur eine Hälfte zweidimensional mit dreieckigen und viereckigen Elementen vernetzt. Als Kantenlänge wird eine Länge von ca. 3 mm gewählt. Diese zweidimensionale Struktur wird in die Tiefe gezogen, wobei eine Kantenlänge von 2,5 mm gewählt wird um mit vier Elementen die Tiefe von 10 mm widerzuspiegeln. Abschließend wird die dreidimensionale Struktur gespiegelt und die Knoten an der

Spiegelebene als äquivalent festgelegt. Das Modell für die Simulation weist 13.664 Elemente mit 18.580 Knoten auf und ist in Abbildung 27 dargestellt.

Als Materialparameter werden jene von Aluminium gewählt. Daher wird linear-elastisches, isotropes Verhalten bei einem E-Modul von 70.000 N/mm² und einer Querkontraktionszahl von 0,3 eingestellt.

Die Befestigung an der Achse wird modelliert, indem alle Knoten an der Stelle des Kontaktes über biegesteife Elemente mit dem Mittelpunkt verbunden sind. Die Verschiebung dieses Punktes wird gesperrt. Es wird vereinfacht angenommen, dass die Kraft aufgrund der Person ausschließlich über die Passschraubenverbindung eingebracht wird. Daher wird eine Hälfte der Schraubenlöcher über starre Elemente mit dem Schwerpunkt der Person verbunden. Die Kraft in Normalrichtung gleicht die Federkraft aus, während die Tangentialrichtung berücksichtigt wird, um die Gewichtskraft bei einem Winkel von 25° vollständig wiederzugeben. Die Federkraft wird normal auf die Ebene des Langloches aufgebracht, da das Seil die Tangentialkräfte der Gasdruckfeder aufnimmt. Diese werden somit nicht berücksichtigt. Der Kraftangriffspunkt ist über starre Elemente mit 4 x 5 Knoten – dies entspricht einer Fläche von 9 x 10 mm – verbunden, um die Krafteinleitung über den Schlitten zu berücksichtigen.

Aufgrund der symmetrischen Anordnung der beiden Schwerter wird nur eines simuliert und die vorhandenen Kräfte halbiert. Es werden zwei Lastfälle analysiert. Erstens die maximal mögliche Kraft von 1.163 N bei einem Hebelarm von 300 mm,. Zweitens wird der Fall simuliert, bei dem die Krafteinleitung in der Mitte des Langlochs geschieht, da angenommen wird, dass dies die ungünstigste Position darstellt. Der Hebelarm beträgt im zweiten Lastfall 200 mm und die Kraft 960 N und entspricht somit dem entstehenden Moment eines 1,78 m großen und 78 kg schweren Probanden. In Abbildung 28 sind die aufgetragenen Randbedingungen für Lastfall 1 dargestellt. In Tabelle 8 sind die Lastfälle mit den Kräften und den Resultaten angeführt. Lastfall 1 stellt sich als der kritischere Lastfall heraus.

	Federkraft [N]	Normalkraft [N]	Tangentialkraft [N]	Maximale Verschiebung [mm]	Maximale Spannung [N/mm²]
Lastfall 1	1.163	290,75	623,5	0,26	63,1
Lastfall 2	960	160	343,1	0,12	32,7

Tabelle 8: Lastfälle

In Abbildung 29 und Abbildung 30 sind die Verschiebungen dargestellt. Für Lastfall 1 beträgt die maximale Verschiebung 0,26 mm und für Lastfall 2 0,12 mm. Die maximale Verformung liegt bei beiden Lastfällen im Bereich der Passschraubenverbindung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in diesem Bereich die Breite reduziert ist im Vergleich zum Bereich entlang des Langlochs. Dieses Verhalten erscheint daher plausibel.

Der Plot der Spannung ist in Abbildung 31 und Abbildung 32 dargestellt. Für Lastfall 1 ist diese Spannung sehr symmetrisch. Die maximale Von-Mises-Spannung des Lastfalls 1 liegt im Bereich der Aufprägung der Federkraft. Dieses Verhalten ist nicht auf physikalische Ursachen, sondern auf die Randbedingungen zurückzuführen. Im Großteil des Bauteils liegt die Spannung unter 25 N/mm^2 , lediglich im Bereich des Knicks liegt sie bei 51 N/mm^2 . Die maximale Spannung für Lastfall 2 beträgt $32,7 \text{ N/mm}^2$ und liegt ebenfalls im Bereich des Knicks. Allerdings ist in diesem Fall keine Symmetrie gegeben.

Aufgrund dieser Analyse ist festzuhalten, dass die Geometrie des Schwerts den Belastungen gerecht wird und als Material Aluminium verwendet werden kann.

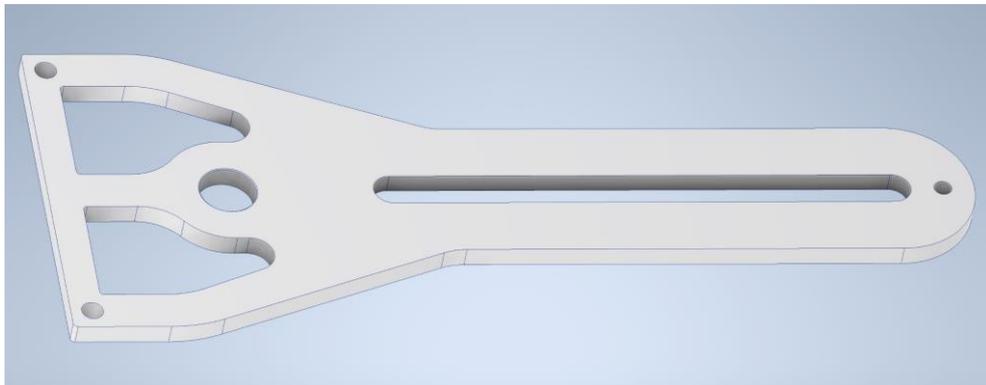


Abbildung 26: CAD-Modell des Schwerts

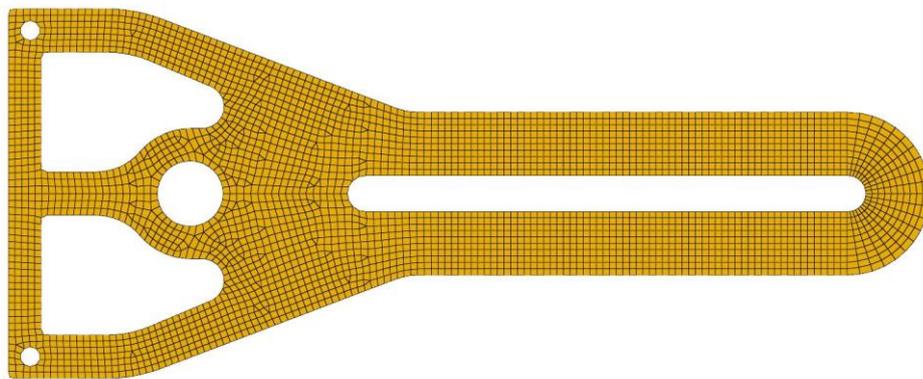


Abbildung 27: Vernetzung des Schwerts für die FEM-Analyse

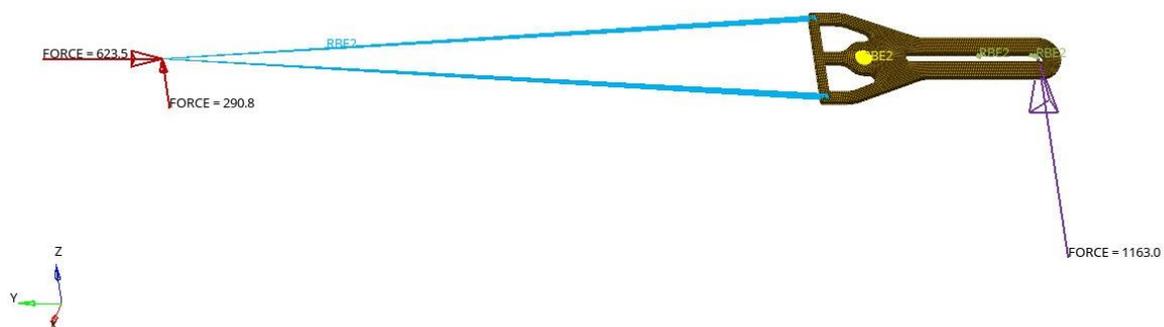


Abbildung 28: Randbedingungen Lastfall 1

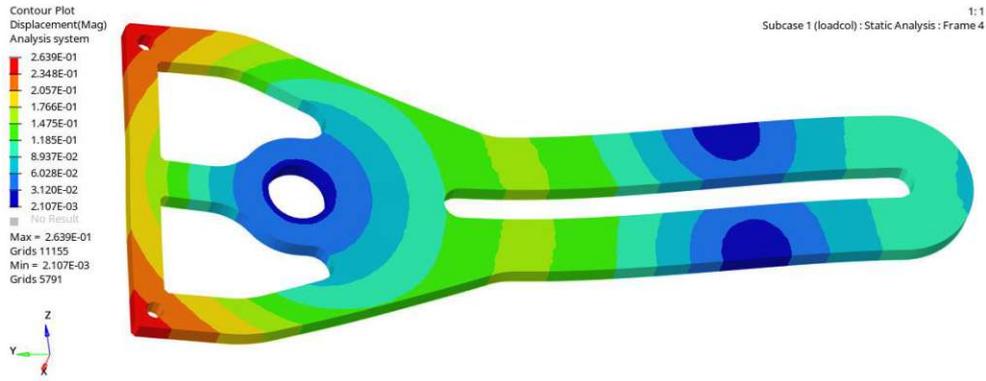


Abbildung 29: Verschiebungsplot für Lastfall 1 (Verformung in mm angegeben und 50-fach überhöht dargestellt)

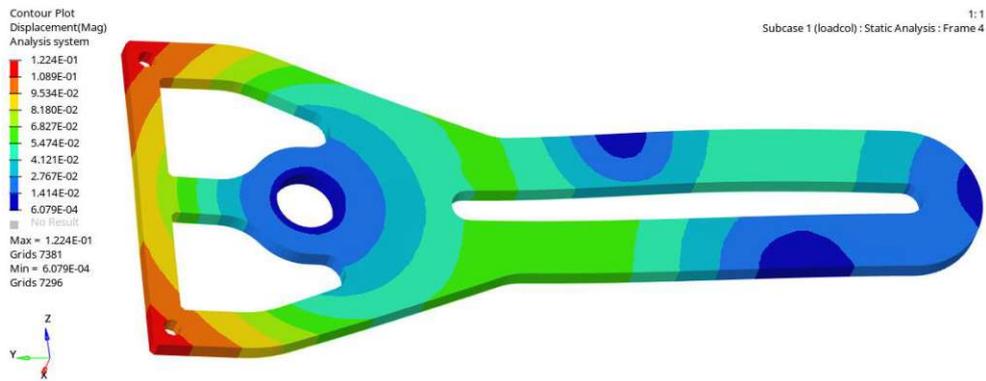


Abbildung 30: Verschiebungsplot für Lastfall 2 (Verformung in mm angegeben und 50-fach überhöht dargestellt)

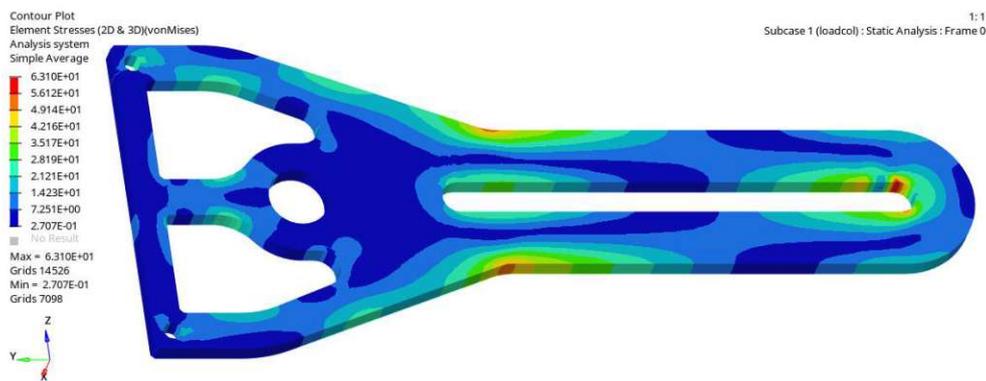


Abbildung 31: Von-Mises-Spannung für Lastfall 1 (Spannung in N/mm² angegeben)

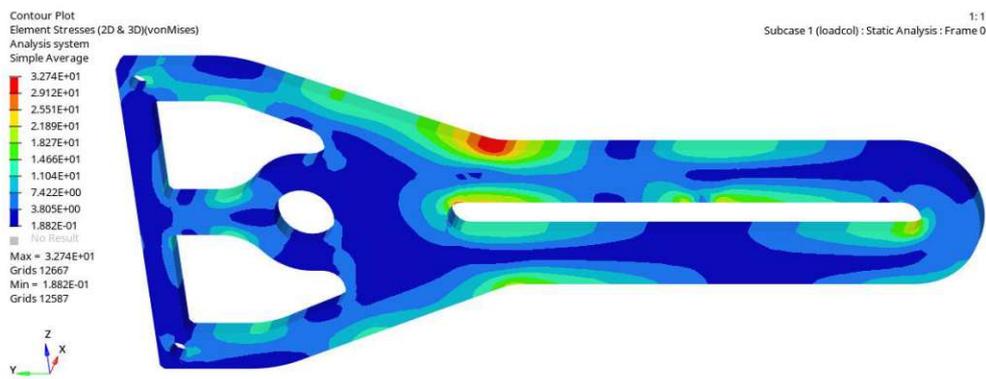


Abbildung 32: Von-Mises-Spannung für Lastfall 2 (Spannung in N/mm² angegeben)

4.4.3 Achse

Die Achse verbindet die beiden Schwerter miteinander und überträgt die Kraft auf die Lager. Die Geometrie der Achse ist maßgeblich von den Anschlussmaßen und den Kräften beeinflusst. In Abbildung 34 ist das CAD-Modell dargestellt.

Um die korrekte Auslegung nachzuweisen, wird der Biegespannungsverlauf berechnet. Vereinfacht wird angenommen, dass die Kräfte im Mittelpunkt der Kontaktflächen angreifen. Bei 23,25 sowie 160,75 mm befinden sich die Mittelpunkte der Lager und bei 55 bzw. 129 mm die Mittelpunkte der Schwerter. Von den Schwertern werden maximal jeweils 2.205 N übertragen. Dies berechnet sich über die Gewichtskraft (1.113 N), sowie die maximale Kraft aufgrund der Gasdruckfedern, welche bei 25° aufgebracht wird. Die Kräfte betragen bei diesem Winkel 2.326 N in Normalrichtung und 2.401 N in Seilrichtung.

In Abbildung 33 ist der Verlauf der Biegespannung dargestellt. Zusätzlich ist der Durchmesser der Achse angegeben. Im Bereich des Gewindes entspricht dieser dem Kerndurchmesser. Der Verlauf der Biegespannung ist beinahe symmetrisch und hat ein Maximum von 47,4 N/mm² bei 134 mm. An dieser Stelle ist der Auslauf des Gewindes der Wellenmutter. Das gewählte Lager weist die höchste Lebensdauer bei einem Material der Achse von S235 nach DIN EN 10025-2 auf. Dieses hat nach DIN 743-3 eine Biegezugfestigkeit von mindestens 180 N/mm² [27]. Daher ist die Biegespannung tolerierbar und die Achse korrekt ausgelegt.

