
**KONZEPTION UND REALISIERUNG EINES
ANTRIEBSSYSTEMS FÜR EIN ELEKTRISCHES
LONGBOARD**

“MOTHERBOARD”

PROJEKTARBEIT

AUTOR

DENNIS HUNTER

HOCHSCHULE RHEINMAIN
FACHBEREICH INGENIEURWISSENSCHAFTEN
STUDIENBEREICH ANGEWANDTE PHYSIK & MEDIZINTECHNIK



Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	II
1 Einleitung	1
2 Konzeption	2
2.1 Funktionale Komponenten eines Longboards	2
2.2 Konstruktive Rahmenbedingungen	4
2.2.1 Bestehendes System	5
2.2.2 Einsatzumgebung und -bedingungen	6
2.3 Designziele	6
3 Theorie	8
4 Mechanik	10
4.1 Transmission	11
4.2 Motorbefestigung	15
5 Elektronik	17
6 Evaluation	18
6.1 Performance	19
7 Zusammenfassung	20
Abbildungsverzeichnis	21
Tabellenverzeichnis	22
Literatur	24

Nomenklatur

Abkürzungen

ABS	Acrylnitrilbutadienstyrol
AWG	American Wire Gauge
BLDC	Brushless Direct Current
BS	Board Side
ePKW	Elektrische Personenkraftwagen
ESC	Elektronischer Speed Controller
FDM	Fused Deposition Modeling
HTD	High Torque Drive
PEKV	Persönliche elektrische Kleinstvehikel
PEV	Persönliche elektrische Vehikel
rEMK	Rückwirkende elektromotorische Kraft
RS	Road Side

Griechische Zeichen

μ_{Roll}	Rollreibungskoeffizient	[m]
ρ	Gasdichte	[kg m ⁻³]
θ	Hangneigungswinkel	[rad]
ζ	Untersetzungsverhältnis	[1]

Lateinische Zeichen

A	Fläche	[m ²]
c_{Luft}	Strömungswiderstandkoeffizient	[1]
c_{Roll}	Rollwiderstandkoeffizient	[1]
F_{Hang}	Hangabtriebskraft	[N]
F_{Roll}	Rollwiderstand	[N]
$F_{Ström}$	Strömungswiderstand	[N]
g	Erdbeschleunigung	[m s ⁻²]
I_{Motor}	Phasenstrom	[A]
K_T	Drehmomentkonstante	[N m A ⁻¹]
K_V	Drehzahlkonstante	[min ⁻¹ V ⁻¹]
m	Masse	[kg]
N_{Motor}	Zähneanzahl antriebseitig	[1]

N_{Rolle}	Zähneanzahl getriebeseitig	[1]
r_{Rolle}	Radius der Rollen	[m]
T	Drehmoment	[N m]
U_{Bat}	Batteriespannung	[V]
v	Laterale Geschwindigkeit	[m s ⁻¹]
v_{max}	Maximalgeschwindigkeit	[km h ⁻¹]

Sonstige Zeichen

\angle	Hangneigung	[%]
----------	-------------	-----

1 Einleitung

Weltweit findet derzeit auf politischer wie gesellschaftlicher Ebene ein Umdenken im Transportwesen statt – sei es der Transport von Gütern, Fahrgästen oder im Individualverkehr. Angefeuert durch den unmittelbaren monetären Druck durch steigende Treibstoffpreise, die immer deutlicher werdenden Folgen fort dauernder CO₂-Emissionen aber auch Lebensqualität beeinflussende Faktoren wie Staus und abnehmende Luftqualität in urbanen Gebieten treibt eine wachsende Zahl Menschen aus Auto heraus auf alternative Transportmöglichkeiten. Neben der klassischen Möglichkeit des Fahrrades kam mit erheblichen Verbesserungen und der deutlich breiteren Verfügbarkeit der Lithiumbatterie-Technologie ein Wandel des gesellschaftlichen Lebens einher, wie es vergleichbar zuletzt geschah, als das Smartphone die Bühne der Welt betrat - die Elektrifizierung des Individualverkehrs. Nachdem einige Vorreiterstädte bereits früh mit baulichen Maßnahmen etwa durch Herabsetzen innerörtlicher Geschwindigkeitsbegrenzungen, Ausbau von Fahrradwegen oder Zuwachs öffentlicher Verkehrsmittel reagierten, ziehen nun immer mehr Städte nach. Dieser wechselseitige Trend bildet sich auch in der politischen Stimmung ab mit einer der wichtigsten Novellen für das öffentliche Verkehrsbild, die die „Verordnung über die Teilnahme von Elektrokleinstfahrzeugen am Straßenverkehr und zur Änderung weiterer straßenverkehrsrechtlicher Vorschriften“ von 2019 mit sich zog [2]. Sie leutete den Advent breit verfügbarer persönlicher elektrischer Kleinstvehikel (PEKV) zur Überbrückung der “letzten Meile” ein.

Die Kategorie elektrifizierter persönlicher Fahrzeuge lässt sich grob unterteilen in elektrische Personenkraftwagen (ePKW), persönliche elektrische Vehikel (PEV) und – wie oben bereits erwähnt – die persönlichen elektrischen Kleinstvehikel in der kleinsten Variante. Zwar dominiert die erste Gruppe gegenwärtige politische Bemühungen zum Thema, gerade im städtischen Raum bieten sie jedoch kaum bis kein Potenzial, Infarkte des Straßenverkehrs zu vermeiden. Die Ladeinfrastruktur ist noch nicht einheitlich und flächendeckend geregelt und allem voran sind sie preislich für breite Teile der Bevölkerung unattraktiv. Vielversprechender sind Vertreter der beiden letztgenannten Gruppen. Dem Statistischen Bundesamt zufolge besaßen zu Jahresanfang 2020 etwa jeder neunte deutsche Haushalt oder 11,4 % zumindest ein elektrisch angetriebenes Fahrrad. Während sie Anfang 2015 mit ~ 4 % noch in etwa jedem 25. Haushalt aufzufinden waren kann hier eine Verbreitung um fast das Dreifache verzeichnet werden [10].

2 Konzeption

Um Konsistenz mit Literatur und Marktrecherchen sicherzustellen werden im Rahmen dieser Arbeit technische Begriffe aus der Skaterszene genutzt. Während *Skateboarding* einerseits keinesfalls als neuartiges Phänomen zu bezeichnen ist und andererseits in den vergangenen fünf Jahren eine Renaissance erlebt hat, kann nicht davon ausgegangen werden, dass alle Lesenden mit der Terminologie vertraut sind. Daher wird im Folgenden zunächst Fokus auf eine Begriffskonvention gelegt und in diesem Rahmen funktionale Kernkomponenten eines Skate- bzw. Longboards¹ erläutert.

Das Antriebssystem soll in ein bestehendes, übergeordnetes System bestehend aus mechanischen und elektronischen Komponenten eingebettet werden. Sowohl das übergeordnete System, als auch die Einsatzumgebung definieren konstruktive Einschränkungen, die in einem weiteren Unterkapitel herausgearbeitet werden sollen.

Zuletzt sollen vor dem Hintergrund der zuvor festgelegten Rahmenbedingungen Designziele definiert und erste Designideen konkretisiert werden. Unterstützt wird dies durch Markt- und Literaturrecherche.

2.1 Funktionale Komponenten eines Longboards

Historisch ergaben sich esoterische Namenskonventionen für Teilkomponenten von Skate- und Longboards. Während sie im einfachsten Fall unabhängig vom jeweiligen Sprachraum mit ihren jeweiligen englischen Begriffen zu finden sind, weichen Bezeichnungen Teilweise aber auch stark von in der Industrie verbreiteten Bezeichnungen ab. Um dieser Konvention zu folgen, sollen hier zunächst die Teilkomponenten kurz beschrieben werden.

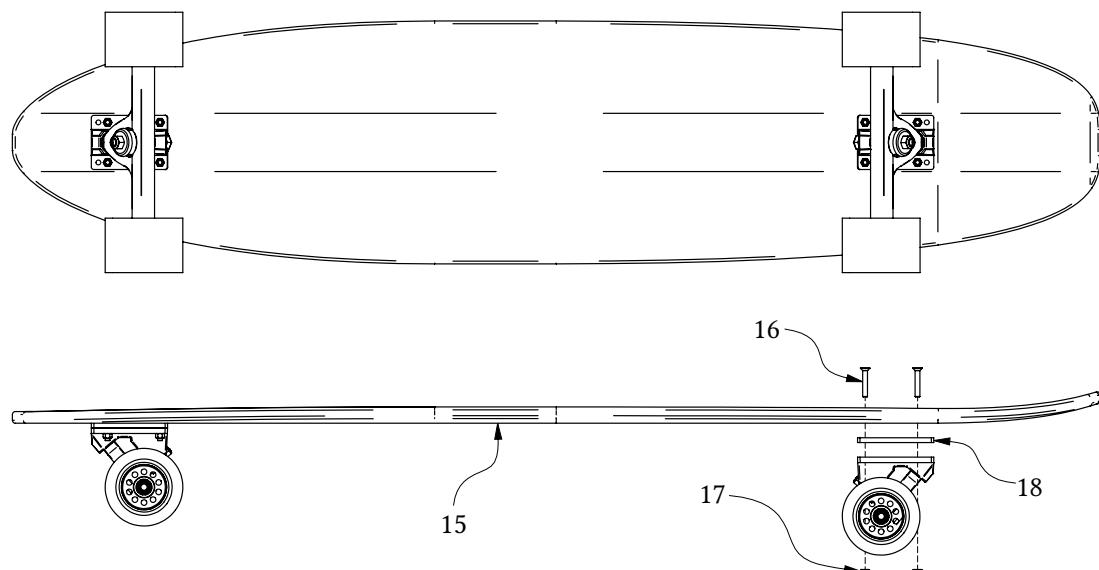


Abbildung 2.1: Grundlegender Aufbau eines Longboards. 15 Deck, 16 Truck Bolts, 17 Truck Bolt Nuts, 18 Riser Pad.

Abbildung 2.1 zeigt zunächst den grundlegenden Aufbau eines Longboards. Erkennbar sind hier vordergründig das Deck (15), welches die fahrende Person trägt und hierbei einen Großteil der wirkenden

¹Baulich zwar leicht zu unterscheiden, jedoch aus den gleichen Kernkomponenten und -funktionalitäten aufgebaut.

Kräfte aufnehmen muss. Je nach Fahrstil werden weichere oder härtere Materialien gewünscht um etwa Unebenheiten des Untergrundes auszugleichen oder die Ausführung von Tricks² positiv zu beeinflussen.

Meist kommt hier Schichtholz mit oder ohne eingearbeitetem Glas-, Aramid- oder Kohlefaserstoff zum Einsatz, es sind bisweilen aber auch exotischere Materialien wie Aluminium, ABS³ vertreten. In Abb. 2.1 befinden sich links und rechts, zentral entlang der Längsachse des Decks angeordnet die Trucks genannten Baugruppen zusammen mit jeweils zwei Rollen. Eine mechanisch belastbare Verbindung zum Deck wird durch *Truck Bolts* (16) und *Truck Bolt Nuts* (17) hergestellt. Im Longboarding üblicher, als bei den mit deutlich kleineren Rollen ausgestatteten Skateboards werden zwischen Deck und Truck häufig *Riser Pads* (18) eingesetzt. Hier handelt es sich um aus flexilem Material verschiedener Härtegrade gefertigte Pufferplatten mit Doppelfunktion. Einerseits unterstützen sie die Entkopplung der Füße von Vibration und verhindern sogenannte *Wheel Bites* - ein Kontakt des Decks mit den Rollen während eines Lenkmanövers mit meist fataler Konsequenz.

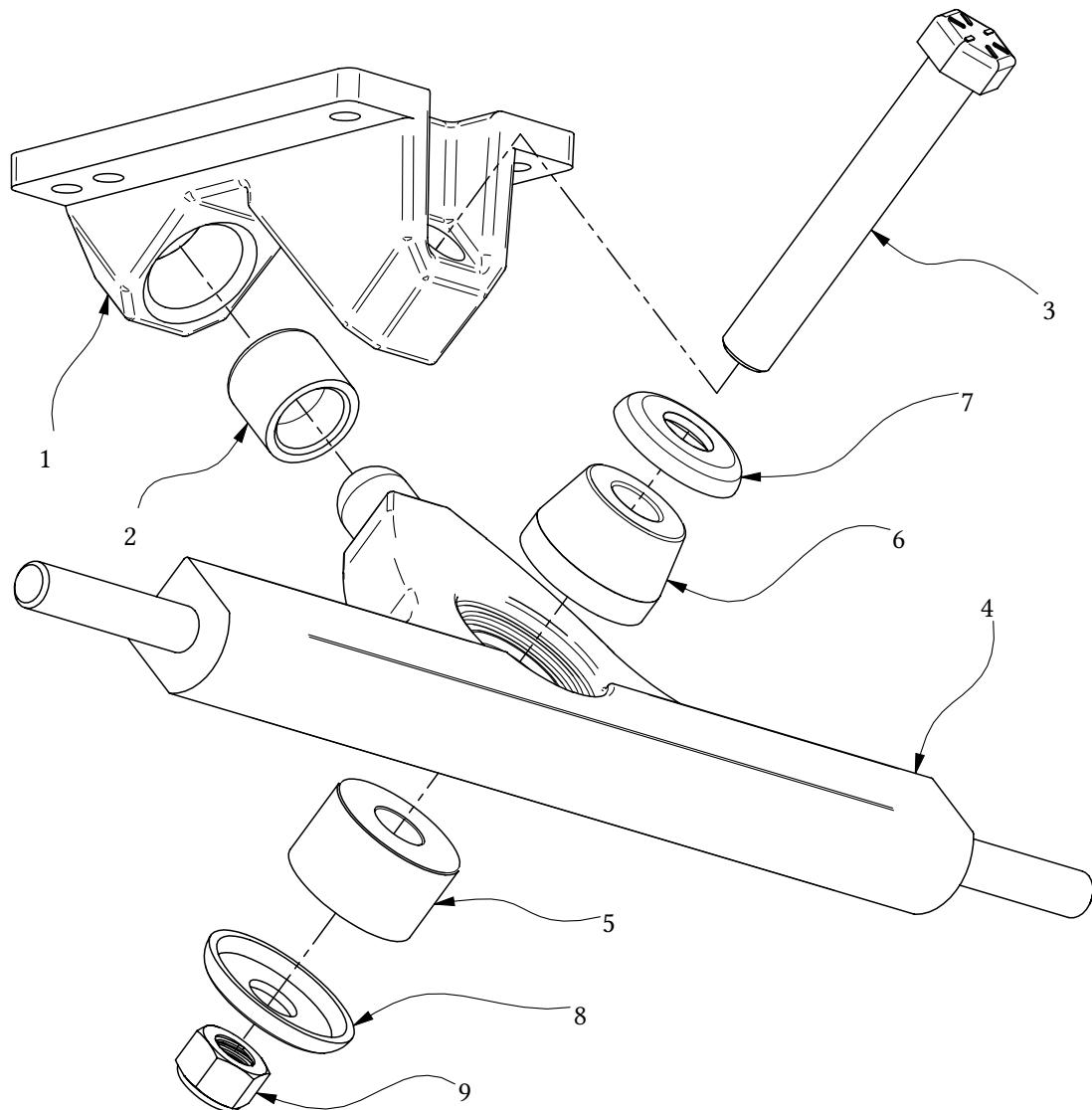


Abbildung 2.2: Aufbau eines der Trucks als Explosionsansicht exemplarisch an einem CALIPER II. Sichtbar sind hier: 1 Baseplate, 2 Pivot Cup, 3 Kingpin, 4 Hanger, 5 RS Bushing, 6 BS Bushing, 7 BS Washer, 8 RS Washer, 9 Kingpin Nut.