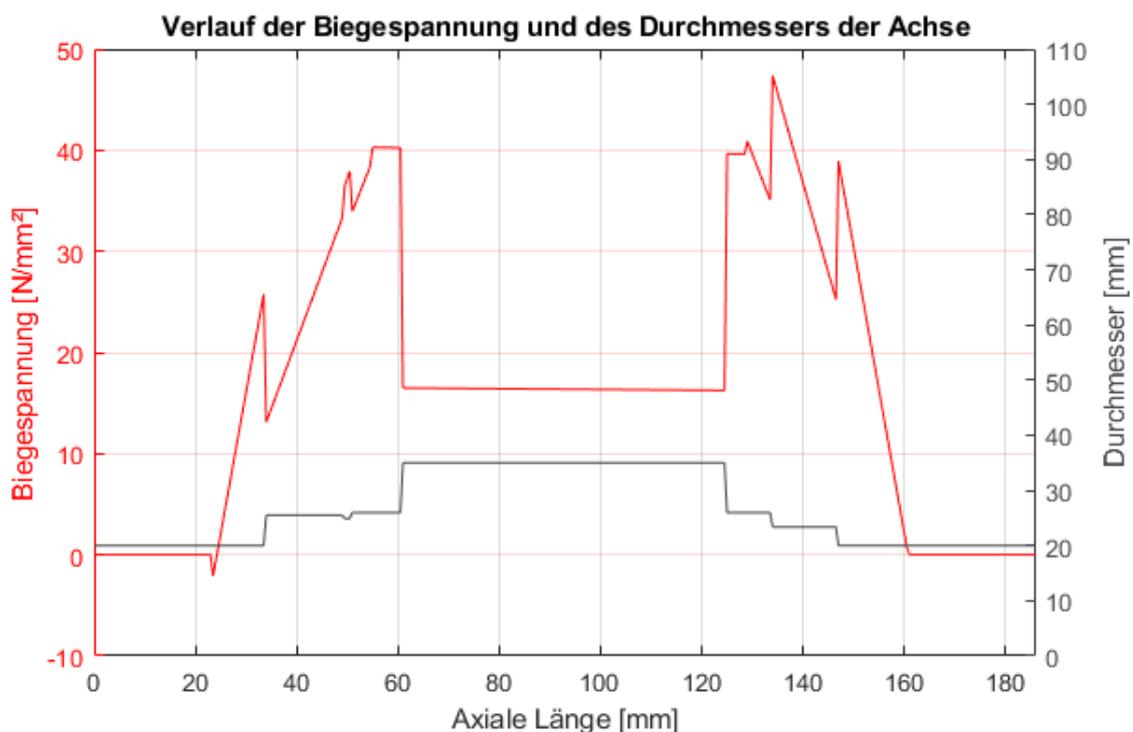


Abbildung 33: Biegespannungsverlauf der Achse

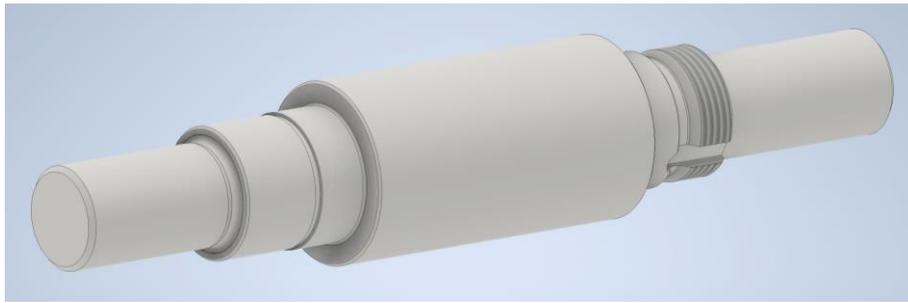


Abbildung 34: CAD-Modell der Achse

4.4.4 Gewindespindel

Die Gewindespindel ist für die Einstellbarkeit des Rückstellmoments verantwortlich. Diese muss daher die Federkräfte, welche durch die Seilführung übertragen wird, aufnehmen. Des Weiteren muss die Kurbel, welche an der Gewindespindel befestigt ist, unter der wirkenden Seilkraft noch drehbar sein. In Abbildung 35 ist das CAD-Modell dargestellt.

Die Seilkraft beträgt maximal 3.132 N, jedoch treten während des Verstellvorgangs Reibungsverluste aufgrund der Seilrollen auf. Es wird angenommen, dass dadurch die benötigte Kraft zum Verstellen um 10% erhöht ist, wodurch auf die Gewindespindel eine Maximalkraft von 3.445 N wirkt. Die zulässige Kraft, um die Kurbel zu betätigen, wird in Anlehnung an die DIN 33411-4 mit 150 N festgelegt [40]. Mit dem Hebelarm der Kurbel von 150 mm kann daher ein Moment von 22,5 Nm erzeugt werden.

Die Berechnung der Trapezgewindespindel 16 x 4 der Firma MÄDLER GmbH erfolgt gemäß deren Katalog [41]. Als Mutter wird eine runde Mutter aus Stahl ausgewählt, welche eine Tragfähigkeit von 9,2 kN aufweist. Zusätzlich wird eine runde Mutter aus Rotguss aufgrund der guten Trockenlaufeigenschaften ausgewählt, obwohl diese eine Tragfähigkeit von 2,8 kN aufweist, da das Verhalten als besser eingeschätzt wird.

Als erstes wird das erforderliche Drehmoment für die Verstellung ausgerechnet. Die Berechnung ist im Anhang C angeführt und beträgt maximale 6,34 Nm. Dieses Moment ist deutlich geringer als jenes, welches mit der Kurbel aufgebracht werden kann, weswegen die Gewindespindel jederzeit drehbar ist. Bei der Berechnung ist erkennbar, dass der Spindeltrieb selbsthemmend ist, da der effektive Reibungswinkel deutlich größer ist als der Steigungswinkel des Gewindes. Wie im Katalog angeführt, wird dennoch eine Feststellvorrichtung vorgesehen.

Als zweites wird die zulässige Axialkraft berechnet (siehe (22)), da die kritische Drehzahl aufgrund des Handantriebes nicht relevant ist. Die kritische Knickkraft wird aus dem angegebenen Diagramm bei einer ungestützten Länge von 400 mm abgelesen. Der Korrekturfaktor für die Spindellagerung stellt den ungünstigsten Fall dar. Der Korrekturfaktor der kritischen Drehzahl beträgt 0,8, da der Wert c_{kr} , aufgrund der geringen Drehzahl im Verhältnis zur kritischen Drehzahl mit Null bestimmt wird. Daraus

ergibt sich eine maximal zulässige Axialkraft von 5,5 kN, wodurch ein Sicherheitsfaktor von 1,6 vorhanden ist.

Die ausgewählte Gewindespindel und zugehörige Mutter ist dieser Berechnung zu Folge für den Einsatzzweck zulässig.

$$F_{zul} = F_K * f_k * c_k = 5,5 \text{ kN} \quad (22)$$

F_K	Kritische Knickkraft	4,9 kN
f_k	Korrekturfaktor Spindellagerung	1,4
c_k	Korrekturfaktor kritische Drehzahl	0,8



Abbildung 35: CAD-Modell der Gewindespindel

4.4.5 Lagerberechnung

Der E-Scooter-Ständer enthält nur vier Lager. Die beiden Lager, welche die Schwinge mit dem Gestell verbinden, wurden bereits grob ausgelegt. Da die Geometrie und die Kraft verändert wurden, erfolgt eine neuerliche Berechnung. Des Weiteren sind noch Lager zur Lagerung der Trapezspindel vorhanden.

Auf die Lager der Achse wirkt eine Kraft von maximal 2.205 N in Radialrichtung. Mit dem „iglidur® Expertensystem“ ergibt sich für das Lager „P210FM-2023-21“ der Firma igus® GmbH eine Lebensdauer von 2.011 Stunden. Die Lebensdauer ist aufgrund der höheren Belastung als bei der groben Dimensionierung um rund 300 Stunden geringer, aber dennoch ausreichend. In Anhang D ist ein Auszug des Berechnungsberichtes angegeben.

Die anderen beiden Lager befinden sich an der Gewindespindel. Aufgrund der geringen Einbaumaße werden hier ebenfalls Gleitlager der Firma igus® GmbH verwendet, jedoch nehmen diese nur die radiale Last auf und ein Axialzylinderrollenlager nimmt die Kräfte in Axialrichtung auf. Der Grund dafür ist, dass bei Gleitlagern höhere Reibungskräfte als bei Wälzlagern entstehen und daher die Gewindespindel aufgrund der hohen Axialkraft nicht mehr drehbar ist. Da auf die Gleitlager keine Radialkräfte wirken, werden diese nicht berechnet, sondern nur das Axialzylinderrollenlager.

Es wird das Lager „81102 TN“ von der Firma SKF gewählt. Dieses weist eine dynamische Tragzahl von 11,2 kN und eine statische Tragzahl von 27 kN auf. Die Auswahl erfolgt aufgrund der Geometrie und der hohen Tragzahlen. Der statische

Sicherheitsfaktor beiträgt bei der Maximalkraft 7,8 und ist damit sehr hoch. Für die Berechnung der Lagerlebensdauer beim Verstellvorgang wird das Lagerberechnungstool „Bearing Select“ der Firma SKF verwendet. Damit wurde bei andauernder Maximallast eine nominelle Lebensdauer von 8.700 Stunden berechnet. Da der Verstellvorgang wenige Sekunden andauert, ist dieser Wert mehr als ausreichend und auf die genauen Parameter bei der Berechnung wird daher nicht weiter eingegangen.

4.4.6 Biegebeanspruchung wesentlicher ITEM-Profile

Es werden die drei ITEM-Profile, welche aufgrund der Länge oder der wirkenden Kraft der höchsten Biegebeanspruchung ausgesetzt sind, berechnet.

An den Querstreben sind die Lager mittig angebracht, welche das Gestell mit der Schwinge verbinden. Daher werden die gesamten Lagerkräfte auf die Querstreben übertragen. Bei einer Neigung von 25° wirkt sowohl die maximale Axialkraft von 1.093 N und die maximale Normalkraft von 4.272 N, welche die Gewichtskraft enthält, auf die Achse. Dadurch wirkt auf jede Querstrebe die Hälfte der Kraft. Das Profil 8 40 x 40 wird als Querträger eingesetzt. Die Querträger besitzen eine Gesamtlänge von 1,2 m, wobei zur Reduktion der Durchbiegung zwei Stützen mit einer lichten Weite von 300 mm vorhanden sind.

Aufgrund der Axialkraft ergibt sich bei dem Querschnitt von 916 mm^2 eine Spannung von $0,6 \text{ N/mm}^2$. Diese ist so gering, dass sie vernachlässigt werden kann. Die Übertragung der Axialkraft des Lagers auf die Querstreben erfolgt mittels zweier Nutensteine 8 St M6. Die Übertragung der Kraft wird gemäß der VDI 2230-1 überprüft. Aufgrund der Materialien ist nach Tabelle A5 eine Reibung von $0,14 \div 0,24$ im Gewinde vorhanden [42]. Nach Tabelle A2 ist daher eine Montagevorspannkraft von mindestens $6,8 \div 5,6 \text{ kN}$ bei einem Anziehdrehmoment von $7,7 \div 10,3 \text{ Nm}$ für die Festigkeitsklasse 8.8 vorhanden [42]. Es konnte keine Festigkeitsklasse der Schrauben, für die die Nutensteine ausgelegt sind, bestimmt werden, daher wurde der ungünstigste Fall angenommen. Zulässig ist ein Anziehdrehmoment von 14 Nm, wodurch das gewählte Drehmoment möglich ist. Nach Tabelle A6 ist mit einer Haftreibungszahl von minimal 0,19 für die Stoffpaarung Aluminium-Aluminium zu rechnen [42]. Da zwei Trennfugen vorhanden sind, kann somit pro Befestigungspunkt eine Axialkraft von mindestens 2,1 kN übertragen werden. Nicht beachtet wird die Vorspannkraftminderung durch Setzen, jedoch wirkt zusätzlich eine Normalkraft, welche die übertragbare Querkraft erhöht und ebenfalls nicht berücksichtigt wird. Es wird angenommen, dass diese beiden Effekte sich gegenseitig aufheben. Daher ist ein Sicherheitsfaktor von 7,7 vorhanden und die Übertragung der Axialkraft auf die Querträger ist somit ebenfalls sicher gewährleistet.

Aufgrund der Normalkraft ergibt sich unter der Annahme, dass nur die inneren Stützen vorhanden sind, – dies entspricht dem ungünstigsten Fall – gemäß (23) eine

Durchbiegung von 0,03 mm. Hier wird angenommen, dass die Befestigung an den Stützen steif ist, wodurch dies einer Einspannung entspricht. Mit (24) wird die Biegespannung berechnet, wobei der Zähler dem Moment entspricht. Wie die Durchbiegung ist diese mit 11,5 N/mm² in einem zulässigen Bereich.

$$f = \frac{F * l^3}{192 * E * I} = 0,03 \text{ mm} \quad (23)$$

$$\sigma_b = \frac{(F * l)/8}{W} = 11,5 \text{ N/mm}^2 \quad (24)$$

<i>F</i>	Normalkraft	2.136 N
<i>l</i>	Lichte Weite	300 mm
<i>E</i>	E-Modul	70.000 N/mm ²
<i>I</i>	Flächenträgheitsmoment	139.600 mm ⁴
<i>W</i>	Widerstandsmoment	6.980 mm ³

Als nächstes wird das Profil, an dem der Lagerbock der Gasdruckfeder befestigt wird, berechnet. Die Feder wird außen an jeweils einem Träger befestigt. Bei einem Rollwinkel von 25° beträgt der Winkel der Gasdruckfeder zur Horizontalen 3,4° bei einem Hebelarm von 80 mm und 33,1° bei einem Hebelarm von 300 mm. Aufgrund der Federkräfte von 3.900 N bzw. 4.080 N ergibt sich eine maximale Normalkraft von 3.893 N bei einem Hebelarm von 80 mm und eine maximale Axialkraft von 2.226 N bei einem Hebelarm von 300 mm. Es wird das selbe Profil wie oben angeführt verwendet. Das Profil weist eine Länge von 345 mm auf und die Befestigung wird wegen der Position der Verbindungselemente als Lager betrachtet. Die Spannung aufgrund der Axialkraft beträgt 2,4 N/mm². Die Übertragung der Axialkraft auf das Profil ist nach oben angeführter Berechnung sicher möglich, wobei ein Sicherheitsfaktor von 1,9 vorhanden ist. Des Weiteren erfolgt die Krafteinleitung außermittig, wodurch zur Berechnung der Durchbiegung und Biegespannung die (25) und (26) herangezogen werden. Das Moment in (26) ist maximal an der Stelle der Krafteinleitung, weswegen die Biegespannung dort ebenfalls maximal ist. Sowohl die Durchbiegung mit 0,07 mm als auch die Biegespannung mit 21,8 N/mm² liegen in einem zulässigen Bereich.

$$f = \frac{F * a^2 * b^2}{3 * E * I * l} = 0,07 \text{ mm} \quad (25)$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = 21,8 \text{ N/mm}^2 \quad (26)$$

<i>F</i>	Normalkraft	3.893 N
<i>a</i>	Abstand der Normalkraft zum einen Lager	300 mm
<i>b</i>	Abstand der Normalkraft zum andern Lager	45 mm
<i>l</i>	Lichte Weite	345 mm
<i>M</i>	Moment	152,3 Nm

Als letztes Element werden die Längsstreben, welche parallel zum E-Scooter an der Außenseite des Gestells verlaufen, berechnet. Die Träger, an denen die Gasdruckfedern befestigt sind, sind mit den Längsstreben verbunden. Da auf die obere Strebe eine Normalkraft von 3.385 N und auf die untere nur 510 N wirkt, wird ausschließlich die obere Längsstrebe betrachtet. Es wird angenommen, dass die Axialkraft der Träger von 2.226 N gleichmäßig auf die Längsstreben verteilt ist. Die geometrischen Bedingungen sind ähnlich wie bei den Querträgern. Diese sind in einem Abstand von 225 mm an den Längsstreben befestigt. Aufgrund der Position der Verbindungselemente werden die Befestigungen als Lager betrachtet. Als Profil wird das Profil 8 40 x 40 leicht von ITEM eingesetzt. Da auf die Längsstreben zwei Normalkräfte wirken, wird die Verformung in beide Richtungen berechnet. Die Biegespannung wird ebenfalls für beide Richtungen berechnet und anschließend mit der Gestaltänderungs-Energie-Hypothese die Vergleichsspannung berechnet. Sowohl die Durchbiegung (27 a,b) als auch die Biege- bzw. Vergleichsspannung (28 a,b) bzw. (29) sind mit Werten von maximal 0,13 mm bzw. 42,3 N/mm² größer als bei den bisher berechneten Elementen. Dennoch liegen diese in einem zulässigen Bereich.

$$f_x = \frac{F_x * l^3}{48 * E * I} = 0,13 \text{ mm} \quad f_y = \frac{F_y * l^3}{48 * E * I} = 0,04 \text{ mm} \quad (27 \text{ a,b})$$

$$\sigma_{bx} = \frac{(F_x * l)/4}{W} = 42,3 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{by} = \frac{(F_y * l)/4}{W} = 13,9 \text{ N/mm}^2 \quad (28 \text{ a,b})$$

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{bx}^2 - \sigma_{bx} * \sigma_{by} + \sigma_{by}^2} = 37,4 \text{ N/mm}^2 \quad (29)$$

F_x	Normalkraft in x-Richtung	3.385 N
F_y	Normalkraft in y-Richtung	1.113 N
a	Abstand der Normalkraft zum einen Lager	112 mm
b	Abstand der Normalkraft zum andern Lager	113 mm
l	Lichte Weite	225 mm
E	E-Modul	70.000 N/mm ²
I	Flächenträgheitsmoment	90.000 mm ⁴
W	Widerstandsmoment	4.500 mm ³

4.4.7 Seil und Seilrollen

Das Seil stellt sicher, dass eine Verstellung an der Gewindespindel zu einer Verschiebung des Schlittens führt. Daher muss das Seil die Kräfte der Federn in Tangentialrichtung aufnehmen. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass Seilrollen verwendet werden. Es muss daher zusätzlich zur Berechnung der ausreichenden Mindestbruchkraft des Seils auch auf das Verhältnis zwischen Seilrollen- und Seildurchmesser geachtet werden, welches so groß wie möglich sein soll. Hinter der Mutter der Gewindespindel ist ein rundes Element angebracht. Um dieses sind auf beiden Seiten der Gewindespindel die Seilenden mit einem flämischen Auge angebracht. Beim Schlitten erfolgt eine Umlenkung um eine Seilscheibe, welche einen Radius von 22 mm aufweist. In Abbildung 36 ist der Seilverlauf und alle Umlenkungen des CAD-Modell dargestellt.

Wie in Kapitel 4.4.1 berechnet, beträgt die Seilkraft mit der Gasdruckfeder GS-28-250 bei dieser Geometrie maximal 3.132 N. Beim Testen (siehe Kapitel 6.1) wurde jedoch festgestellt, dass diese Kraft zu groß ist, um eine Schräglage zu ermöglichen. Daher wurde eine schwächere Gasdruckfeder eingebaut. Dies hat zur Folge, dass die entstehenden Kräfte geringer sind, wodurch das Seil und die Seilrollen neu gestaltet werden können.

Die Berechnung erfolgt gemäß der DIN 15020-1 [43]. Die Norm gilt für Seiltriebe von Kranen und Serienhebezeuge, wegen fehlender Daten wird jedoch diese Norm angewendet, zumal von einem hohen Sicherheitsfaktor auszugehen ist.

Mit den schwächeren Gasdruckfedern beträgt die Maximalkraft 701 N. Da das Seil von der Spindel zum Schlitten parallel geführt wird, beträgt die Seilkraft jeweils 351 N. Die Endverbindung wird als flämisches Auge ausgeführt, da dieses je nach Literatur eine Tragfähigkeit von 90% bzw. mindestens 80% aufweist [44], [45]. Daher ist eine Seilzugkraft von 439 N erforderlich. (30) ist der angeführten Norm entnommen. Gemäß dieser Berechnung ist ein Seildurchmesser von 1,4 mm ausreichend.

$$d_{min} = c * \sqrt{S} = 1,4 \text{ mm} \quad (30)$$

<i>S</i>	Seilzugkraft	439 N
<i>c</i>	Beiwert unter anderem abhängig von der Triebwerkgruppe (1E _m) und der Nennfestigkeit (1.960 N/mm ²)	0,067

Es wird ein Seil mit einem Seildurchmesser von 2 mm gewählt, welches die oben beschriebenen Eigenschaften aufweist. Die Firma Seil und Anschlagmittel GmbH bietet ein derartiges Seil unter der Artikelnummer 1010114 an. Dieses weist eine Mindestbruchkraft von 2.810 N auf und ist demnach für den Einsatzzweck geeignet.

In (31) ist der in der Norm angeführte Zusammenhang zwischen Seilrollendurchmesser und Seildurchmesser angegeben. Gemäß der Berechnung ist ein Seilrollendurchmesser, bezogen auf die Mitte des Drahtseils, von mindestens 25 mm erforderlich. Nach dieser Norm ist daher der Einsatz der vorgesehenen Seilrollen zulässig.

$$D_{min} = h_1 * h_2 * d = 25 \text{ mm} \quad (31)$$

h_1	Beiwert, unter anderem abhängig von der Triebwerkgruppe (1E _m)	12,5
h_2	Beiwert, abhängig von der Anordnung des Seiltriebs	1
d	Seildurchmesser	2 mm

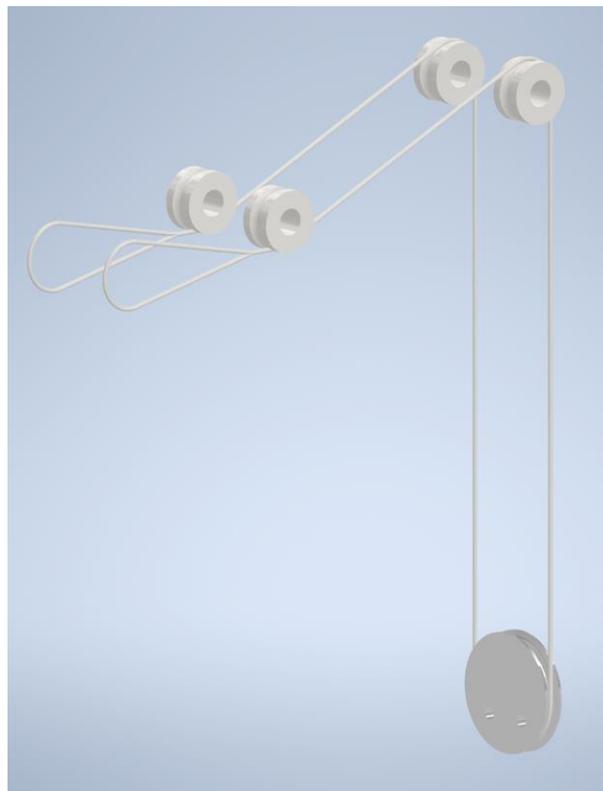


Abbildung 36: CAD-Modell Seil und Seilrollen

5 Ausarbeiten

In diesem Schritt des Produktentwicklungsprozesses erfolgt das Detaillieren aller Einzelteile sowie das Erstellen der Einzelteilzeichnungen. Aufbauend darauf werden Gruppen- und Zusammenstellungszeichnungen erstellt. Daraus abgeleitet werden die Stücklisten. Danach erfolgt die Fertigung.

5.1 Einzelteilzeichnungen wesentlicher Teile

Aufgrund der Anzahl und der Komplexität der Einzelteile werden die Vorgehensweise und die Überlegungen zur Konstruktion nicht für alle, sondern beispielhaft für drei Teile erläutert. Die übrigen 56 Einzelteilzeichnungen sind auf dem beigelegten Datenträger gespeichert.

5.1.1 Schwert

In Kapitel 4.4.2 ist die Analyse des Schwerts als zentrales Element zur Übertragung der Kräfte mittels einer FEM-Analyse durchgeführt. Es ist daher naheliegend, die Entwicklung dieses Teils weiter zu beschreiben.

Auf Basis des CAD-Modells, welches in Abbildung 26 dargestellt ist, wird die Zeichnungsableitung durchgeführt.

Das Element hat eine Stärke von 10 mm und besteht im Wesentlichen ein Blechteil. Der Flächeninhalt beträgt ca. 31.000 mm² und stellt somit nur 40% der benötigten Fläche der Hauptabmaße dar. Die Fertigung des Elements mittels Wasserstrahlschneiden bietet im Vergleich zum Fräsen aus dem Vollen einen Kostenvorteil und wird deswegen so festgelegt. Die Außenkontur sowie die beiden symmetrischen Ausnehmungen stellen keine Anschlussmaße dar, weswegen diese Umriss ohne Fertigungszuschlag zur Fertigung mittels Wasserstrahlschneiden festgelegt werden. Da die Passung mit der Achse und das Langloch einer genaueren Positionierung bedürfen, wird zu diesen Konturen ein Fertigungszuschlag von 1 mm hinzugegeben. Der Fertigungszuschlag wird nach dem Wasserstrahlschneiden mittels Fräsen entfernt, sodass die Toleranz der Passung der Achse und die Oberfläche des Langlochs die geforderten Eigenschaften erfüllen. Zur Achse wird eine Übergangspassung gewählt, da eine genaue Zentrierung des Schwerts erforderlich ist. Es ist keine Übermaßpassung erforderlich, da infolge der drehbaren Lagerung der Achse nur die Übertragung eines sehr geringen Drehmoments erforderlich ist. Daher wird eine Toleranz von H7 festgelegt.

Die zwei Bohrungen für die Passschrauben werden gebohrt und mit der Reibahle nachbearbeitet, um die geforderte Toleranz von H7 zu erreichen. Da das Schwert an

den oberen beiden Bohrungen mit dem unteren Element der Klemmung über Passschrauben verbunden ist, ist eine genaue Positionierung dieser Schrauben erforderlich. Daher ist eine Toleranz von $\pm 0,01$ mm zulässig. Passschrauben wurden deswegen gewählt, da über diese Verbindung die Kraft der Gasdruckfedern auf die Klemmung übertragen wird und eine genaue Zentrierung ohne Spiel erforderlich ist.

Die beiden Schwerter sind über die untere Bohrung und ein Verbindungselement miteinander verbunden. Dies ist notwendig, damit ein Verdrehen gegeneinander nicht möglich ist und die zweite Gasdruckfeder eingebaut werden kann, da an diesem Element ein Spanngurt befestigt werden kann. Eine genaue Positionierung ist daher ebenfalls wichtig. Da jedoch keine Kräfte übertragen werden, sind die zulässigen Toleranzen größer.

Als Material wurde Aluminium festgelegt (siehe Kapitel 4.4.2). Aufgrund der hohen Biegezugfestigkeit von AlMg4,5Mn wird das Schwert aus dieser Legierung hergestellt [39].

Die Einzelteilzeichnung ist in Abbildung 45 in Anhang E dargestellt. Aufgrund der Größe und der notwendigen Detailschärfe ist die Einzelteilzeichnung im Format A2 erstellt worden. Im Format A4 der vorliegenden Arbeit ist die Einzelteilzeichnung in Abbildung 45 nicht maßstabsgetreu und dient nur zur Veranschaulichung. Für eine detaillierte Betrachtung ist die Einzelteilzeichnung unter dem Dateinamen „098_Y.pdf“ auf dem beigelegten Datenträger abgespeichert.

5.1.2 Klemmung

Die untere Klemmung wurde bereits oben erwähnt, weswegen dieses Element als zweites Beispiel gewählt wird. Zur besseren Vorstellung ist in Abbildung 37 das CAD-Modell dargestellt. Alle drei verschiedenen Bohrungsarten an diesem Element sind sichtbar. Auf der Oberseite sind außen die Durchgangsbohrungen und innen die Senkkopfbohrung vorhanden. An der Stirnseite sind die Bohrungen für die Passschrauben sichtbar.

Wie bereits zuvor beschrieben muss die Position der Bohrungen für die Passschrauben genau festgelegt werden. Es ist der idente Abstand mit derselben Toleranz wie bei dem Schwert gegeben.

Die Streben unter der Tretplattform werden über Senkkopfschrauben mit Nutensteinen an der Klemmung befestigt. Die Senkkopfschrauben sind an den inneren auf der Oberseite sichtbaren Bohrungen angebracht. Die ITEM 6 30 x 30 Profile werden über die Schrauben an die Unterseite des Klemmelements gezogen. Für diese Maße sind keine genaueren Toleranzen als die der Toleranzklasse „m“ der ISO 2768-1 erforderlich.

Die Klemmung des E-Scooters erfolgt über Senkkopfschrauben mit einem M8 Gewinde. Die Senkkopfschraube wird durch die Platte, welche sich auf der Tretplattform des E-Scooters befindet, positioniert. Die Durchgangsbohrung soll daher einen großen Durchmesser haben, um die Schraube leicht einzuführen. Eine genaue Positionierung ist nicht erforderlich, jedoch muss die Lage mit der Platte auf dem E-Scooter übereinstimmen. Des Weiteren muss der Abstand zur Stirnfläche groß genug sein, damit die Klemmung mit den Dreisterngriffen möglich ist. Diese stehen sonst an der Kante des Schwerts an und die Klemmung kann nicht erfolgen.

Der Abstand von der Kante der Unterseite der Tretplattform des E-Scooter zu den Durchgangslöchern beträgt 37,5 mm und nach (37) wirkt eine Klemmkraft von 4.592 N. Daher beträgt das Biegemoment 172 Nm, und die Biegespannung ohne Berücksichtigung der Bohrungen 64,5 N/mm². Um diese Biegespannung sicher zu ertragen wird als Material S355 gewählt.

Die Einzelteilzeichnung ist in Abbildung 46 in Anhang E dargestellt. Das Format der Einzelteilzeichnung ist A3, daher ist die Abbildung nicht maßstabsgetreu, da die Größe der Zeichnung reduziert werden musste. Für eine detaillierte Betrachtung ist die Einzelteilzeichnung unter dem Dateinamen „070_Klemmung.pdf“ auf dem beigelegten Datenträger abgespeichert.

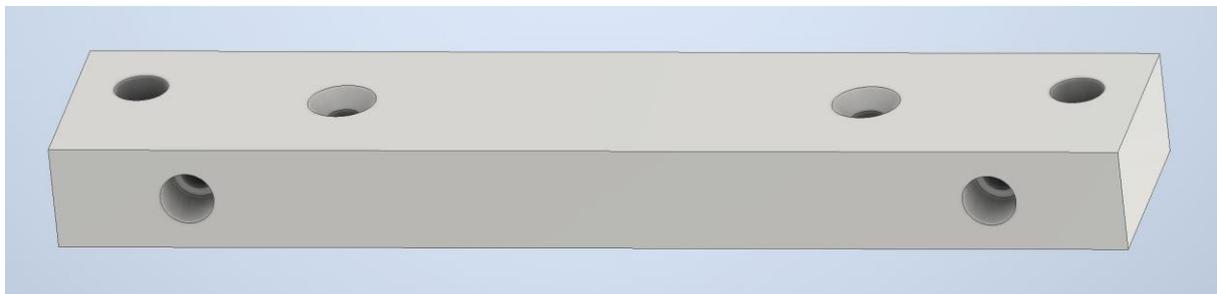


Abbildung 37: CAD-Modell Klemmung

5.1.3 Schlitten

Als drittes Element wird der Schlitten beschrieben. Bisher wurde das gesamte im Langloch bewegliche Teil als Schlitten bezeichnet. Dieses setzt sich jedoch aus mehreren Elementen zusammen. Im Folgenden wird nur jenes Element beschrieben, welches im Langloch beweglich ist. Das zugehörige CAD-Modell ist in Abbildung 38 dargestellt. Im E-Scooter-Ständer sind zwei Schlitten enthalten. Zwischen den Schlitten befinden sich die Gelenkaugen der Gasdruckfedern, welche über Bolzen mit den beiden Schlitten verbunden sind, sowie die Umlenkung für das Seil.

Der Schlitten steht im Zusammenhang mit der Achse, da diese den Abstand der Schwerter voneinander festlegt. Infolge der Toleranzklasse „m“ der ISO 2768-1 ergibt sich bei einer Länge von 64 mm eine Toleranz von $\pm 0,3$ mm. Damit der gesamte Schlitten beweglich ist, darf der Abstand der Grundfläche des Ovals zu der selben

Fläche des anderen Schlittens maximal 63,7 mm betragen. Zwischen den beiden Schlitten ist die 9 mm breite Seilscheibe positioniert. Die Gelenkköpfe der Gasdruckfedern haben eine Breite von 9 mm, mit einer Toleranz von $\begin{matrix} +0,00 \\ -0,10 \end{matrix}$ mm. Damit diese frei beweglich sind, wird die Toleranz der Seilscheibe mit $\begin{matrix} +0,05 \\ -0,00 \end{matrix}$ mm festgelegt. Damit der Abstand eingehalten wird, werden die Abmaße und Toleranzen des Schlittens durch eine Toleranzrechnung entsprechend festgelegt. Mit den angegebenen Toleranzen beträgt der relevante Abstand $63,6 \begin{matrix} +0,05 \\ -0,40 \end{matrix}$ mm. Die maximale Differenz zwischen der Schlittenbreite und dem Abstand der Schwerter liegt bei 0,70 mm, weswegen der in Kontakt kommende Bereich entsprechend breit gestaltet wird, damit immer über die volle Breite Kontakt herrscht.

Die Durchgangsbohrungen sind mit einer H7 Toleranz festgelegt, da wie bei der Klemmung und dem Schwert eine genaue Zentrierung erforderlich ist. An den Durchgangslöchern mit dem Durchmesser von 6 mm sind zwei Passschrauben vorgesehen, die die Seilscheibe positionieren und festklemmen. An den anderen Durchgangslöchern sind Bolzen angebracht, an welchen die Gasdruckfedern angreifen. Der Innendurchmesser der Gelenkköpfe gibt diesen Durchmesser vor, sowie den Abstand zueinander, welcher mindestens 28 mm betragen muss.