Der Aufbau der Trucks selbst wird in Abb. 2.2 exemplarisch am Typ CALIBER II gezeigt. Der *Hanger* (4)

²Über die rein laterale Fortbewegung hinausgehende, meist kunstvoll ausgeführte Bewegungen des Boards mit und unter den Füßen.

³Acrylnitrilbutadienstyrol.

bildet hier das zentrale Bauteil und muss den Großteil der wirkenden Kräfte aufnehmen. Er wird drehbar in der *Baseplate* (1) gleitend gelagert. Würden der *Hanger* und die *Baseplate* in direkten Kontakt kommen, so käme es zu erhöhtem Abrieb und reduziertem Gleitverhalten. Hier wird ein meist aus POM⁴ gefertigter *Pivot Cup* (2) eingesetzt. In Position gehalten wird der *Hanger* mittels des *King Pins* (3) und der *Kingpin Nut* (9). Das Rückstellmoment nach Ende eines Lenkmanövers wird durch zwei vergleichsweise dicke Gummiringe – *Bushings* genannt – erzeugt, die mit der *Kingpin-Achse* koaxial beidseitig mit dem *Hanger* in mechanischem Kontakt stehen. Deckseitig befindet sich der *BS Bushing* (6), straßenseitig angeordnet der *RS Bushing*. Die Präfixe stehen für Board Side bzw. Road Side und spiegeln ihre Positionen wider. Unterschieden wird hier, da sich verschiedene Geometrien und Härtegrade der *Bushings* nicht unabhängig ihrer Position merklich auf das Fahrgefühl und Lenkvermögen auswirken können⁵. Um die Lasten besser auf die Oberfläche der *Bushings* zu verteilen werden üblicherweise tellerförmige Scheiben, die *RS* und *BS Washer* (5,6) auf den *Hanger* abgewandten Seite platziert.

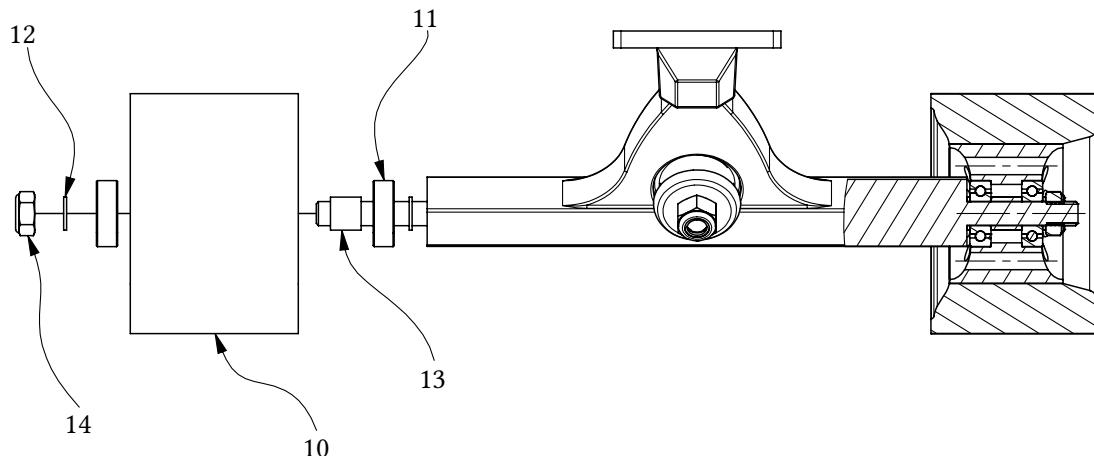


Abbildung 2.3: Montage der Rollen an der Achse des Hangers. Links in explodierter und rechts in Schnittansicht. Zu sehen sind: 10 Rolle, 11 Kugellager, 12 Speedring, 13 Spacer, 14 Achsmutter.

Je nach gewünschter Laufruhe und in Abwägung zwischen Traktion und Rollwiderstand werden Rollen verschiedener Größen und Materialien drehbar auf den *Hanger-Achsen* gelagert. Mit Blick auf Abb. 2.3 wird Konzentrisch in den Kern der Rolle (10) – vergleichbar mit einer Felge, die das weichere Mantelmaterial trägt – beidseitig jeweils ein 608 Kugellager (11) platziert. Diese Kugellager sind Radialrillenkugellager und gebaut, um besonders gut radiale Kräfte aufzunehmen und ableiten zu können. Um potenziell destruktive axiale Kräfte in Kurven oder durch das Anzugsmoment der Achsmutter (14) zu minimieren, wird, ebenfalls in den Kern der Rolle und zwischen die beiden Lager, der *Spacer* (13) angeordnet. Er besteht aus hartem Metall, hat einen Innendurchmesser gleich des nominellen Durchmessers der *Hanger-Achse*, eine Wandstärke von ~ 1 mm und eine Länge, die gerade so gewählt ist, dass er an beiden Flanken mit den Innenringen der Lager in Kontakt steht, wenn sie beide vollständig im Kern eingelassen sind. Ein schleiffreies Laufen der Lager wird durch *Speedrings* (12) sichergestellt. Ihre Dimensionen entsprechen denen des *Spacers*, allerdings mit nur 1 mm eine deutlich geringere Länge. Letztlich wird alles mit einer *Achsmutter* auf der *Hanger-Achse* fixiert.

2.2 Konstruktive Rahmenbedingungen

Das Antriebssystem soll in ein bestehendes System aus Batterie, Batteriemanagement, Motorcontrollern und Deck integriert und die Einsatzbedingungen müssen berücksichtigt werden. Hieraus ergeben sich konstruktive Rahmenbedingungen, die bei der Planung berücksichtigt werden müssen.

⁴Polyoxymethylen.

⁵Durch Drehen der *Kingpin Nut* und damit einer Änderung der Vorspannung der *Bushings* kann hier auch im Feld relativ unkompliziert nachjustiert werden

2.2.1 Bestehendes System

Die Batterie besteht aus 40 Lithium-Ionen Zellen in 10S4P-Konfiguration vom Typ SAMSUNG INR18650-30Q mit einer nominellen Zellspannung von 3,6 V, einer Mindestzellentladekapazität von 2950 mAh und einem maximalen Entladestrom von 15 A (vgl. Tabelle 2.1 und [11]). 10S4P meint hier jeweils vier

Tabelle 2.1: Zellspezifikationen SAMSUNG INR18650-30Q [11].

Charakteristik	Spezifikationen
Minimale Entladekapazität	2950 mAh
Nominelle Zellspannung	3,6 V
Standard Ladebedingungen	CC/CV, 1,5 A, $(4,20 \pm 0,05)$ V
Maximale Ladebedingungen	CC/CV, 4 A, $(4,20 \pm 0,05)$ V
Maximaler Dauerentladestrom	15 A bei 25 °C
Minimale Zellspannung	2,5 V
Gewicht	48 g
Betriebstemperatur	Laden: 0 °C bis 50 °C, Entladen: -20 °C bis 75 °C

Zellen parallel geschaltet mit 10 jener Sub-Zellen in Reihe (vgl. hierzu Abb. 2.4). So ergibt sich eine nominelle Spannung der Batterie von 36 V, eine Kapazität von 11,8 Ah und eine abrufbare Leistung von ~ 425 Wh bei einem maximalen Dauerentladestrom von 60 A.

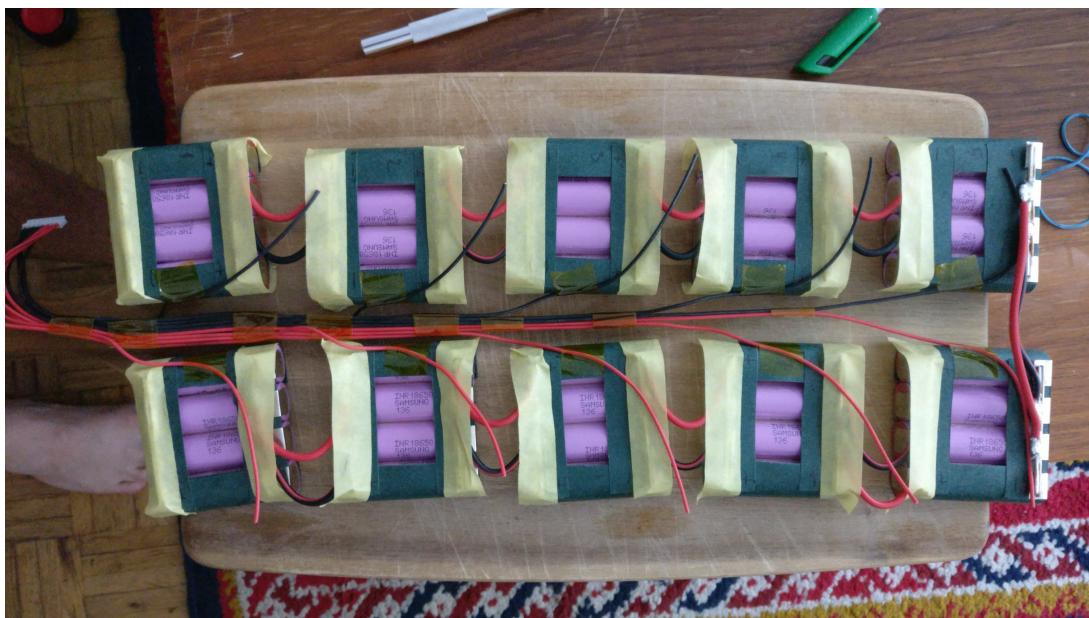


Abbildung 2.4: Der verbaute Lithium-Ionen Zellverband. Zu erkennen sind die 10 Sub-Zellen bestehend aus jeweils vier Einzelzellen.

Das Drehmoment soll durch Elektromotoren erzeugt werden, die von zwei *Elektronischen Speed Controllern* (ESC) des Typs FSESC 4.12⁶ angesteuert werden. ESC sind elektronische Komponenten vornehmlich zur elektronischen Kommutation von bürstenlosen Gleichstrommotoren (*Brushless Direct Current*, BLDC). Als solche schränken sie die Auswahl der Motortypen zwar nicht exklusiv auf BLDCs ein – Gleichstrommotoren mit Schleifkontakt sind auch denkbar – allerdings bieten sie in Kombination mit BLDCs einen deutlich höheren Funktionsumfang. Darüber hinaus sind BLDC gegenüber Gleichstrommotoren mit Schleifkontakteffizienter, bieten eine höhere Leistungsichte und sind bauartbedingt unempfindlich gegenüber Nässe⁷.

⁶Die wiederum industriell gefertigte 1:1 Nachbauten des populären VESC von Benjamin Vedder sind.

⁷Je nach Art der Lagerung. Dies betrifft jedoch ausschließlich die mechanischen Komponenten der Motoren.

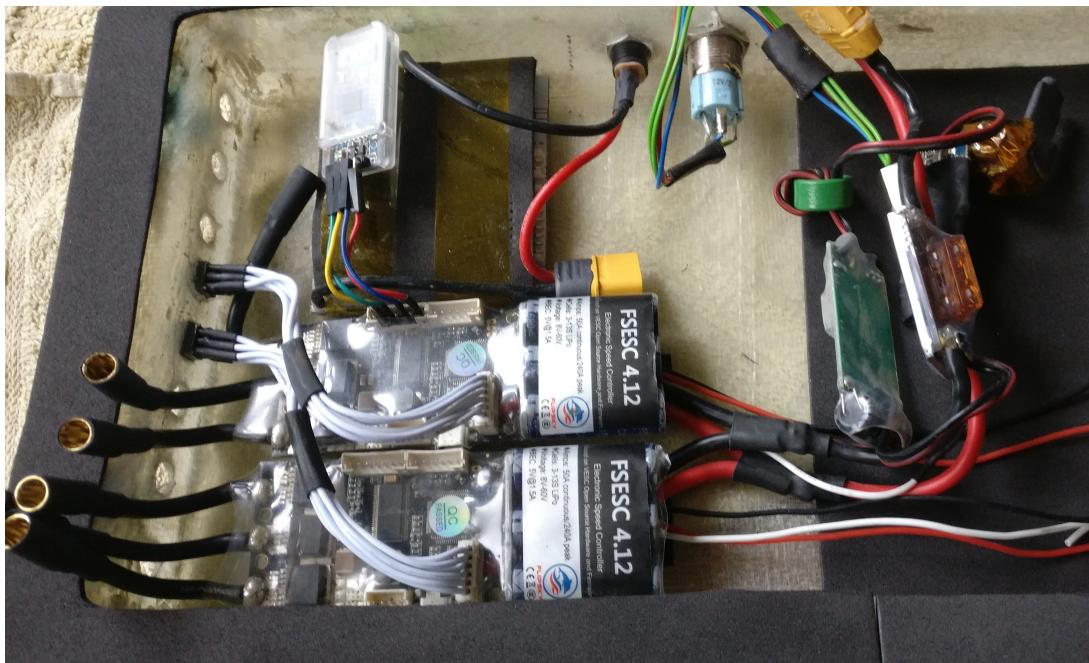


Abbildung 2.5: Unten im Bild die beiden eingesetzten ESC vom Typ FSESC 4.12. Weiterhin im Bild zu sehen oben links ein HC-06 Bluetooth Modul, darunter das Batteriemanagementsystem. Auf der rechten Seite im Bild von links nach rechts: Spannungsregler, elektronischer Schalter und der Funkempfänger für die Steuersignale.

2.2.2 Einsatzumgebung und -bedingungen

Das Gewicht des Fahrers wird inklusive Kleidung und transportiertem Gepäck mit 90 kg angenommen. Hinzuzuaddieren sind ~ 5 kg durch Deck, Batterie und Elektronik und pessimistisch geschätzte weitere 5 kg durch die beiden Trucks zusammen mit dem Antriebssystem. So ergibt sich ein geschätztes, vom Antriebssystem zu beschleunigendes Gesamtgewicht von ~ 100 kg

Weiter soll die fertige Maschine auf in urbanen Gebieten üblichen Untergründen betrieben werden können. Es wird also mit leichten bis moderaten Steigungen und Asphalt in Form des Bodenbelages gerechnet.