Aufgrund der kompakten Bauform sind die auftretenden Biegespannungen gering und es kann ein Material verwendet werden, dessen Festigkeit nicht extrem hoch ist. Aufgrund der guten Zerspaneigenschaften wird der Schlitten aus AlMgSi0,5 hergestellt.

Die Einzelteilzeichnung ist in Abbildung 47 in Anhang E dargestellt. Das Format der Einzelteilzeichnung ist A4, jedoch ist die Abbildung nicht maßstabsgetreu, da die Größe der Zeichnung reduziert werden musste. Für eine detaillierte Betrachtung ist die Einzelteilzeichnung unter dem Dateinamen „073_Schlitten.pdf“ auf dem beigelegten Datenträger abgespeichert.

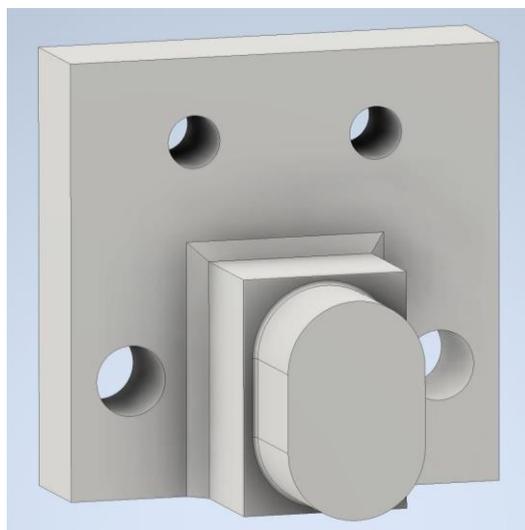


Abbildung 38: CAD-Modell Schlitten

5.2 Zusammenstellungszeichnung

Für den Zusammenbau des E-Scooter-Ständers werden Zusammenstellungszeichnungen erstellt. In diesen sind die Positionen der Elemente und die Einbaustellen dargestellt. Aufgrund der Anzahl der Teile werden vier Zusammenstellungszeichnungen erstellt. Drei davon stellen Baugruppen dar, während in der vierten die Zusammenstellung des Endzusammenbaus festgelegt ist. Darin sind die drei Baugruppen sowie die übrigen Elemente eingezeichnet. Die Baugruppen sind das Gestell, die Schwinge und das Schwert. Die Baugruppe mit dem Schwert beinhaltet hierbei auch den gesamten Schlitten, die untere Klemmung, sowie die Achse. In Anhang F ist der Gesamtzusammenbau dargestellt, wobei aufgrund der Größe der Zeichnung dies in Abbildung 48 stark verkleinert dargestellt ist. Damit alle Teile sichtbar sind, müssen drei Schnittansichten erstellt werden.

Im Schnitt A-A ist die Position der beiden Anschläge mit einem Abstand von 20 mm zur Stütze angegeben. Bei den Tests hat sich der dadurch maximal mögliche Winkel von 13° als geeignet erwiesen.

Im Schnitt B-B ist die Position der Schwinge gegenüber dem Schwer dargestellt. Der Abstand von 361 mm ergibt sich aufgrund des E-Scooters.

Für eine detaillierte Betrachtung ist diese sowie die übrigen Zusammenstellungszeichnungen auf dem beigelegten Datenträger abgespeichert.

5.3 Stücklisten

Die Stücklisten zu den Zusammenstellungszeichnungen sind in Anhang G, Tabelle 12 bis Tabelle 15, dargestellt. Alle Teile der jeweiligen Zusammenstellungszeichnung sind nachvollziehbar angegeben. Bei Elementen, welche am Institut gefertigt oder nachbearbeitet wurden, ist der Werkstoff oder der Hersteller angegeben. Bei Normteilen wurde kein Hersteller angegeben. Bei den Zukaufteilen sind Hersteller und Artikelnummer angegeben. 351 Teile sind in dem E-Scooter-Ständer verbaut.

6 Inbetriebnahme und Test

6.1 Testen

Nach dem Zusammenbau des E-Scooter-Ständers hat sich in den Tests gezeigt, dass das entstehende Moment deutlich kleiner ist als es zuvor berechnet wurde. Es ist kaum möglich, eine Schräglage zu erzeugen. Wenn bewusst versucht wird, eine Rollbewegung einzuleiten, wird die Kraft über den Lenker des E-Scooters übertragen, da dies den größten Hebelarm darstellt. Dies führt zu einer Bewegung des Vorderreifens auf die gegenüberliegende Seite, da der E-Scooter nicht für Belastungen dieser Art ausgelegt ist. Daher muss das Rückstellmoment, welches aufgrund der Gasdruckfedern erzeugt wird, reduziert werden.

Nachdem mehrere Personen den E-Scooter-Ständer getestet haben, wird die Berechnung des entstehenden Moments überarbeitet und an das beobachtete Verhalten zum Erzeugen des Moments angepasst. Die Person neigt das System Mensch - E-Scooter auf die Seite, indem ausschließlich die Körperteile oberhalb der Hüfte zur Seite geneigt werden. Das entstehende Moment ist dadurch deutlich geringer, da sowohl die horizontale Verschiebung der Massenschwerpunkte der Gliedmaßen, als auch die Masse zum Erzeugen des Moments reduziert ist. In Tabelle 9 sind die Ergebnisse der Berechnung angeführt, welche in Anhang A.2 durchgeführt ist. Zu erkennen ist, dass das entstehende Moment ungefähr 20% des ursprünglich berechneten entspricht. Für den Referenzfall 2 beträgt das maximale Moment 108,2 Nm, während für Referenzfall 1 das Moment 21,1 Nm beträgt.

	Körpergröße [m]	Gewicht [kg]	Moment bei max. Verschiebung [Nm]
Referenzfall 1	1,30	30	21,1
Referenzfall 2	2,00	100	108,2
Durchschnittlicher Mann	1,75	79	74,8
Durchschnittliche Frau	1,63	66	58,2

Tabelle 9: Entstehendes Moment nach Berechnungsvariante 2

Auf Basis dieser Berechnung, kann nun eine passende Gasdruckfeder bestimmt werden, mit der ein Rückstellmoment erzeugt werden kann, welches mit den oben angeführten Werten übereinstimmt. Da die geometrischen Bedingungen und dadurch die Variablen bereits feststehen, können diese nur mehr in sehr geringen Maßen geändert werden. Dadurch ist die Berechnung deutlich einfacher. Es wird das Modell, welches in Abbildung 16 dargestellt ist, nochmals verwendet. Die Gasdruckfeder GS-19-250 der Firma ACE Stoßdämpfer GmbH mit einer Nennkraft von 600 N weist eine Progression von ca. 30% auf [38]. Bei unveränderter Geometrie des E-Scooter-Ständers erzeugt diese ein Rückstellmoment von 98,4 Nm. Die

Gasdruckfeder ist jedoch geringfügig zu kurz. Des Weiteren kann bei dieser Feder der dazu passende Lagerschuh der Firma ACE Stoßdämpfer GmbH verwendet werden, wodurch der äußere Befestigungspunkt der Federn weiter außen liegt. Um diese Gasdruckfeder und den Lagerschuh einzusetzen wird ein Profil 8 40 x 40 leicht von ITEM an den Träger angebracht, an dem die Feder bisher befestigt war. Dadurch ändert sich die Geometrie geringfügig und es kann ein Rückstellmoment von maximal 100,7 Nm erzeugt werden.

In Abbildung 39 ist der Verlauf des entstehenden Moments beider Referenzfälle dem entsprechenden Rückstellmoment gegenübergestellt. Es ist eine gute Übereinstimmung der Verläufe zu erkennen. Für Referenzfall 2 ist eine maximale Abweichung des Rückstellmoments vom entstehenden Moment von 7,5 N bzw. 7% bei maximaler Neigung vorhanden. Für Referenzfall 1 beträgt die maximale Abweichung des Rückstellmoments vom entstehenden Moment 1,6 N bei 15°, bzw. 18% bei 1°. Diese Abweichungen sind als akzeptabel zu betrachten, weswegen diese Gasdruckfeder gewählt wird.

Die Kräfte aufgrund der Gasdruckfeder GS-19-250 mit einer Nennkraft von 600 N sind deutlich geringer als die der zuvor geplanten und bereits verbauten Gasdruckfeder GS-28-250 mit einer Nennkraft von 2.500 N. Alle Kräfte auf die Komponenten reduzieren sich daher ebenfalls. Dies führt zu einer höheren Sicherheit, weswegen die Berechnungen aus Kapitel 4.4 nicht nochmal durchgeführt werden.

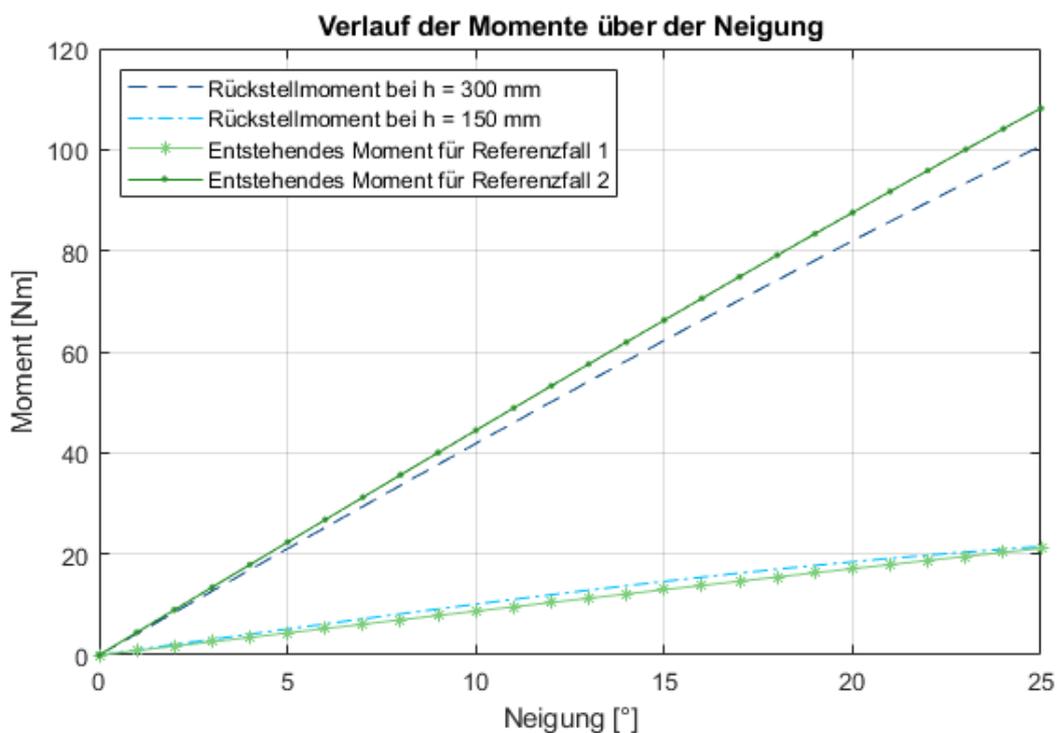


Abbildung 39: Verlauf des Rückstellmoments über der Neigung mit den schwächeren Gasdruckfedern

Nachdem die Feder eingebaut und die oben erwähnte geringfügige geometrische Änderung durchgeführt wird, kann der E-Scooter-Ständer ausführlich getestet werden.

Im Zuge der Tests werden die wesentlichen in der Anforderungsliste enthaltenen Anforderungen und Wünsche überprüft. Hier zeigt sich folgendes Ergebnis:

- Anforderung 1.1 (*Maximale Größe*): Erfüllt. Die Grundfläche des Gestells beträgt 1,08x1,54 m, wobei die Schwinge über das Gestell ragt und somit eine Gesamtlänge von 1,35 m benötigt wird. Die Höhe der Tretplattform beträgt exakt 0,5 m.
- Wunsch 1.2 (*Verkleinerbar*): Nicht erfüllt.
- Anforderung 2.1 (*Maximaler Rollwinkel*): Diese Anforderung ist größtenteils erfüllt, da aufgrund der notwendigen Geometrieänderung bei mittleren Schlittenpositionen die Gasdruckfeder bei 20° blockiert. Dies wird als keine Einschränkung angesehen, da der Anschlag bei dem aktuellen Einbau nur Rollwinkel bis 13° zulässt.
- Anforderung 2.2 (*Kontinuierliches Rollen*): Erfüllt.
- Anforderung 2.3 (*Feste Verbindung*): Erfüllt.
- Anforderung 2.4 (*E-Scooter entnehmbar*): Erfüllt. Zum Entnehmen und Befestigen müssen vier Dreisterngriffe auf die Schrauben geschraubt werden. Dies dauert etwa ein bis zwei Minuten.
- Anforderung 2.5 (*Minimaler Winkel für den Lenkeinschlag*): Erfüllt. Das Gegenstück des Vorderreifens ist 360° drehbar, daher ist der maximale Lenkeinschlag nur vom E-Scooter abhängig.
- Anforderung 2.7 (*Kein Schwingen möglich*): erfüllt. Die Gasdruckfedern dämpfen die Bewegung aufgrund der begrenzten Fahrgeschwindigkeit und der Reibung ausreichend, sodass keine Resonanz vorhanden ist.
- Anforderung 5.1 (*Person darf nicht herunterfallen*): Erfüllt. Die Plattform ist groß genug, dass der Proband nicht herunterfällt.
- Anforderung 5.2 (*Gestell darf nicht kippen*): Erfüllt.
- Anforderung 5.3 (*Kein Einklemmen im Betrieb möglich*): Erfüllt. Die Spaltmaße sind ausreichend groß.
- Wunsch 6.3 (*Transportierbar*): Nicht erfüllt.
- Anforderungen/Wünsche 6.4-6.7 (*Verstellbar*): Erfüllt. Das Verstellen ist schnell, alleine, stufenlos und während der Verwendung möglich.

Nachdem die Tests des E-Scooter-Ständers zufriedenstellend absolviert wurden und die Anforderungen und Wünsche ausreichend erfüllt sind, wird der Kunde eingeladen, ebenfalls Tests durchzuführen.

Das CAD-Modell in Abbildung 40 zeigt den E-Scooter-Ständer nach abgeschlossener Entwicklung. Im Vergleich zu Abbildung 23 sind die Gasdruckfedern andere, ebenso die

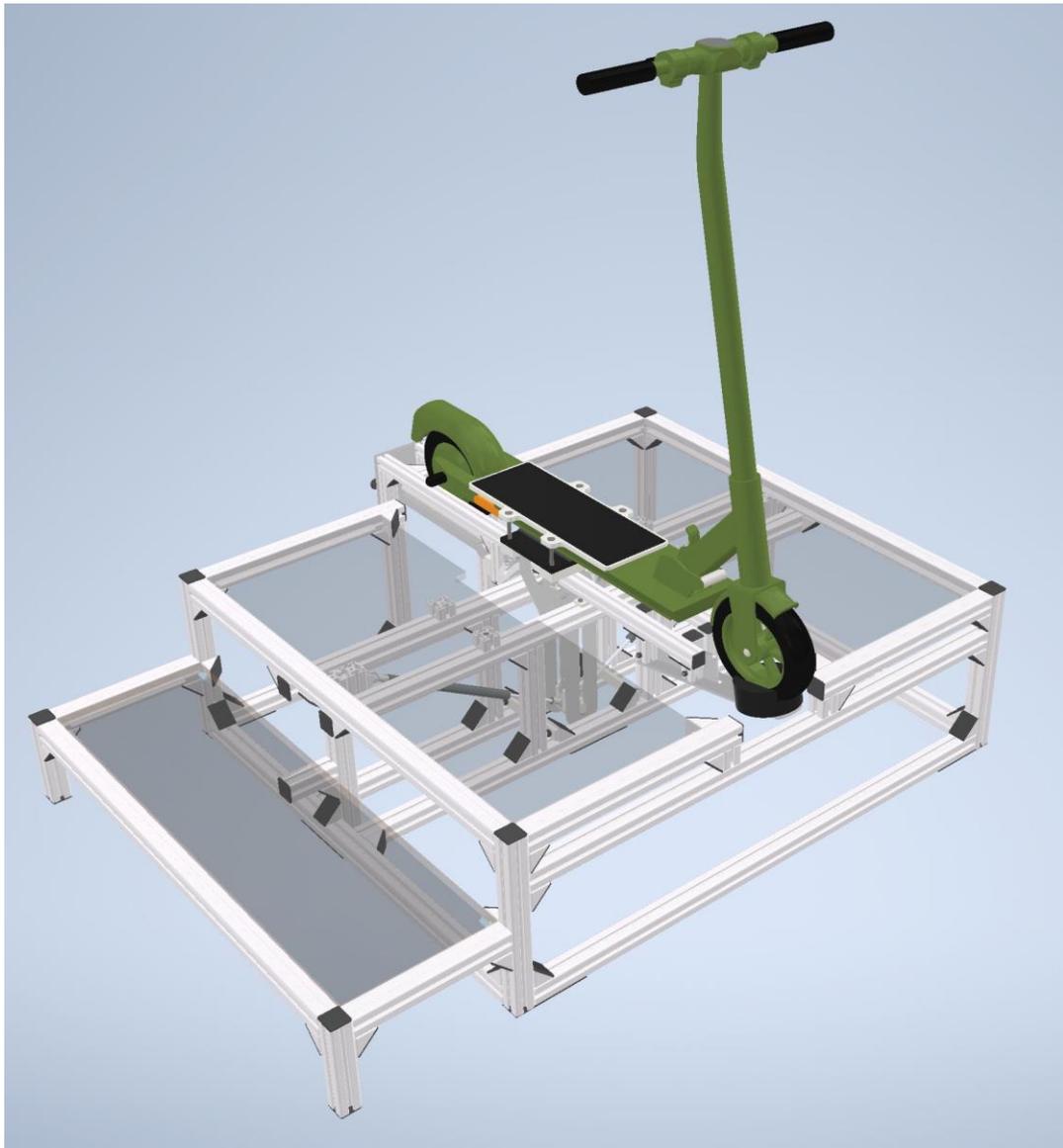


Abbildung 40: CAD-Modell nach abgeschlossener Entwicklung

Lagerschuhe und die Befestigung dieser. Der Sicherheitsanschlag ist wie oben beschrieben auch modifiziert worden. Wesentlich um die vollständige Stückliste zu erstellen ist auch, dass in diesem Modell alle Verbindungselemente wie Winkel, Schrauben und Nutensteine enthalten sind.