Die Maschine soll vorrangig als Sportgerät für milde bis sonnige Wetterlagen gedacht werden. Extrembedingungen wie Starkregen, Schnee oder Eisglätte finden hier also keine weitere Beachtung.

2.3 Designziele

Mit in den obigen Kapiteln genannten Einschränkungen können einige Soll-Forderungen formuliert werden. So muss das System...

- ... in der Lage sein mindestens das angenommene Gesamtgewicht von 100 kg moderate Steigungen hinauf befördern zu können. Als Designrichtlinie wird hier eine Steigung von 5 % festgelegt.
- ... auf ebenem Asphalt auf mindestens 25 km h^{-1} beschleunigen können. In Kombination mit obiger Forderung wird hier auf das Festlegen eines Zeitintervalls, innerhalb dessen die Endgeschwindigkeit erreicht werden soll, verzichtet.
- ... einfach zu Warten sein.

Neben den harten Zielen ist wünschenswert, dass das System...

- ... möglichst aus selbst herstellbaren Komponenten besteht.
- ... kostengünstig ist. Als Richtwert soll hier 300 EUR angelegt werden.

- ... die von der Batterie zur Verfügung gestellte Leistung von 425 Wh bezogen auf die erreichbare Reichweite möglichst effizient nutzt.

3 Theorie

Die mechanische Gesamtleistung, die vom System auf den Boden übertragen werden muss ist die Summe unterschiedlicher Einzelfaktoren. Neben der erforderlichen Leistung, um die träge Masse von Maschine und Pilot aus dem Stand auf eine gewünschte Geschwindigkeit zu beschleunigen müssen zusätzliche Reserven zur Verfügung stehen, um mechanische Verluste wie Rollwiderstand zum Untergrund, bei höheren Geschwindigkeiten zunehmend aerodynamische Effekte oder Hangabtriebskräfte während des Befahrens von Steigungen überwinden zu können.

Die Hangabtriebskraft mit dem Neigungswinkel θ ist gegeben durch:

$$F_{Hang} = m \cdot g \cdot \sin(\theta) \quad (3.1)$$

Mit der Umrechnung der im Straßenverkehr üblichen Angaben in % zu rad durch $\arctan\left(\frac{\angle}{100}\right)$ wird obige Gleichung zu

$$F_{Hang} = m \cdot g \cdot \sin\left(\arctan\left(\frac{\angle}{100}\right)\right) \quad (3.2)$$

Mit dem Radius der Rolle ergibt sich für das wirkende Drehmoment unmittelbar

$$T_{Hang} = F_{Hang} \cdot r \quad (3.3)$$

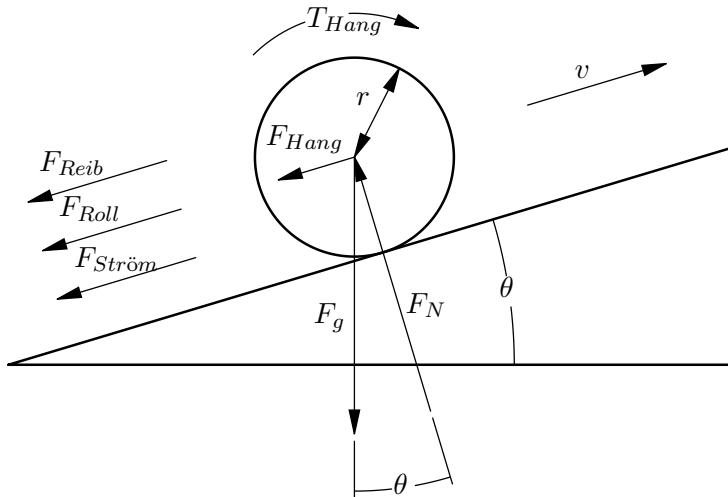


Abbildung 3.1: Skizze aller wirkenden Kräfte bei einer Fahrt Hangaufwärts.

Der Rollwiderstand wird beschrieben durch:

$$F_{Roll} = m \cdot g \cdot c_{Roll} \quad (3.4)$$

mit dem dimensionslosen Rollwiderstandscoeiffizienten c_{Roll} der wiederum das Verhältnis aus Rollreibungskoeffizienten μ_{Roll} und dem Radius der Rollen nach $\frac{\mu_{Roll}}{r}$ beschreibt.

Die durch Reibung in Luft verursachte Kraft errechnet sich aus:

$$F_{Ström} = \frac{1}{2} \cdot c_{Ström} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \quad (3.5)$$

Darüber hinaus sind elektrische Verluste etwa im Serienwiderstand der Batterie, bei der Kommutation und bei der Ummagnetisierung der Phasenwicklungen zu berücksichtigen. Da diese im Einzelnen jedoch nur schwer quantifiziert werden können, sollen sie sich im Wirkungsgrad η , der das Verhältnis aus abgerufener elektrischer Leistung zu umgesetzter mechanischer Leistung bildet, widerspiegeln.

Die Drehmomentkonstante K_T eines BLDC berechnet sich aus der reziproken Drehzahlkonstante K_V korrigiert um den Umrechnungsfaktor $\frac{60}{2\pi}$ und trägt die Einheit N m A^{-1} . Der Umrechnungsfaktor trägt der Tatsache Rechnung, dass die Drehzahlkonstante üblicherweise in min^{-1} und nicht in rad s^{-1} angegeben wird[9].

$$\begin{aligned} K_T &= \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{K_V} \\ &\approx 8,27 \cdot \frac{1}{K_V} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Die mechanische Untersetzung sei:

$$\zeta = \frac{N_{Rolle}}{N_{Motor}} \quad (3.7)$$

Das vom System erzeugte, verlustfreie Drehmoment errechnet sich mit:

$$T = K_T \cdot I_{Motor} \cdot \zeta \quad (3.8)$$

Die theoretische Maximalgeschwindigkeit unter Vernachlässigung von elektrischen und thermischen Verlusten ergibt sich zu:

$$v_{max} = K_V \cdot U_{Bat} \cdot 2\pi r_{Rolle} \cdot \frac{0,06}{\zeta} \quad (3.9)$$

4 Mechanik

Wie in Abschnitt 2.2 besprochen beschränkt sich die Auswahl möglicher Antriebselemente praktischerweise auf BLDC-Motoren die wiederum auf dem Markt als *Inrunner* und *Outrunner* erhältlich sind. In ersteren sind die Statorwicklungen an der Außenseite angeordnet, zweitere ordnen sie an der Innenseite an. Das Funktionsprinzip bleibt so zwar unverändert, durch den vergrößerten Radius des Angriffs-