Bei diesen Tests wurde angemerkt, dass die Rollbewegung sehr leichtgängig ist. Dies ist auf die geringe Kraft der Gasdruckfedern zurückzuführen. Um einen unmittelbaren Vergleich zu haben, wurde der E-Scooter in der Realität verwendet. Die leichtgängige Rollbewegung des E-Scooter-Ständers entspricht dem Fahrverhalten bei langsamen Geschwindigkeiten. Daher ist das entstehende Rückstellmoment korrekt dimensioniert. Der Test wurde bei der ursprünglichen Position des Sicherheits-anschlags (Rollwinkel von 26° möglich) durchgeführt. Es wurde festgehalten, dass der Sicherheitsanschlag in diesem Fall bei einem zu großen Winkel ist. Dies liegt daran, dass die Zentrifugalkräfte nicht vorhanden sind und der maximale Rollwinkel nicht erreicht werden kann, da der Proband bei diesem Winkel nicht am E-Scooter stehen bleiben kann. Mit dem

veränderten Anschlag von 13° war der Kunde zufrieden. Dieser kann jederzeit modifiziert, sodass dieser beliebig in einem Bereich von bis zu 25° eingestellt werden kann.

Nach dieser geringfügigen Änderung ist der Kunde mit den durchgeführten Tests und mit dem Endergebnis zufrieden. Der E-Scooter-Ständer wird zum Institut für Verkehrswesen der Universität für Bodenkultur transportiert. In Abbildung 41 ist der aufgebaute E-Scooter-Ständer dargestellt.

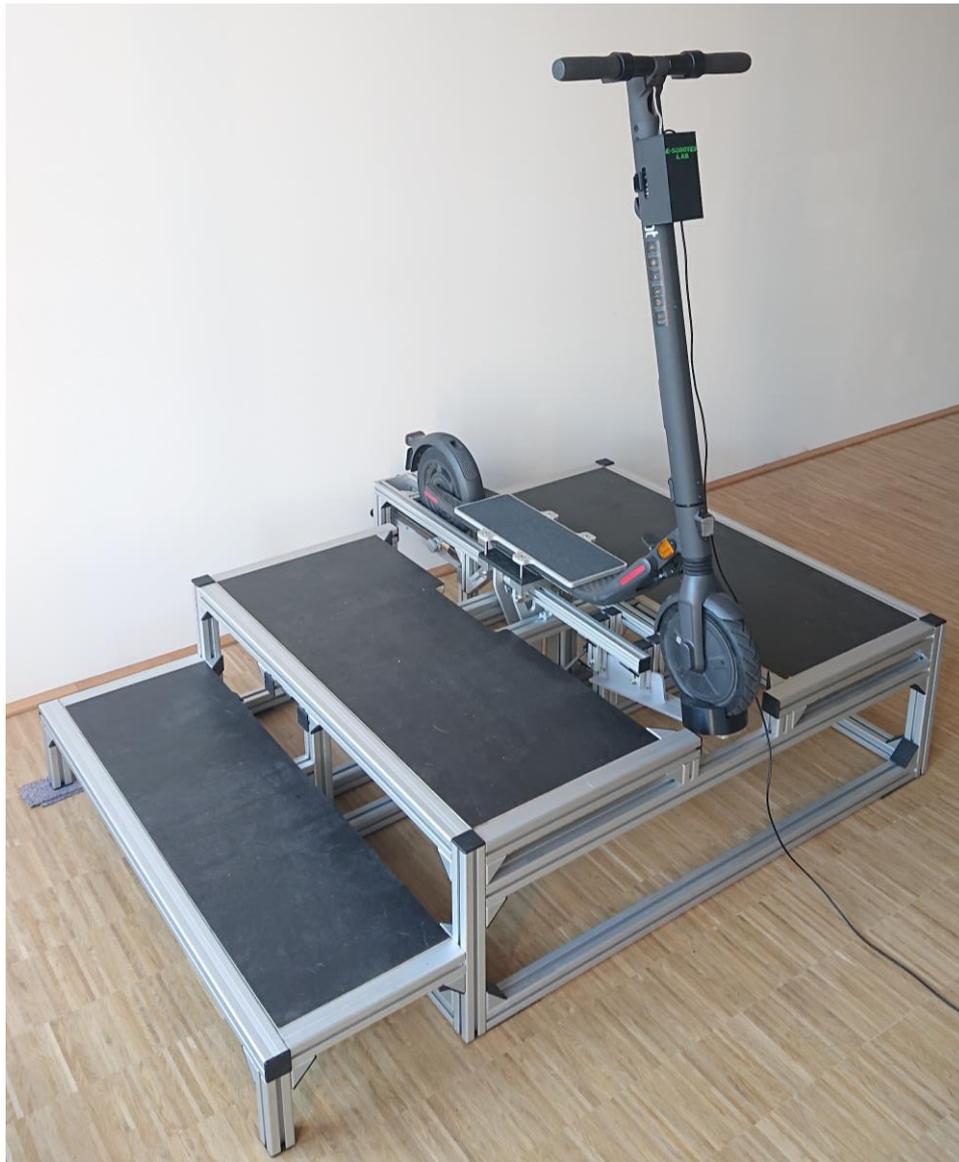


Abbildung 41: Aufgebauter E-Scooter-Ständer

6.2 Einstellung des Rückstellmoments

Um eine wissenschaftliche Herangehensweise bei den Versuchen zu ermöglichen, muss für jeden Probanden das Rückstellmoment mit dem entstehenden Moment übereinstimmen. Daher muss der Hebelarm passend eingestellt werden. Basierend auf der Körpergröße und dem Körpergewicht des Probanden soll die empfohlene Stellung des Schlittens angegeben werden.

Zuerst wird das Rückstellmoment für jede Position des Schlittens berechnet. Das Ergebnis ist der Verlauf des Rückstellmoments über die unterschiedlichen Positionen des Schlittens am Hebelarm. Diese Werte werden durch den maximalen Wert dividiert um den Verlauf des Verhältnisses zu erhalten. Dieser wird auf das rückseitige Schwert angebracht, damit die Position des Schlittens beim Einstellen abgelesen werden kann.

Im nächsten Schritt muss eine Berechnung für das entstehende Moment ermittelt werden, welche als Ergebnis das Verhältnis zum maximal entstehenden Moment angibt. Diese Position muss dann eingestellt werden, wodurch das Verhältnis des entstehenden Moments mit dem Rückstellmoment übereinstimmt.

Da die Berechnung des entstehenden Moments gemäß der Vorgangsweise in Anhang A.1 bzw. Anhang A.2 zu umfangreich ist, muss eine vereinfachte Methode gefunden werden. Diese Berechnung muss lediglich das Verhältnis wiedergeben und nicht den Wert des entstehenden Moments. Abhängig von der gewählten Berechnung (Anhang A.1 oder Anhang A.2) werden zwei Formeln identifiziert, welche den jeweiligen Verlauf am Besten widerspiegeln. In (32) sind beide Berechnungsmethoden dargestellt, welche die beste Übereinstimmung zur jeweiligen umfangreichen Berechnung aufweisen. Das Ergebnis stellt die Position des Schlittens dar. Die maximale Abweichung von (32 a) zur ausführlichen Berechnung beträgt 3%. Werden nur Kombinationen betrachtet, bei denen der Body-Mass-Index (BMI) zwischen 17 und 30 liegt, reduziert sich die Abweichung auf maximal 2%. Ein BMI von unter 18,5 entspricht Untergewicht und über 30 entspricht die Adipositas Grad I [46]. Die maximale Abweichung von (32 b) zur ausführlichen Berechnung beträgt 10%. Werden die Kombinationen wie oben eingeschränkt, reduziert sich die Abweichung auf maximal 8%.

$$P = \frac{G^{0,83}/m * M^{0,9}/kg}{2^{0,83} * 100^{0,9}} * 100 \qquad P = \frac{G^{0,34}/m * M^{2,8}/kg}{2^{0,34} * 100^{2,8}} * 100 \qquad (32 \text{ a,b})$$

G	Größe der Person	1,3 ÷ 2 m
M	Masse der Person	30 ÷ 100 kg

Die Exponenten der Formeln unterscheiden sich erheblich, da bei den ausführlichen Berechnungen das Gewicht und die Körpergröße unterschiedliche Einflüsse haben. Bei der ursprünglichen Berechnung hat eine Veränderung der Körpergröße um eine Einheit zu einer sechsmal so großen Veränderung geführt wie eine Veränderung des Gewichts

um eine Einheit. Bei der zweiten Methode der Berechnung führt eine Veränderung des Gewichts um eine Einheit zu einer fünfmal größeren Veränderung wie eine Veränderung der Körpergröße um eine Einheit.

Dies führt dazu, dass die berechnete Position des Schlittens deutlich unterschiedlich ist, abhängig von der verwendeten Formel. Die größte Abweichung der Schlittenposition der beiden Berechnungsarten zueinander beträgt bei den eingeschränkten Kombinationen 33%. Die mittlere quadratische Abweichung der beiden Berechnungsmethoden liegt für die eingeschränkten Kombinationen bei 13%.

Welche Formel die besseren Ergebnisse liefert, kann zu diesem Zeitpunkt nicht festgehalten werden. Dies ist erst möglich, wenn der E-Scooter-Ständer längere Zeit im Einsatz war und von vielen verschiedenen Personen verwendet und getestet wurde.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird der Produktentwicklungsprozess eines rollbaren E-Scooter-Ständers beschrieben, der für das Institut für Verkehrswesen der Universität für Bodenkultur entwickelt wurde. Mit diesem E-Scooter-Ständer wird das Fahrverhalten von E-Scootern nachgebildet, sodass eine realitätsnahe Simulation von Fahrten mit dem E-Scooter möglich ist.

Das Ergebnis der Produktentwicklung ist ein E-Scooter-Ständer bei dem der E-Scooter werkzeuglos entnehmbar ist und normal verwendet werden kann. Die Rollbewegung ist über eine Achse gewährleistet, welche sich 370 mm über dem Boden befindet. Um den E-Scooter befindet sich eine Plattform, sodass eine sichere Verwendung des E-Scooters im Ständer möglich ist. Aufgrund der fehlenden Zentrifugalkraft muss die Neigung anders als bei normaler Verwendung eines E-Scooters ermöglicht werden. Das erforderliche Rückstellmoment wird über Gasdruckfedern erzeugt. Da das erforderliche Rückstellmoment von der Körpergröße und dem Körpergewicht des Probanden abhängig ist, muss das Rückstellmoment eingestellt werden können. Dazu wird die Höhe des Angriffspunkts der Federn verändert, indem an einer Kurbel gedreht wird. Es gibt eine empfohlene Einstellung basierend auf der Körpergröße und dem Körpergewicht des Probanden.

Der Kunde ist mit dem entwickelten Produkt sehr zufrieden, da mit dem E-Scooter-Ständer die Realität deutlich besser angenähert wird als mit einer zuvor verwendeten Konstruktion. Dies ist eine Voraussetzung für umfangreiche wissenschaftliche Untersuchungen von Fahrten mit dem E-Scooter. Geplant ist der Start der ersten Versuchsreihe für das Frühjahr 2023.

Aktuell wird der E-Scooter-Ständer zur Demonstration verwendet, wodurch bereits zahlreiche Personen mit dem E-Scooter durch die virtuelle Realität fahren konnten. Es hat sich gezeigt, dass bei der Verwendung der VR-Brille die Probanden oft das Gleichgewicht verlieren, da es keinen fixen Anhaltspunkt gibt. Daher wird die VR-Brille durch einen Beamer ersetzt. Sonstige Veränderungen sind zum jetzigen Zeitpunkt nicht geplant.

Literaturverzeichnis

- [1] G. Gluschitsch, "Mehr schwere Unfälle mit E-Scootern," Aug. 22, 2022. <https://www.derstandard.at/story/2000138544748/mehr-schwere-unfaelle-mit-e-scootern> (accessed Oct. 09, 2022).
- [2] W. Müller, "Modellbildung und querdynamische Untersuchung eines Fahrrades," Diplomarbeit, Technische Universität, Wien, 2011.
- [3] G. M. Lipp, "Single-track Vehicle Dynamics and Stability," Dissertation, Duke University, Duke, 2014.
- [4] C. Garman, S. G. Como, I. C. Campbell, J. Wishart, K. O'Brien, and S. McLean, "Micro-Mobility Vehicle Dynamics and Rider Kinematics during Electric Scooter Riding," SAE International, 2020.
- [5] E. Hering, R. Martin, and M. Stohrer, *Taschenbuch der Mathematik und Physik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [6] H. Kuchling and T. Kuchling, *Taschenbuch der Physik*. München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2022.
- [7] DIN e.V. (Hrsg.), "DIN 33402-2:2020-12 Ergonomie - Körpermaße des Menschen - Teil 2: Werte." Beuth, Berlin, 2020.
- [8] A. Gleiss *et al.*, "Austrian height and body proportion references for children aged 4 to under 19 years," *Ann Hum Biol*, vol. 40, no. 4, pp. 324–332, Jul. 2013.
- [9] H. Neuhauser, A. Schienkiewitz, A. Schaffrath Rosario, and R. Dortschy, *Referenzperzentile für anthropometrische Maßzahlen und Blutdruck aus der Studie zur Gesundheit von Kindern und Jugendlichen in Deutschland (KiGGS)*, vol. 2. 2013.
- [10] P. Davidovits, *Physics in Biology and Medicine*, 5th ed. Elsevier, 2019.
- [11] S. E. Wlodzimierz, "Geometry and Inertia of the human body - review of research," *Acta Bioeng Biomech*, pp. 23–35, 1999.
- [12] SEGWAY INC., "NINEBOT KICKSCOOTER E22E." <https://at-de.segway.com/products/ninebot-kickscooter-e22e-powered-by-segway> (accessed Dec. 10, 2021).
- [13] D. Schmitter, U. Steinberg, D. Trippler, and M. Wichtl, *Leitfaden für die Gefährdungsbeurteilung in Klein- und Mittelbetrieben 6 - Manuelle Lastenhandhabung - Heben, Halten, Tragen, Ziehen, Schieben*. Bochum: Verlag Technik & Information e.K., 2010.