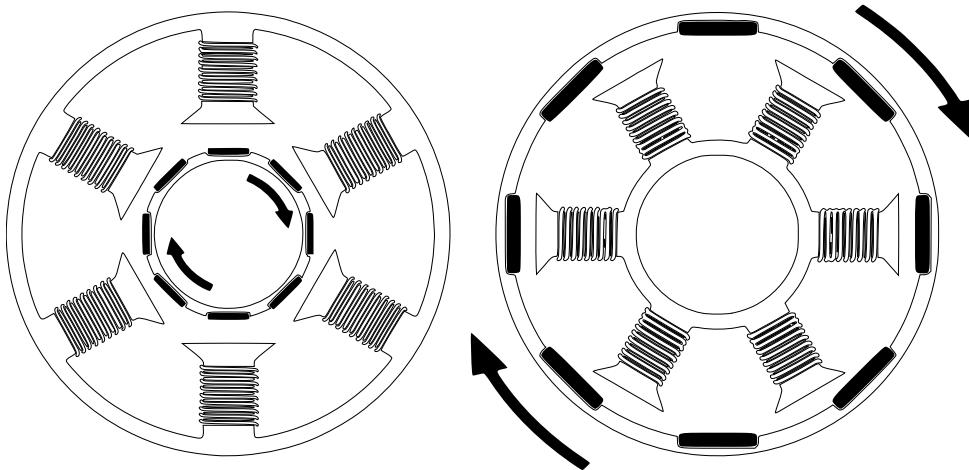


Abbildung 4.1: Schematische Gegenüberstellung von BLDC-Motoren als Inrunner (links) bzw. Outrunner (rechts) ausgeführt [6].

punktes der magnetischen Kopplung kann bei gleicher Baugröße und gleichem Phasenstrom allerdings ein höheres Drehmoment erzeugt werden. Sind größere Drehzahlen gefordert, so ist die Bauweise des Inrunners durch den reduzierten Durchmesser des Rotors vorteilhaft. Da hohe Drehzahlen gegenüber einem zu erzeugenden Drehmoment für das zu konstruierende Antriebssystem von untergeordneter Priorität sind und sich oberhalb eines Schwellwertes sogar kontraproduktiv auswirken können fällt hier die Wahl auf das Outrunnerprinzip.

Auch während Lenkmanövern muss eine Übertragung des Drehmomentes auf die Rollen der Trucks sichergestellt sein. Praktikabel und mit einfachen Mitteln denkbar sind hier eine koaxiale Positionierung des Motors zur angetriebenen Rolle. Der Motor kann hier unter eines Offsets weiter im Zentrum des Hangers platziert werden, setzt in dem Fall jedoch eine Hohlwelle zwingend voraus.

Eine weitere Option bildet die Positionierung des Motors in der Rolle selbst. Beschichtet mit einem geeigneten Material kann der Rotor so unmittelbar den Kontakt zum Boden herstellen. Vorteile dieser Variante sind sowohl eine gute Marktverfügbarkeit, als auch eine deutliche Reduktion mechanischer Komplexität des Antriebssystems. Nachteilig sind hier im Vergleich deutlich höhere Preise, weniger Auswahl und schlechte Wartungsmöglichkeiten.

Letztlich kann die Motorachse parallel zur Rollenachse positioniert werden. So ist zwar die Kraftübertragung von Welle zu Rolle aufwändiger herzustellen, es werden aber die geringsten Anforderungen an die Motoren bezüglich ihrer Bauform gestellt, wodurch sie besonders günstig und in großer Vielfalt am Markt verfügbar sind. So wird sich auf diese Variante festgelegt.

Um Zuverlässigkeit des Systems auch an heißen Sommertagen sicherzustellen ist es notwendig, thermisches Versagen der Motoren aufgrund von elektrischen Verlusten innerhalb der Motoren und physikalischer Nähe zum erhitzten Asphalt in Betracht zu ziehen. Mit Blick auf vergleichsweise marginale Kostensteigerungen größerer Motoren wird von einer aktiven Motorkühlung und ihrer einhergehenden Erhöhung der Komplexität des Gesamtsystems abgesehen. Als praktikabel hat sich der Motor mit

Handelsnamen *TorqueBoards* und der Typenbezeichnung 6355 190KV gezeigt. Elektrische Parameter sind in Tabelle 4.1 tabelliert. Die äußereren Dimensionen können Abb. 4.2 entnommen werden¹.

Tabelle 4.1: Motorspezifikationen *TorqueBoards* 6355 190KV.

Charakteristik	Spezifikationen
Maximale Leistung	2500 kW
Maximaler Phasenstrom	80 A
Maximale Spannung	43,2 V
K_V	190 min ⁻¹ V ⁻¹

Während eines Lenkmanövers kann es zu Traktionsverlust der antreibenden Rolle kommen, wenn sie auf der Kurvenaußenseite liegt. Dem zu entgegnen wird der Antrieb beider Rollen eines Hangers vorgesehen. Dies hat den zusätzlichen Vorteil, dass die mechanische Last auf zwei Getriebesysteme und die elektrische Last auf zwei Motoren verteilt wird.

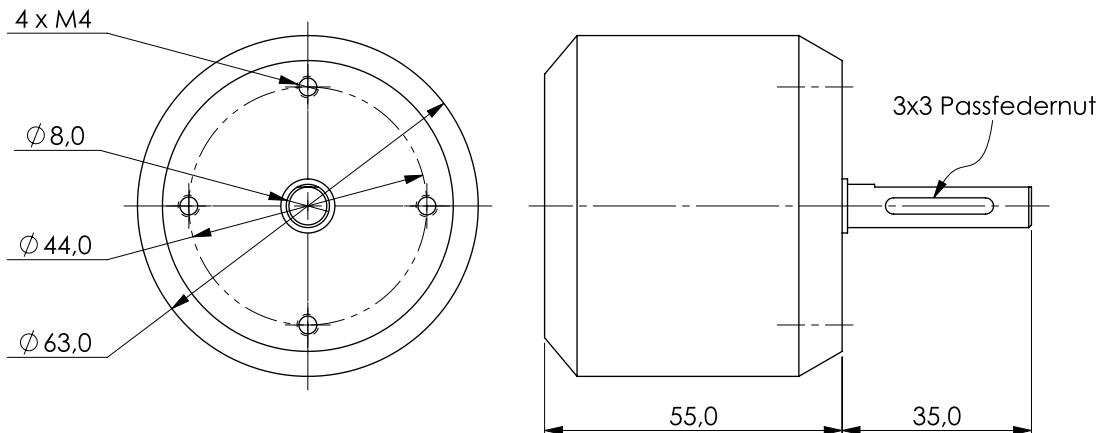


Abbildung 4.2: Relevante Dimensionen des Motors *TorqueBoards* 6355 190KV.

4.1 Transmission

Um das Drehmoment von der Motorwelle auf die Rolle zu übertragen wurde ein Riemensystem mit *High Torque Drive*-Profil (HTD) in Zahnteilung 5M gewählt. Seine vergleichsweise breite Zahnung bietet einen guten Kompromiss aus Flexibilität, Kraftübertrag und Effizienz [4]. Darüber hinaus sind entsprechende Riemen und Zahnscheiben günstig und gut erhältlich.

Um eine gegebenenfalls notwendige Untersetzung abzuschätzen, kann der Quotient aus Gl. (3.8) und Gl. (3.3) als Funktion von ζ aufgetragen werden. Erwünscht ist hier ein Wert $\gg 1$, mindestens aber = 1.

$$\frac{T}{T_{Hang}} = \frac{8,27 \cdot I_{Motor} \cdot \zeta}{K_V \cdot m \cdot g \cdot \sin \left(\arctan \left(\frac{\zeta}{100\%} \right) \right)} \quad (4.1)$$

Daneben soll auch die erwartete Maximalgeschwindigkeit nach Gl. (3.9) abgeschätzt werden. Einsetzen der bekannten Parameter und Randbedingungen aus Abschnitt 2.2 in Gl. (3.9) und Gl. (4.1) im Intervall $1 \leq \zeta \leq 3$ ist in Abb. 4.3 dargestellt. Zu sehen ist, dass mindestens $\zeta \approx 1,5$ erreicht werden muss um die Vorgaben erfüllen zu können. Da die Maximalgeschwindigkeit hier aber mit nahe 70 km für die Anwendung deutlich zu hoch liegt, wird $\zeta \approx 2,5$ gewählt.

¹Eigene Zeichnung mangels technischer Zeichnungen seitens des Herstellers. Alle Dimensionen wurden der Produktbeschreibung entnommen oder wo fehlend messtechnisch ergänzt.

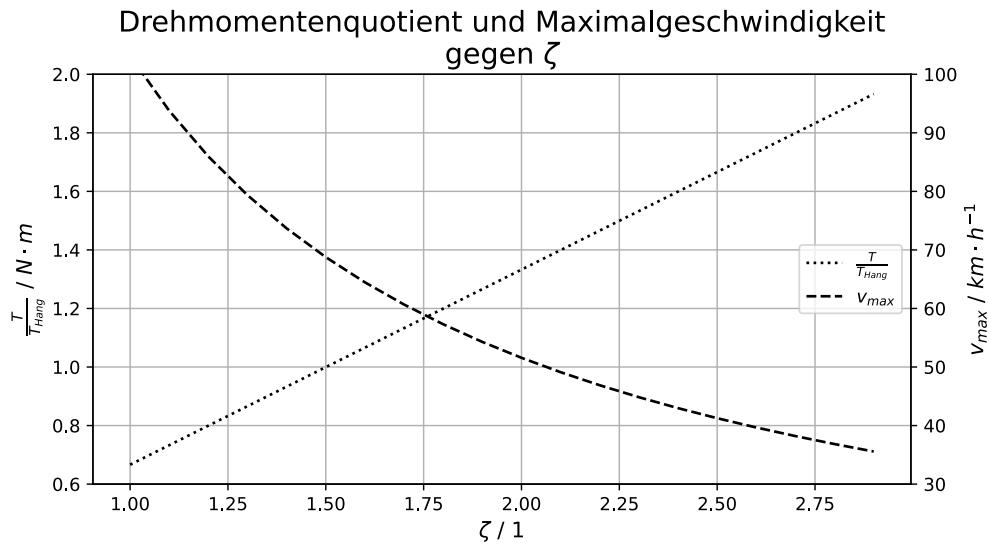
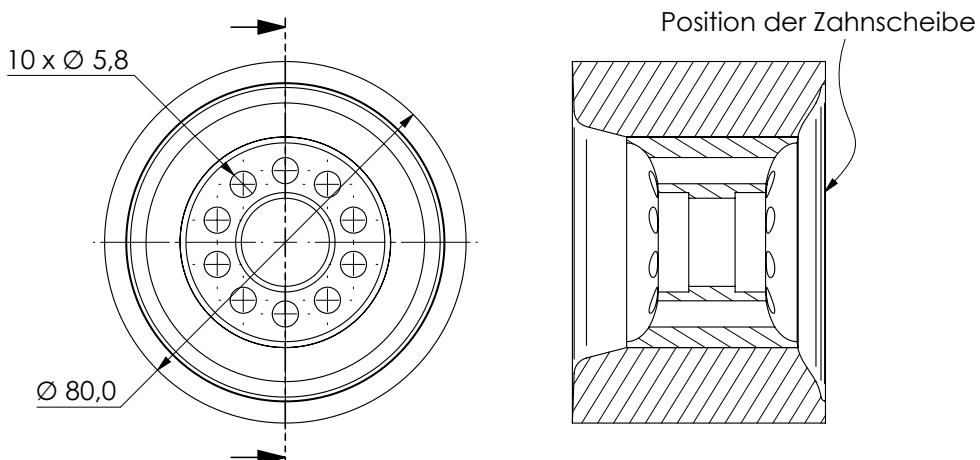


Abbildung 4.3: Plot

Da im Falle der HTD 5M Zahnung gilt, dass zu jedem Zeitpunkt zumindest sechs Zähne greifen müssen [7] und mit obigen Überlegungen die antriebsseitige Zahnscheibe kleiner gegenüber der getriebeseitigen sein muss, ergibt sich eine antriebsseitige Mindestzahnung, die wiederum Einfluss auf den Außendurchmesser des getriebeseitigen Zahnrades hat. Dieser darf den Durchmesser der Rolle abzüglich des zusätzlichen Auftrags des Riemens von 1,7 mm[4] nicht übersteigen, um im Betrieb Bodenkontakt des Riemens zu vermeiden. Während käuflich Zahnungen von 12 an aufwärts gelistet sind, bot sich aus Kostengründen eine Variante mit 15 Zähnen an. Gerundet auf $\zeta = 2,4$ ergibt sich so eine Zahnung von 36 für die Getriebeseite.

Auf der getriebenen Seite muss die Zahnscheibe kraftschlüssig mit der Rolle verbunden werden. So ist es wünschenswert, dass sich bereits durch die Bauart der Rollen eine einfache Installation anbietet. Verwendet werden hier 80 mm *Kegel* des Herstellers *Orangatang*. Sie besitzen einen Kern aus hartem Kunststoff mit 10 radial um ihre Hauptachse angeordneten Bohrungen von 5,8 mm Durchmesser (vgl. Abb. 4.4). Unter Zuhilfenahme einer Fühlerlehre, ermitteln der Maße und mehreren Iterationen im FDM-

Abbildung 4.4: Rück- und Schnittansicht der *Kegel* des Herstellers *Orangatang*. Die Zahnscheibe wird rückseitig auf der Rolle montiert.

Verfahren 3D-gedruckte Modelle konnten die inneren Profile der Rollen in ausreichender Genauigkeit so in ein CAD-Modell übertragen werden, dass daraus eine Passung für die getriebeseitige Zahnscheibe modelliert werden kann.

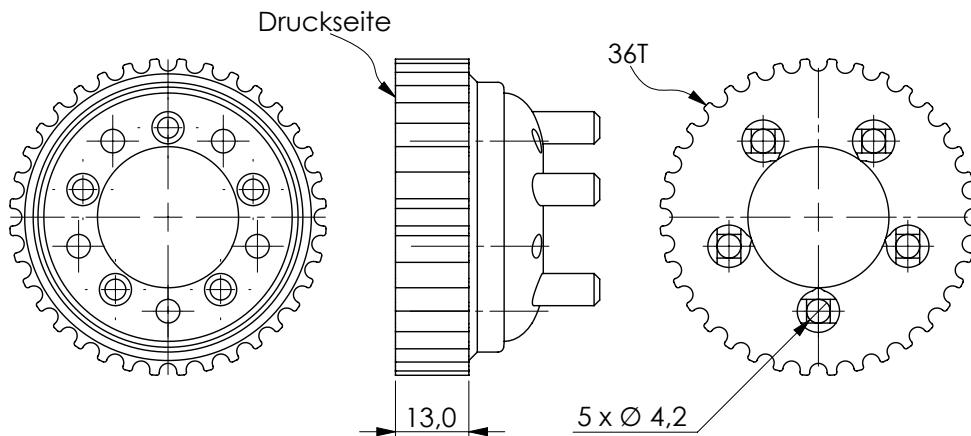


Abbildung 4.5: Zeichnung der modellierten Zahnscheibe. Zu erkennen sind alternierend fünf Bohrungen um jeweils M4 Schrauben aufnehmen zu können und fünf Führungsstifte für eine vereinfachte Montage.