- [14] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen, and K.-H. Grote, *Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [15] SimuTech, "E-Scooter Simulator." <https://www.simutech.de/produkte/verkehrserziehung/e-scooter-simulator/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [16] AIT Austrian Institute of Technology GmbH, "Electric Scooter Riding Simulator." <https://www.emotion-project.at/electric-scooter-riding-simulator/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [17] LeanGP, "Simulator Home." <https://leangp.com/en/producto/simulator-home/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [18] Cruden, "FULL MOTION MOTORCYCLE SIMULATOR FOR PROFESSIONAL USE." <https://www.cruden.com/motorcycle-simulators/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [19] Cesys, "Interactive Motorbike Simulator." <http://www.cesys.nl/motorbike.html> (accessed Jan. 11, 2022).
- [20] Moto Trainer, "Moto Trainer." <https://www.mototrainer.it/de/moto-trainer/simulatore-di-guida/simulatore-moto>, (accessed Jan. 11, 2022).
- [21] Simumak, "Motorcycle Simulator SIMESBIKE." <https://simumak.com/en/motorcycle-simulator/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [22] Lander, "Motorcycle driving simulator 1.0." <https://www.landereimulation.com/en/simulators/automotive-simulator/motorcycle-driving-simulator-10> (accessed Jan. 11, 2022).
- [23] Lander, "Motorcycle driving simulator 2.0." <https://www.landereimulation.com/en/simulators/automotive-simulator/motorcycle-driving-simulator-20> (accessed Jan. 11, 2022).
- [24] TECKNOTROVE, "Tecknosim motorcycle driving simulator." <https://tecknotrove.com/industries/automobile/motorcycle-driving-simulator/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [25] SIMFOR, "Moto-Sim." <https://www.simfor.net/en/motorcycle-simulator/> (accessed Jan. 11, 2022).
- [26] Motorcycle Dynamics Research Group of the University of Padua, "Motorcycle Riding Simulator "SafeBike"." http://www.dynamotion.it/dinamoto/3_projects/4_SafeBike/SafeBike_eng.html (accessed Jan. 11, 2022).
- [27] DIN e.V. (Hrsg.), "DIN 743-3:2012-12 Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 3: Werkstoff-Festigkeitswerte." Beuth, Berlin, 2012.

- [28] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, and J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [29] DIN e.V. (Hrsg.), “DIN EN 10132:2022-04 Kaltband aus Stahl für eine Wärmebehandlung - Technische Lieferbedingungen.” Beuth, Berlin, 2022. doi: <https://dx.doi.org/10.31030/3257354>.
- [30] Gutekunst Formfedern, “Blattfeder Berechnung,” Jul. 14, 2017. <https://info.formfedern.com/blattfeder-berechnung> (accessed Jan. 15, 2022).
- [31] Magnosphere Magnete, “Scheibenmagnet / Rundmagnet Ø120x20mm – Neodym N45 (NdFeB) Nickel – hält 540 kg.” <https://www.magnosphere.de/neodym/scheibenmagnete/scheibenmagnete-21mm-bis-100mm/scheibenmagnet-rundmagnet-120x20mm-neodym-n45-nickel-haelt-440kg/a-2094> (accessed Jan. 20, 2022).
- [32] HKCM Engineering e.K, “Magnetkraft bei Abstand.” 2022. Accessed: Jan. 20, 2022. [Online]. Available: https://www.hkcm.de/HKCM_forces.php?l=de&id=399
- [33] D. Meeker, “Finite Element Method Magnetics.” <https://www.femm.info/wiki/HomePage> (accessed Jan. 20, 2022).
- [34] DIN e.V. (Hrsg.), “DIN EN 13906-3:2014-06 Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben - Berechnung und Konstruktion - Teil 3: Drehfedern.” Beuth, Berlin, 2014.
- [35] DIN e.V. (Hrsg.), “DIN EN 10270-1:2017-09 Stahldraht für Federn - Teil 1: Patentiert gezogener unlegierter Federstahldraht.” Beuth, Berlin, 2017.
- [36] Verein Deutscher Ingenieure e. V, “VDI 2225 Blatt 3 Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliches Bewerten.” Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1998.
- [37] Gutekunst Federn, “Detailseite Druckfedern: D-399.” <https://www.federnshop.com/de/produkte/druckfedern/d-399.html> (accessed Jan. 22, 2022).
- [38] ACE Stoßdämpfer GmbH, “Betriebs- und Montageanleitung GS-8 bis GS-70.” 2017.
- [39] B. Hänel, *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*, vol. 5., überarb. Ausg. Frankfurt am Main: FKM-Richtlinie, 2003.
- [40] DIN e.V. (Hrsg.), “DIN 33411-4:1987-05 Körperkräfte des Menschen; Maximale statische Aktionskräfte (Isodynen).” Beuth, Berlin, 1987.
- [41] Mädler, “Mädler Katalog 42.” 2021.

- [42] Verein Deutscher Ingenieure e. V, "VDI 2230 Blatt 1 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen." Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2015.
- [43] DIN e.V. (Hrsg.), "DIN 15020-1:1974-02 Hebezeuge; Grundsätze für Seiltriebe, Berechnung und Ausführung." Beuth, Berlin, 1974.
- [44] DGUV, "Belastungstabellen für Anschlagmittel aus Rundstahlketten, Stahldrahtseilen, Rundschlingen, Chemiefaserhebebändern, Chemiefaserseilen, Naturfaserseilen." 2021.
- [45] DIN e.V. (Hrsg.), "DIN EN 13411-2:2009-02 Endverbindungen für Drahtseile aus Stahldraht - Sicherheit - Teil 2: Spleißen von Seilschlaufen für Anschlagseile." Beuth-Verlag, Berlin, 2009.
- [46] Deutsche Adipositas Gesellschaft, "BMI-Rechner." Accessed: Oct. 11, 2022. [Online]. Available: <https://adipositas-gesellschaft.de/bmi/>
- [47] W. Braune and O. Fischer, *Über den Schwerpunkt des menschlichen Körpers mit Rücksicht auf die Ausrüstung des deutschen Infanteristen*. Leipzig: Hirzel, 1890.
- [48] W. T. Dempster, "Space requirements of the seated operator : geometrical, kinematic, and mechanical aspects of the body, with special reference to the limbs," 1955.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ursprünglicher E-Scooter-Ständer.....	3
Abbildung 2: Ursprünglicher E-Scooter-Ständer mit Gummi-Elementen	3
Abbildung 3: Rollverhalten.....	4
Abbildung 4: Funktionsstruktur	23
Abbildung 5: Morphologischer Kasten	31
Abbildung 6: Kombinationsmöglichkeiten	33
Abbildung 7: Berechnungsskizze Schaukel	35
Abbildung 8: Konstruktionsskizze Schaukel	36
Abbildung 9: Berechnungsskizze Horizontale Federn	38
Abbildung 10: Addition der Federkräfte	39
Abbildung 11: Konstruktionsskizze horizontale Federn	40
Abbildung 12: Konstruktionsskizze Schenkelfeder	43
Abbildung 13: Konstruktionsskizze Seilzug	45
Abbildung 14: Berechnungsskizze Wiege	46
Abbildung 15: Konstruktionsskizze Wiege	49
Abbildung 16: Berechnungsskizze Rückstellmoment	59
Abbildung 17: Verlauf des Rückstellmoments über der Neigung Version 4.....	59
Abbildung 18: CAD-Modell Version 1 nach der Feingestaltung	63
Abbildung 19: CAD-Modell Version 2 nach der Feingestaltung	65
Abbildung 21: Verlaufs des Rückstellmoments über der Neigung	68
Abbildung 22: CAD-Modell Version 2.1	69
Abbildung 23: CAD-Modell Version 3	71
Abbildung 24: CAD-Modell Version 4.1	74
Abbildung 25: CAD-Modell Schaukel.....	76
Abbildung 26: Verlauf des Rückstellmoments über der Neigung bei festgelegter Geometrie.....	78
Abbildung 27: CAD-Modell des Schwerts.....	80
Abbildung 28: Vernetzung des Schwerts für die FEM-Analyse.....	80
Abbildung 29: Randbedingungen Lastfall 1	80
Abbildung 30: Verschiebungsplot für Lastfall 1	81
Abbildung 31: Verschiebungsplot für Lastfall 2.....	81
Abbildung 32: Von-Mises-Spannung für Lastfall 1	81
Abbildung 33: Von-Mises-Spannung für Lastfall 2.....	81
Abbildung 34: Biegespannungsverlauf der Achse	82
Abbildung 35: CAD-Modell der Achse	83
Abbildung 36: CAD-Modell der Gewindespindel.....	84
Abbildung 37: CAD-Modell Seil und Seilrollen.....	89
Abbildung 38: CAD-Modell Klemmung	93
Abbildung 39: CAD-Modell Schlitten.....	94

Abbildung 40: Verlauf des Rückstellmoments über der Neigung mit den schwächeren Gasdruckfedern	98
Abbildung 41: CAD-Modell nach abgeschlossener Entwicklung.....	100
Abbildung 42: Aufgebauter E-Scooter-Ständer.....	101
Abbildung 43: Verlauf des entstehenden Moments über der Neigung.....	119
Abbildung 44: Verlauf des entstehenden Moments über der horizontalen Verschiebung	121
Abbildung 45: Auszug aus dem Ergebnis der Lagerberechnung mit iglidur® Expertensystem.....	124
Abbildung 46: Einzelteilzeichnung Schwert	125
Abbildung 47: Einzelteilzeichnung Klemmung	126
Abbildung 48: Einzelteilzeichnung Schlitten	127
Abbildung 49: Zusammenbauzeichnung	128

Formelverzeichnis

(1 a,b).....	7
(2).....	8
(3).....	27
(4).....	27
(5).....	28
(6).....	28
(7).....	35
(8).....	38
(9).....	38
(10).....	42
(11).....	42
(12).....	42
(13).....	42
(14).....	42
(15).....	47
(16).....	47
(17).....	65
(18).....	66
(19).....	66
(20).....	67
(21).....	67
(22).....	84
(23).....	86
(24).....	86
(25).....	86
(26).....	86
(27 a,b).....	87
(28 a,b).....	87
(29).....	87
(30).....	88
(31).....	89
(32 a,b).....	102
(33).....	118
(34).....	120
(35).....	122
(36).....	122
(37).....	122
(38).....	122
(39).....	122

(40)	122
(41)	123
(42)	123
(43)	123
(44)	123

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Haft- und Gleitreibungskoeffizienten	7
Tabelle 2: Referenzfälle und Beispielfälle mit dem entstehenden Moment	10
Tabelle 3: Anforderungsliste	14
Tabelle 4: Geometrie der Wiegeelemente	47
Tabelle 5: Bewertung der Wirkstrukturen	52
Tabelle 6: Versionen der Gestaltung	54
Tabelle 7: Variablen Federanordnung	77
Tabelle 8: Lastfälle	79
Tabelle 9: Entstehendes Moment nach Berechnungsvariante 2.....	97
Tabelle 10: Körpermaße	117
Tabelle 11: Relevante Daten des E-Scooters E22E	118
Tabelle 12: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Gesamt.....	129
Tabelle 13: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Gestell	131
Tabelle 14: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Schwinge.....	133
Tabelle 15: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Schwert	134

Anhang A.1 - Berechnung des entstehenden Moments

Die Berechnung des Moments, welches bei der Verwendung des E-Scooter-Ständers entsteht, wenn ein E-Scooter Fahrer das Fahrverhalten beibehält, welches er in echt zeigt, wird auf den folgenden Seiten durchgeführt. Dies wurde bereits in dieser Phase des Klärens und Präzisierens der Aufgabenstellung durchgeführt, da dies bei gleicher Höhe der Drehachse, unabhängig von der endgültigen Lösung gültig ist. Des Weiteren wird dieser Wert zur Auslegung benötigt. Um das Moment berechnen zu können, werden die Werte des maximal aufzutretenden Rollwinkel, der Höhe des Massenmittelpunktes und der Masse des E-Scooters sowie der Person benötigt.

Um die Realität möglichst gut widerzuspiegeln wird angenommen, dass sich die Drehachse auch Höhe der Aufstandspunkte der Reifen befindet. Bei Lösungen, bei denen sich die Drehachse in einer anderen Höhe befindet hat die hier angewendete Berechnung des Moments und erhaltenen Werte keine Gültigkeit.

Wie in Kapitel 2.2 erwähnt gibt es Daten darüber wo sich der Massenmittelpunkt bei einem stehenden Menschen befindet. Bei genauerer Betrachtung sind jedoch bei der Position, welche zum Fahren auf dem E-Scooter eingenommen wird, die Ellenbogen angewinkelt, wobei dies abhängig von der Körpergröße ist. Daher ändert sich die Höhe des Massenmittelpunktes. Da die Größe der Verschiebung unbekannt ist, muss dies ermittelt werden. Dafür ist die Lage der Massenmittelpunkte der einzelnen Körperteile, die Länge dieser im Verhältnis zur Körpergröße und die Masse dieser erforderlich.

In Tabelle 10 sind diese Werte angeführt. Die Lage der Massenmittelpunkte der einzelnen Körperteile ist aus den Ergebnissen von [47] und [48] entnommen, wobei die Ergebnisse gemittelt wurden. Die Werte entstammen der Untersuchung an Leichen. Durch den geringen Stichprobenumfang und dem Alter der Untersuchungen – diese wurden bereits vor über 130 bzw. 65 Jahren durchgeführt – sind die Werte der Bevölkerung des 21. Jahrhunderts möglicherweise andere. In Ermangelung an weiteren Daten wurden jedoch diese herangezogen, zumal zu erkennen ist, dass alle Körperteilschwerpunkte, bis auf den Kopf, proximal (näher beim Rumpf) liegen. Dies erscheint naheliegend, da sich die Körperteile ausgehend vom Rumpf verjüngen. Bei der Betrachtung des Körperteilschwerpunktes für den Kopf ist der erhaltene Wert, aufgrund der Mundhöhle und Nasennebenhöhlen, welche im proximalen Bereich des Kopfes liegen, plausibel. Der Rumpf wurde von [47] in zwei Teilen untersucht, jedoch sind die Massen nicht angeführt, weswegen nach der Größe der Rumpfteile gewichtet wurde um einen Schwerpunkt zu erhalten.

Die Massen der einzelnen Körperteile, welche in Tabelle 10 angeführt sind, sind ebenfalls [47], [48] entnommen und gemittelt.

Zur Bestimmung der Längen der einzelnen Körperteile werden die Werte der DIN 33402-2 entnommen. Da die Längen einige Körperteile nicht angeführt sind, wurden diese aus den vorhandenen angeleitet, beispielsweise entspricht die Kopfhöhe der Körperhöhe abzüglich der Schulterhöhe. In der Norm ist explizit beschrieben, dass „häufig fälschlicherweise von einem gleichmäßig proportionierten Menschen ausgegangen“ [7] wird. Daher sollte die Perzentilwerte nicht miteinander kombiniert werden. In Ermangelung an Daten für die einzelnen Körperteile, wurde das in Tabelle 10 angegebene Verhältnis der Länge des Körperteils zur Körpergröße berechnet, indem, für beide Geschlechter und aller 4 Altersgruppen, die zueinander gehörigen Perzentilwerte miteinander verknüpft wurden und in Relation gesetzt wurden. Diese Werte wurden anschließend gemittelt.

Alle Werte sind als Verhältnis zur Körpergröße oder zur Körpermasse angegeben.

Körperteil	Masse der Körperteile	Proximale Verschiebung der Körperteilschwerpunkte	Länge der Körperteile
Kopf	0,07	0,6367	0,17
Rumpf	0,47	0,4516	0,35
Oberarm	0,03	0,4509	0,20
Unterarm	0,02	0,4278	0,13
Hand	0,01	0,4839	0,11
Oberschenkel	0,10	0,4396	0,21
Unterschenkel	0,05	0,4187	0,21
Fuß	0,02	0,3544	0,05

Tabelle 10: Körpermaße

Mit den angeführten Daten kann nun der Körperschwerpunkt berechnet werden. Bei stehender Position mit zur Seite hängenden Armen befindet sich dieser demnach bei 55% der Körpergröße. Dies stimmt mit dem oben angeführten Wert von 56% in hinreichende Genauigkeit überein, wodurch die Daten und die Berechnungsmethode zur Berechnung validiert ist.

Bei der Berechnung des Körperschwerpunktes in der Position auf dem E-Scooter, wurden zwei Vereinfachungen getroffen. Erstens der Schwerpunkt der Hand ist auf der Höhe der Lenkstange und zweitens, der Oberarm bleibt in senkrechter Position und nur der Ellbogen wird bewegt, wodurch sich nur der Schwerpunkt des Unterarmes ändert. Wie aus Tabelle 11 erkennbar ist, beträgt die Höhe der Lenkstange 980 mm von der Trittfläche. Zur Berechnung wurden die zur Verwendung festgelegten Körpergrößen herangezogen. Mit diesen Werten liegt die Höhe des Körperschwerpunkt zwischen 58% und 56% der Körpergröße.

Bei der Berechnung des Momentes ist sowohl die Masse des E-Scooters als auch die Höhe der Trittplattform zu berücksichtigen, da dadurch einerseits ein zusätzliches Moment entsteht und andererseits der Abstand des Körperschwerpunktes zur Drehachse vergrößert wird. In Tabelle 11 sind die entsprechenden Daten angeführt.

Höhe Trittfläche	130 mm
Höhe Griffe (vom Aufstandspunkt)	1.110 mm
Höhe Massenmittelpunkt E-Scooter (Annahme)	300 mm
Masse	13,5 kg

Tabelle 11: Relevante Daten des E-Scooters E22E

Mit den oben ermittelten Daten kann nun für jede beliebige Kombination an Körpergröße und Körpergewicht das resultierende Moment berechnet werden. Für die Auslegung ist nicht nur das maximal auftretende Moment, sondern auch das minimale Moment von Bedeutung. Da wie oben beschrieben die Fahrdynamik beim Fahren eines E-Scooters nicht erforscht ist, müssen Annahmen getroffen werden wie die Rollbewegung induziert wird. Es wird daher Angenommen, dass sich der Mensch nicht bewegt, sondern als eine Einheit mit dem E-Scooter gemeinsam neigt. Dies stellt einen einfach zu berechnenden, realistischen Ansatz dar, weswegen dieser gewählt wird

Mit diesem Ansatz kann das Moment in Abhängigkeit des Rollwinkels berechnet werden. In Abbildung 42 ist der Verlauf des Moments, für Referenzfall 1 und Referenzfall 2, von der vertikalen Position, bis zum maximalen Rollwinkel von 25° dargestellt. Deutlich zu sehen ist der fast lineare Verlauf über den gesamten Bereich, welcher darin begründet ist, dass der Rollwinkel durch den Sinus in die Berechnung des Moments eingeht (siehe (33)). Bei der Linearisierung des Sinus würde bei einem Winkel von 25° ein Fehler von 3,25% entstehen, weswegen dieser Verlauf als Linear wahrgenommen wird.

Das maximal entstehende Moment bei einem Rollwinkel von 25° beträgt 538,7 Nm, während das minimale Moment 125,8 Nm sind. Das maximale Moment ist somit um das 4,3-fache höher, als das minimale Moment. Da die Auslenkung symmetrisch aus der vertikalen Position erfolgt, ist nur eine Seite dargestellt. In Tabelle 2 auf Seite 10 sind das entstehende Moment für die beiden Referenzfälle sowie für eine durchschnittliche Frau und einen durchschnittlichen Mann in tabellarischer Form angegeben.

$$M = [(h_{SPM} + h_T) * m_M + h_{SPS} * m_S] * \sin(\varphi) * g \quad (33)$$

h_{SPM}	Schwerpunkthöhe des Menschen	0,75 ÷ 1,13 m
h_T	Höhe Tretplattform	130 mm
h_{SPS}	Schwerpunkthöhe des E-Scooters	300 mm
m_M	Masse des Menschen	30 ÷ 100 kg
m_S	Masse des E-Scooters	13,5 kg
φ	Rollwinkel	0 ÷ 25°
g	Erdbeschleunigung	9,81 m/s ²

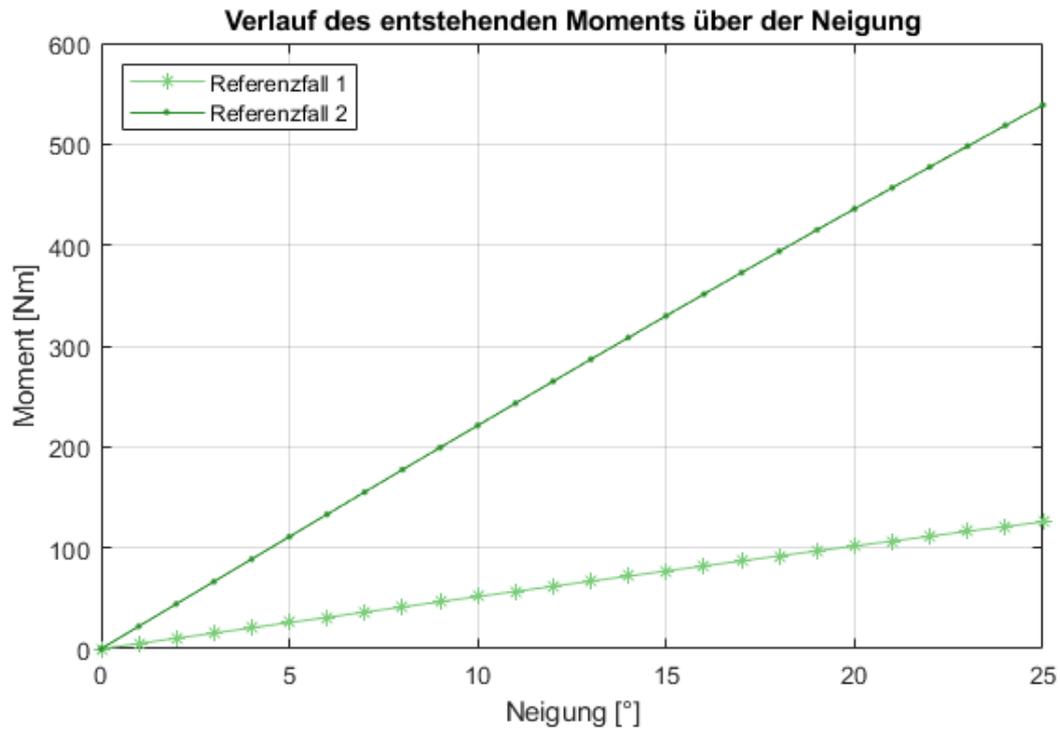


Abbildung 42: Verlauf des entstehenden Moments über der Neigung

Anhang A.2 - Berechnung des entstehenden Moments Variante 2

Wie in Kapitel 6.1 beschrieben wurde bei den Tests erkannt, dass die Momente, welcher mit der vorangegangenen Methodik berechnet wurden, zu Werten geführt haben, welche beim Testen nicht ansatzweise erreicht wurden. Daher muss eine zweite Berechnungsmethode identifiziert werden, bei der die Verschiebung des Schwerpunktes deutlich reduziert wird.

Die Verschiebung des Körperschwerpunktes wird bei der zweiten Berechnung erzeugt, indem der Kopf um einen bestimmten Betrag aus der Mitte geneigt wird. Die unteren Extremitäten und der E-Scooter tragen nicht zur Neigung bei. Nur der Rumpf und die oberen Extremitäten werden entsprechend der Verschiebung horizontal bewegt. Mit diesem Ansatz wird das Moment abhängig von der Verschiebung des Kopfes zur Seite zu bestimmen. Da der Rollwinkel hier keinen nicht unmittelbar Eingang findet, wird das Moment infolge der Verschiebung des Kopfes berechnet. Die horizontale Verschiebung des Kopfes ist abhängig von der Körpergröße, da angenommen wird, dass der Proband den Oberkörper um maximal 25° neigt. Dies führt mit den Werten aus Tabelle 10 zu einer Verschiebung des Kopfes von 193 mm für Referenzfall 1 bzw. 297 mm für Referenzfall 2. In (34) ist die Berechnung des Moments angeschrieben. Die Ermittlung der horizontalen Verschiebung beruht auf den Werten welche in Tabelle 10 angegeben sind. Dabei wird jedes Körperteil über der Hüfte aus der Mitte entsprechend dem Winkel, dem Abstand von der Hüfte und der Körpergröße der Person verschoben. Darauf aufbauend wird jedes Körperteil mit der zugehörigen anteilmäßigen Masse multipliziert, wodurch die Verschiebung des Gesamtkörperschwerpunktes bestimmt ist. Da die Auslenkung symmetrisch aus der vertikalen Position erfolgt, ist hier ebenfalls nur eine Seite dargestellt.

$$M = s_{SPM} * m_M * g \quad (34)$$

s_{SPM}	horizontale Verschiebung des Körperschwerpunktes	71 ÷ 110 mm
m_M	Masse des Menschen	30 ÷ 100 kg
g	Erdbeschleunigung	9,81 m/s ²

In Abbildung 43 ist der Verlauf des Momentes über die horizontale Verschiebung dargestellt. Diese Annahmen führen zu einem deutlich geringeren Moment von 21,1 Nm für Referenzfall 1 bzw. 108,2 Nm Referenzfall 2. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9 auf Seite 97 tabellarisch angeführt.

Auffallend ist, dass für Referenzfall 1 das entstehende Moment nur ein Sechstel des vorher berechneten ist, während für Referenzfall 2 das Moment um eine Faktor 5

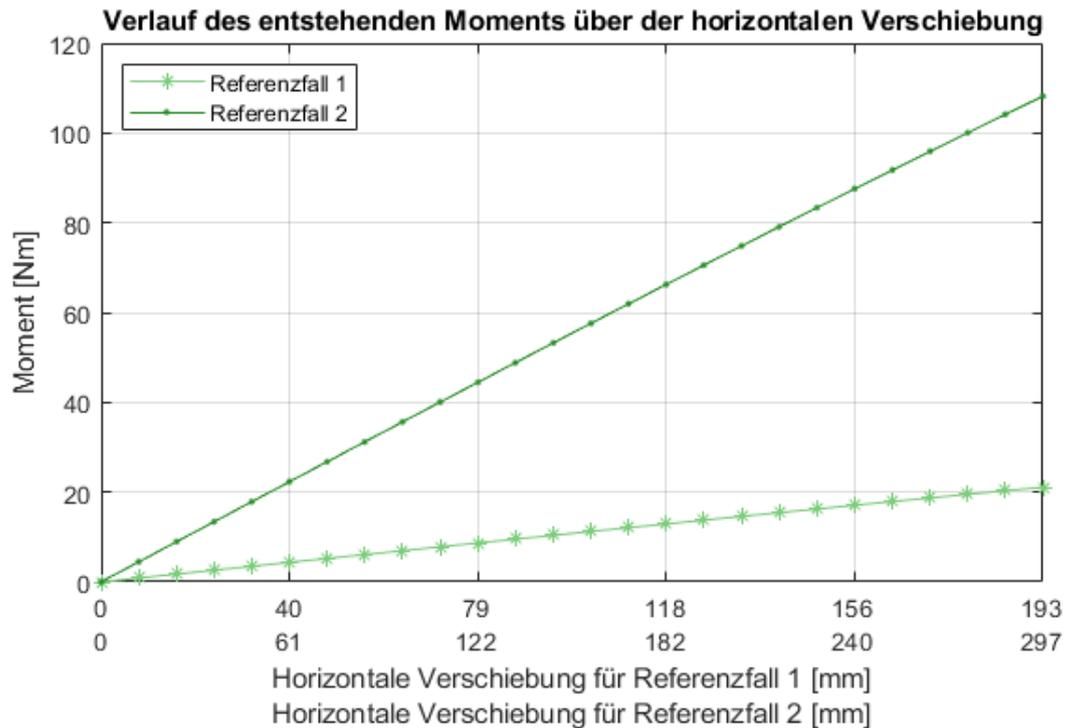


Abbildung 43: Verlauf des entstehenden Moments über der horizontalen Verschiebung (Zweite Berechnungsmethode)

reduziert wurde. Dies unterschied liegt daran, dass bei der neuen Berechnung der E-Scooter nicht geneigt wird. Dieser hatte am Moment bei Referenzfall 1 einen größeren Anteil als für Referenzfall 2.

Anhang B - Herleitung der Klemmkräfte

Das Bestimmen welche Kräfte auf die Einspannung ist nicht trivial. Die Annahme, dass diese ausschließlich in Richtung der Normalen auf die Ebene übertragen werden führt zu einem physikalischen Widerspruch. Daher wurden Kräfte aufgrund der Reibung, welche in der Größe unbekannt ist, eingeführt. Dies führte dazu, dass die Addition der Kräfte immer ausschließlich zu einer Kraft in vertikale Richtung führt. Daher wurde nur Reibung auf der Unterseite der Tretplattform angenommen und das Kräftegleichgewicht aufgestellt. Des Weiteren wurde angenommen, dass die Kräfte an der Kante der Tretfläche und an der unteren Kante angreifen, wobei immer nur eine Seite der oberen Klemmkraft und die andere Seite der unteren Klemmkraft, Kraft ausübt.

Das Gleichungssystem besteht aus 4 Gleichungen und 4 Unbekannten:

$$\sum F_x = 0 : F_{KO} * \sin(\varphi) + F_{RU} * \cos(\varphi) - F_{KU} * \sin(\varphi) = 0 \quad (35)$$

$$\sum F_y = 0 : F_G + F_{KO} * \cos(\varphi) - F_{KU} * \cos(\varphi) - F_{RU} * \sin(\varphi) = 0 \quad (36)$$

$$\sum M_{DP} = 0 : F_G * x - F_{KO} * \frac{b_O}{2} - F_{KU} * \frac{b_U}{2} - F_{RU} * h_U = 0 \quad (37)$$

$$F_{RU} = \mu * F_{KU} \quad (38)$$

Aus der ersten Gleichung ergibt sich mit der vierten Gleichung folgender Zusammenhang für den Reibungskoeffizienten:

$$\mu = \tan(\varphi) * \frac{F_{KU} - F_{KO}}{F_{KU}} \quad (39)$$

Anschließend wird die zweite Gleichung auf F_{KU} umgeformt:

$$F_{KU} = F_{KO} + \frac{F_G}{\cos(\varphi) + \tan(\varphi) * \sin(\varphi)} = 4.592 \text{ N} \quad (40)$$

Mit (39) und (40) kann das Momentengleichgewicht auf F_{KO} umgeformt werden. Dieses Kraft wird mit (17) berechnet.

Mit den berechneten Werten ergibt sich ein Wert für den Reibungskoeffizient von 0,1, was physikalisch plausibel ist.

Anhang C – Trapezgewindespindel

$$\tan(\alpha) = \frac{P}{d_2 * \pi} \rightarrow \alpha = 6,72^\circ \quad (41)$$

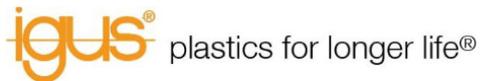
$$\begin{aligned} \tan(p') = \mu * 1,07 &\rightarrow \rho'_R = 12,08^\circ \\ &\rightarrow \rho'_S = 19,45^\circ \end{aligned} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} \eta = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + p')} &\rightarrow \eta_R = 0,346 \\ &\rightarrow \eta_S = 0,240 \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} M_d = \frac{F * P}{2000 * \pi * \eta} &\rightarrow M_{d,R} = 4,86 \text{ Nm} \\ &\rightarrow M_{d,S} = 6,34 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (44)$$

P	Spindelsteigung	4 mm
d_2	Mittlerer Flankendurchmesser	10,8 mm
μ_R	Reibwert	0,2 für Stahl/Rotguss statisch trocken
μ_S	Reibwert	0,33 für Stahl/Stahl statisch trocken
F	Axialkraft	3.445 N

Anhang D - Lagerberechnung



KONFIGURATION

Abmessungen

Bauform	Form F
Wellendurchmesser (d1)	20 mm
Lagerbreite (b1)	21,5 mm
Aussendurchmesser (d2)	23 mm
Bunddicke (b2)	1,5 mm
Bunddurchmesser (d3)	mm

Dynamische Belastung

Maximale Lagerbelastung F	2205 N
Mittlere Flächenpressung P	5,51 N/mm ²
Stoßbelastung	nein
Kantenbelastung	nein

Radiale statische Belastung im Stillstand

Maximale Lagerbelastung F	2205 N
Mittlere Flächenpressung P	5,51 N/mm ²

Bewegung

Bewegungsart	Schwenkend
Reine Bewegungszeit pro Stunde	60 min
Schwenkwinkel	25 °
Geschwindigkeit schwenkend	0,02 m/s
Frequenz schwenkend	60 /min
Aussetzbetrieb	nein

Gegenlaufpartner & Gehäuse

Wellenmaterial	St37
Wärmeleitfähigkeit Wellenmaterial	47 W/m*K
Gehäusematerial	Aluminium
Verschleißgrenze: Radialspiel	0,5 mm

Umgebungsbedingungen

Maximale Umgebungstemperatur	20 °C
Höchsttemperatur kurzzeitig	20 °C
Tiefsttemperatur	20 °C
Schmutzbelastung	nein
Einsatz unter Wasser	nein
Regelmäßiger Kontakt mit Feuchtigkeit	nein
Elektrische Leitfähigkeit	Keine Anford.
Lebensmittelbereich: Einhaltung FDA-Vorgaben erforderlich	nein
Lebensmittelbereich: Einhaltung EU-Vorgaben erforderlich	nein

Chemikalien

Es wurden keine Chemikalien gewählt.

LEBENSDAUERVERGLEICH

Werkstoff	Artikelnummer	Berechnete Lebensdauer für Anwendungsfall
P210	P210FM-2023-21	2.011 h

Abbildung 44: Auszug aus dem Ergebnis der Lagerberechnung mit iglidur® Expertensystem

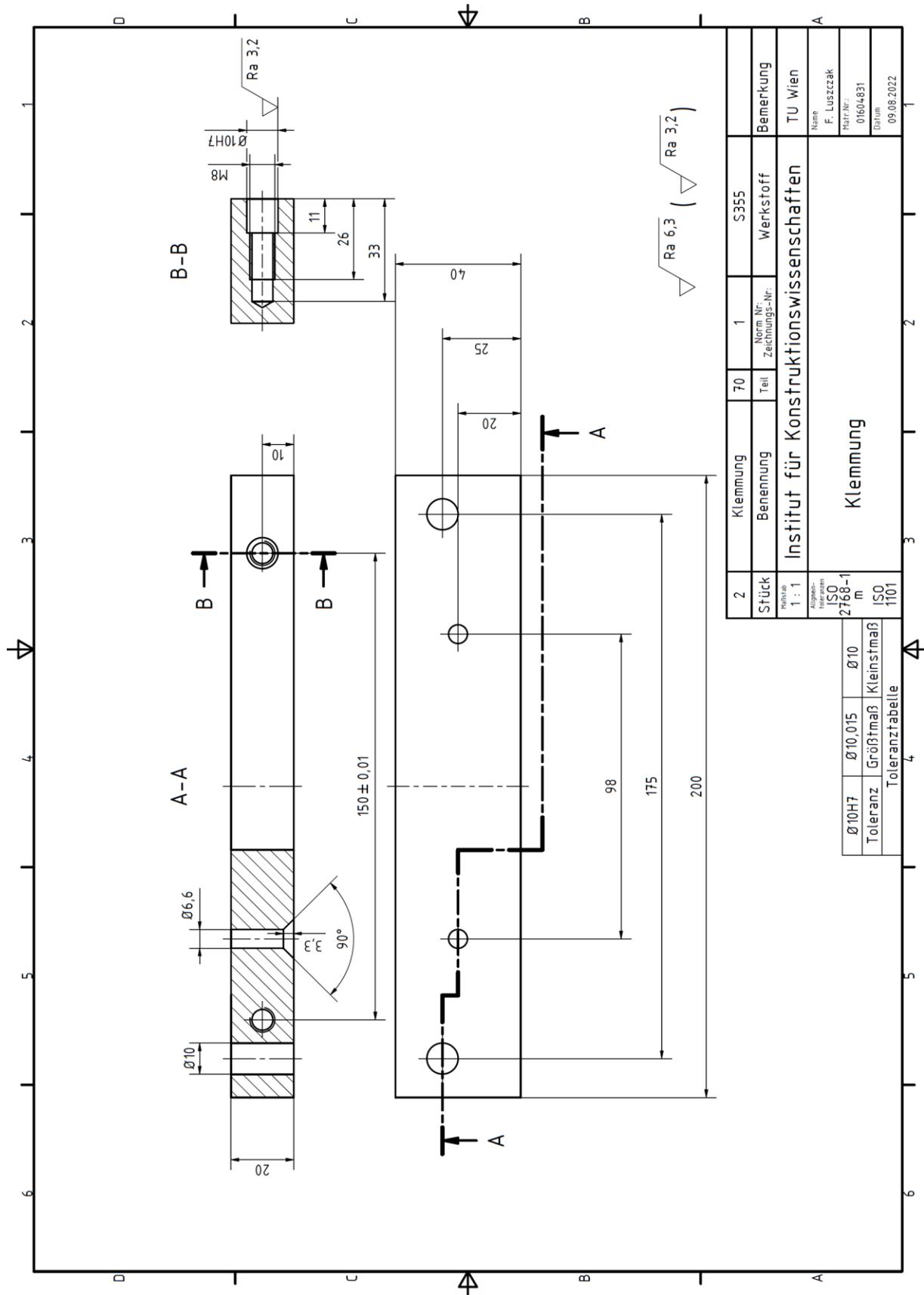


Abbildung 46: Einzelteilzeichnung Klemmung (nicht maßstabsgetreu)

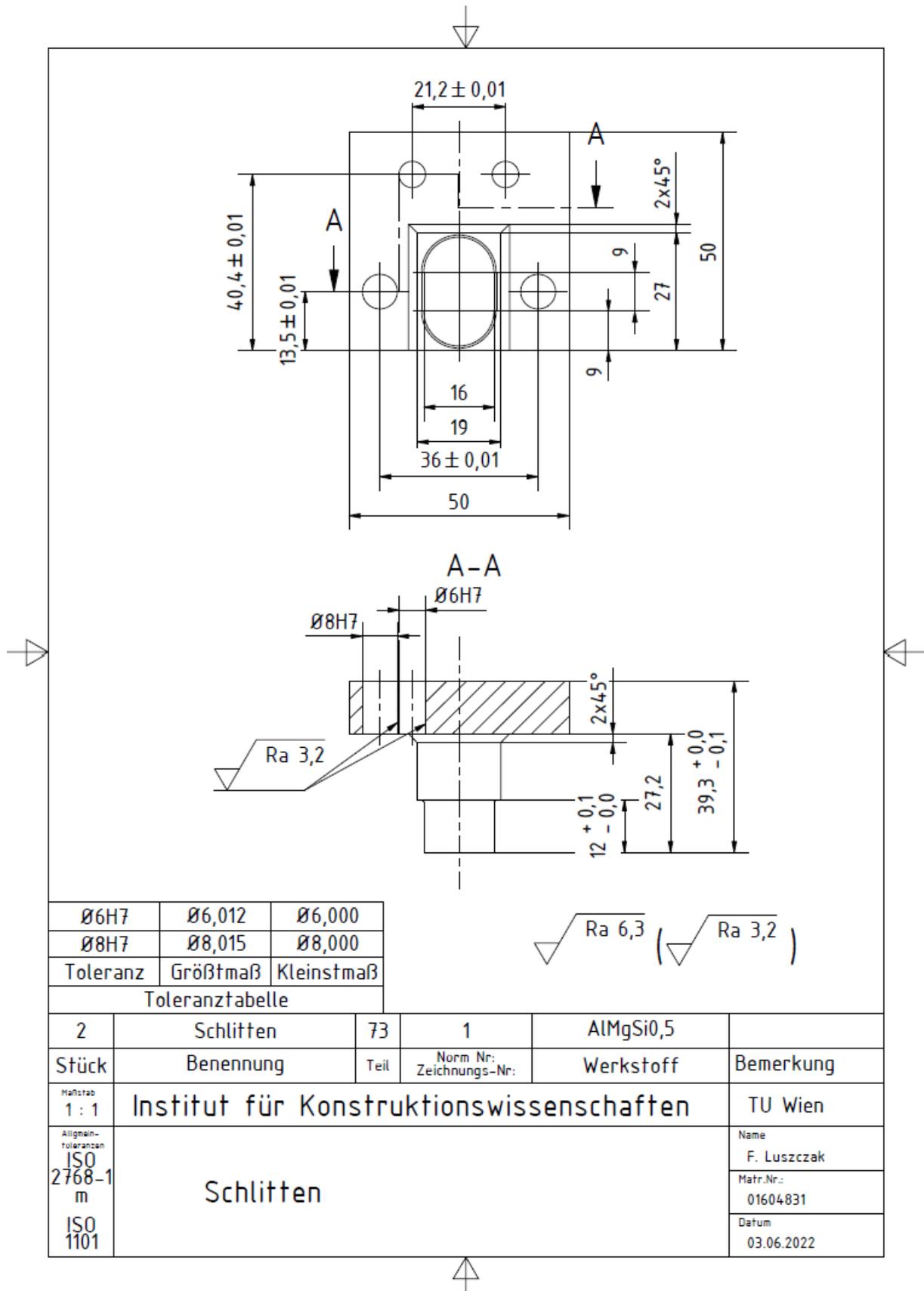


Abbildung 47: Einzelteilzeichnung Schlitten (nicht maßstabsgetreu)

Anhang G - Stücklisten

Stückliste Zusammenstellungszeichnung Gesamt					
Stk.	Benennung	Teil	Norm, Zeichnungs- Nr.	Werkstoff	Bemerkung
1	Baugruppe Schwert	G3			
1	Baugruppe Schwinge	G2			
1	Baugruppe Gestell	G1			
4	Nutenstein 6 M6	95			ITEM: Nutenstein 6 St M6, verzinkt
8	Nutenstein 8 M6	93			ITEM: Nutenstein 8 St M6, verzinkt
1	Siebdruckplatte Stufe	81		Siebdruck- platte 21mm	
1	Siebdruckplatte links	80		Siebdruck- platte 21mm	
1	Siebdruckplatte rechts	79		Siebdruck- platte 21mm	
1	Seil	74	12385-4	6x7, 1960 N/mm ²	Seil und Anschlagmittel GmbH: 1010114
1	Platte Scooter	72		AlMg4,5Mn	
8	Winkelsatz 8	68			ITEM: Winkelsatz 8 40x40
4	Sechskantmutter M8	35	ISO 4034		
4	Sechskantschraube M6 x 20	31	ISO 4017		
1	Griptape	26		Griptape	
4	Dreisterngriff	19			Elesa+Ganter: GN 5345-40-M8- D
4	Senkkopfschraube M8 x 100	17	DIN 7992		
4	Senkkopfschraube M6 x 25	16	DIN 7991		
4	Zylinderschraube M8 x 25	13	DIN 6912		
4	Zylinderschraube M6 x 12	12	DIN 6912		
2	Anschlag Mitte	6		St37	
2	Lagerschuh	4			ACE: MA8
4	Gelenkauge	3			ACE: E8
2	Gasdruckfeder	2			ACE: GS-19-250

Tabelle 12: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Gesamt

Stückliste Zusammenstellungszeichnung Gestell					
Stk.	Benennung	Teil	Norm Zeichnungs- Nr.	Werkstoff	Bemerkung
4	Nutenstein 8 M6	93			ITEM: Nutenstein 8 St M6, verzinkt
4	Senkkopfschraube M6 x 35	92	DIN 7991		
53	Winkelsatz 8	68			ITEM: Winkelsatz 8 40x40
3	Winkelleiste 8, L=960mm	66			ITEM: Winkelleiste 8 Al 16 M5, L=960mm
4	Winkelleiste 8, L=360mm	65			ITEM: Winkelleiste 8 Al 16 M5, L=360mm
2	Winkelleiste 8, L=240mm	64			ITEM: Winkelleiste 8 Al 16 M5, L=240mm
2	Profil 8, L=1200mm	63			ITEM: Profil 8 40x40, L=1200mm
2	Profil 8, L=345mm	62			ITEM: Profil 8 40x40, L=345mm
5	Profil 8 leicht, L=1120mm	61			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=1120mm
5	Profil 8 leicht, L=1000mm	60			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=1000mm
4	Profil 8 leicht, L=460mm	59			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=460mm
4	Profil 8 leicht, L=370mm	58			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=370mm
2	Profil 8 leicht, L=290mm	57			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=290mm
2	Profil 8 leicht, L=300mm	56			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=300mm
4	Profil 8 leicht, L=250mm	55			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=250mm
2	Profil 8 leicht, L=185mm	54			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=185mm

1	Profil 8 leicht, L=100mm	53			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=100mm
2	Profil 8 leicht, L=90mm	52			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=90mm
2	Profil 8 leicht, L=40mm	51			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=40mm
4	Profil 8 leicht, L=25mm	50			ITEM: Profil 8 40x40 leicht, L=25mm
4	Nutenstein 8 St M8, verzinkt	43			ITEM: Nutenstein 8 St M8, verzinkt
3	Abdeckprofil 8, L=1000mm	42			ITEM: Abdeckprofil 8 Al, L=1000mm
4	Abdeckprofil 8, L=460mm	41			ITEM: Abdeckprofil 8 Al, L=460mm
2	Abdeckprofil 8, L=300mm	40			ITEM: Abdeckprofil 8 Al, L=300mm
17	Abdeckkappe 8	39			ITEM: Abdeckkappe 8 40x40
4	Zylinderschraube M8 x 40	37	ISO 4762		
8	Bodenauflage	7		Anti- Rutschmatte	

Tabelle 13: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Gestell

Stückliste Zusammenstellungszeichnung Schwinge					
Stk.	Benennung	Teil	Norm Zeichnungs-Nr.	Werkstoff	Bemerkung
2	Unterlegscheibe 6,4	108	DIN 125-1 A		
1	Zylinderstift 3 x 20	102	ISO 2338 - A		
1	Wurmschraube M4 x 4	101	DIN 913		
2	Sechskantschraube M3 x 6	100	ISO 4017		
2	Sechskantschraube M6x25	97	ISO 4017		
2	Befestigung Umlenkrolle	96		St37	
6	Nutenstein 6 M6	95			ITEM: Nutenstein 6 St M6, verzinkt
1	Gleitlager	94			IGUS: GFM- 101214-07
1	Trapezgewindespindel gelötet	91			Teil 88 und 89 gelötet
1	Vorderradaufnahme	90		PA 6	
1	T-Profil	87		AlMgSi0.5	
1	Spindel Verstellung	85		AlMgSi1	
1	Spindel Aufnahme	83		St52	
1	Axiales Zylinderrollenlager	82			SKF: 81102 TN
2	Sicherungselement Seil	78		AlMgSi0.5	
1	Seilumlenkung	77		42CrMo4	
4	Seilrolle	75			Schwalb: SRSGK030/ 10/8/R3
1	Mutter Trapezgewinde	71			Mädler
4	Winkelverbinder 6 -45°	69			ITEM: Winkelverbinder 6 30x30-45°
12	Winkelsatz 6	67			ITEM: Winkelsatz 6 30x30
2	Profil 6 leicht, L=1025mm	49			ITEM: Profil 6 30x30 leicht
2	Profil 6 leicht, L=115mm	48			ITEM: Profil 6 30x30 leicht
4	Profil 6 leicht, L=95mm	47			ITEM: Profil 6 30x30 leicht
2	Profil 6 leicht, L=90mm	46			ITEM: Profil 6 30x30 leicht
1	Profil 6 leicht, L=68mm	45			ITEM: Profil 6 30x30 leicht

2	Profil 6 leicht, L=60mm	44			ITEM: Profil 6 30x30 leicht
10	Abdeckkappe 6	38			ITEM: Abdeckkappe 6 30x30
1	Zylinderschraube M6 x 30	36	ISO 4762		
1	Sechskantmutter M6	34	ISO 4034		
6	Sechskantmutter M6	33	ISO 4033		
2	Sechskantschraube M3 x 6	30	ISO 4017		
1	Gleitlager	27			IGUS: GFM-0506-04
1	Führung Trapezmutter oben	24		AlMgSi0.5	
1	Führung Trapezmutter unten	23		AlMgSi0.5	
1	Rastbolzen	21			Elesa+Ganter: GN 607.1-6-A-ST
1	Handkurbel mit Umleggriff	20			Elesa+Ganter: MT.80+IR
4	Senkkopfschraube M6 x 16	15	DIN 7991		
2	Gewindestange M6 x 85	10	DIN 976-1-A		
1	Befestigung Fixierung	9		AlMg4,5Mn	
1	Abdeckung Blech Spindel	1		AlMg4,5Mn	

Tabelle 14: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Schwinge

Stückliste Zusammenstellungszeichnung Schwert					
Stk.	Benennung	Teil	Norm Zeichnungs- Nr.	Werkstoff	Bemerkung
2	Sechskantmutter M5	107	ISO 4033 -		
1	Sicherungsring 26 x 1,2	106	DIN 471		
1	Wellensicherungs- scheibe MB 5	105	DIN 5406		
2	Passschraube 8-M6-30	104	ISO 7379		Elesa+Ganter: ISO 7379-8-M6- 30
4	Zylinderstift 1 x 8	103	DIN 94		
1	Y-Verbindung	99		AlMgSi0.5	
2	Y	98		AlMg4,5Mn	
1	Unterlage Scooter	89		Anti- Rutschmatte	
2	Steckachse Innen	86		42CrMo4	
1	Seilscheibe	76		AlMgSi1	
2	Schlitten	73		AlMgSi0.5	
2	Klemmung	70		St52	
2	Gleitlager	28			IGUS: P210FM- 2023-21
2	Gleitlagerbock	25		AlMgSi0.5	
4	Passschraube 10-M8-20	22	ISO 7379		Elesa+Ganter: ISO 7379-10- M8-20
1	Distanzscheibe	18		AlMg4,5Mn	
4	Senkkopfschraube M6 x 25	16	DIN 7991		
2	Zylinderkopfschraube M6 x 30	14	DIN 7984		
1	Wellenmutter KM 5	11	DIN 981		
1	Auflage Klemmung	8		PA	
1	Achse	5		St52	

Tabelle 15: Stückliste Zusammenstellungszeichnung Schwert