Das Zahnungsprofil wurde aus einem OpenSCAD-Script[1] entnommen, um es unter Abgleich von Herstellerangaben[4, 5] im verwendeten CAD-Programm² nachzubilden. Das Produkt ist die in Abb. 4.5 gezeigte Zahnscheibe mit 36 Zähnen. Korrespondierend mit den vorhandenen Bohrungen der Rollen umgibt das zentrale Loch fünf Bohrungen mit Senkung um DIN 912 M4 Schrauben aufnehmen zu können. Die in den Zwischenräumen angeordneten Stifte dienen nicht der Kraftübertragung, sondern lediglich einer einfacheren Montage.

Wie in Abb. 4.6 zu sehen ist die Passform des Zahnungsprofils im direkten Vergleich zu einem Kaufteil (hier mit 44 Zähnen) hinreichend genau. Das Herstellungsverfahren lässt zwar etwas höhere Präzision zu, da aber im Betrieb ohnehin von abrasiven Effekten entlang der Zahnung ausgegangen wird, wurde im Sinne einer zügigeren Fertigung darauf verzichtet.



(a) CNC-gefrästes HTD-Profil auf Riemen.

(b) 3D-gedrucktes HTD-Profil auf Riemen.

Abbildung 4.6: Vergleich der Passform einer gekauften Zahnscheibe (44T) aus Aluminium und des 3D-gedruckten Modells (36T) mit einem Riemen.

Da die Schrauben mit Muttern gekontert werden sollen und die der Zahnscheibe gegenüberliegende Seite der Rollen ebenfalls ein konkav Profil aufweist wurde ein komplementäres Gegenstück – zu sehen in Abb. 4.7 – im oben beschriebenen Prozess modelliert. Wie auch die Zahnscheibe enthält die Konterscheibe fünf Bohrungen und fünf Führungsstifte und soll möglichst exakt dem inneren Profil der Rollen anliegen.

Aus Kostengründen und einfacherem Zugang zu den Betriebsmitteln wurde sich entschieden, die funktionalen Versionen der getriebeseitige Zahnscheibe und Konterscheibe ebenfalls im 3D-Druck-Verfahren

²Hier SolidWorks.

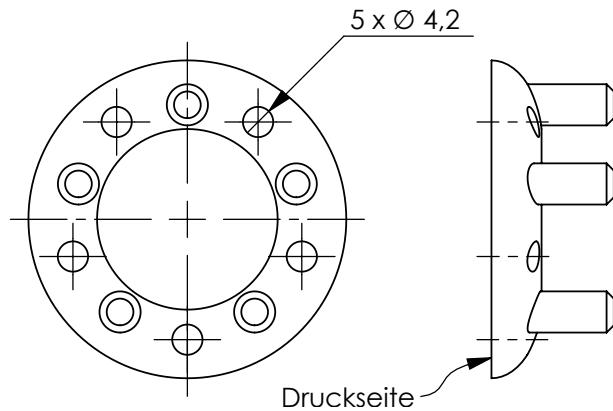


Abbildung 4.7: Zeichnung des Gegenstücks der Zahnscheibe um eine ebene Fläche für die Muttern zur Verfügung zu stellen.

aus ABS selbst herzustellen. Es ist zwar zu erwarten, dass die Zahnscheiben gegenüber aus Aluminium gefrästen Komponenten bezüglich Verschleiß und Festigkeit deutlich unterliegen, durch das gewählte Fertigungsverfahren lassen sich allerdings schnell, unkompliziert und günstig Ersatzteile herstellen. Darüber hinaus ist an dieser Stelle nicht mit einem plötzlichen Totalversagen der Materialintegrität zu rechnen.

Zur Auswahl des Riemens ist schließlich neben der Breite die Zahnung zu beachten. Ein vergrößerter Mittelpunktabstand beider Zahnscheiben erhöht grundsätzlich die Anzahl greifender Zähne, allerdings fällt dieser Effekt mit zunehmendem Abstand schnell ab. Es wurde ein Abstand so gewählt, dass zu jeder Zeit ein Zahn mehr als gefordert greift. Mit Zahnungen von 36T für die Antriebsseite, 15T getriebeseitig und dieser Vorgabe wurde eine Riemenzahnung von 275T gewählt. Die Riemenbreite wurde arbiträr auf 12 mm und damit das breiteste käuflich erhältliche Maß festgelegt, dass konstruktiv umsetzbar ist. Abbildung 4.8 zeigt schematisch das System beider Zahnscheiben und Riemen.

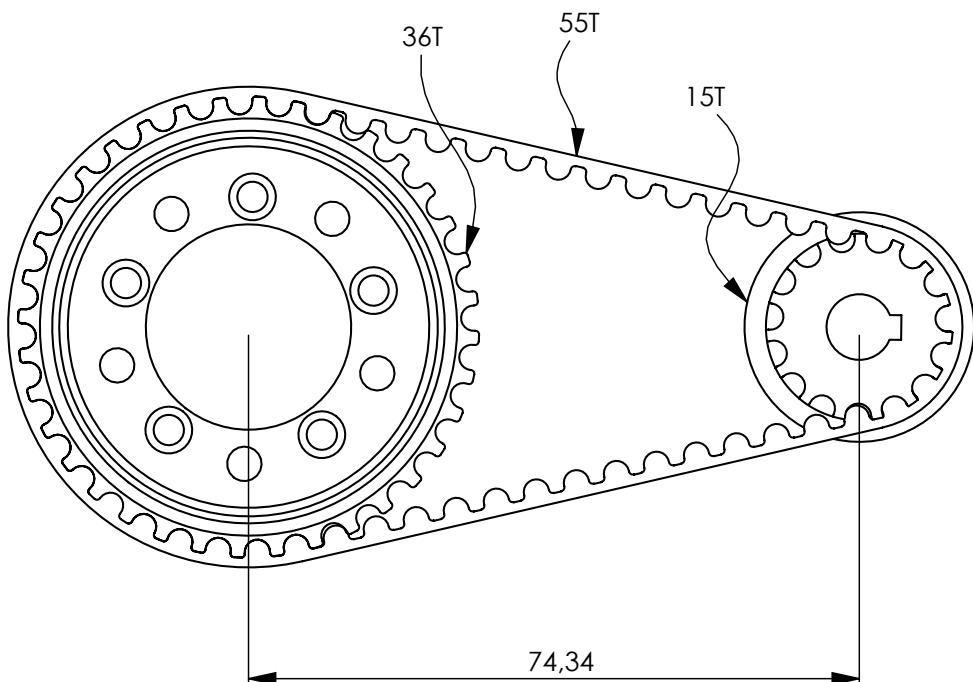


Abbildung 4.8: Mittelpunktabstand zwischen antriebs- und getriebeseitigen Zahnscheiben bei einem Zahnriemen mit 55 Zähnen.

4.2 Motorbefestigung

Die Verbindung zwischen Motor und Hanger wird in zwei Teilen hergestellt: eine Scheibe, die formschlüssig Verdrehen um die Hangerachse und durch Verspannen reibschlüssig Verschieben entlang der Hangerachse verhindert. Abbildung 4.9 zeigt eine Zeichnung der Scheibe mit allen relevanten Dimensionen. Erkennbar ist mittig eine Aussparung in Form des Profils des CALIBER II Hanger mit senkrechter Nut, um durch eine M5 Schraube an den beiden flachen Flanken des Hanger angespannt werden zu können. Kreisförmig um die Rollachse des Hanger befinden sich sechs M4-Durchgangsbohrungen um flach

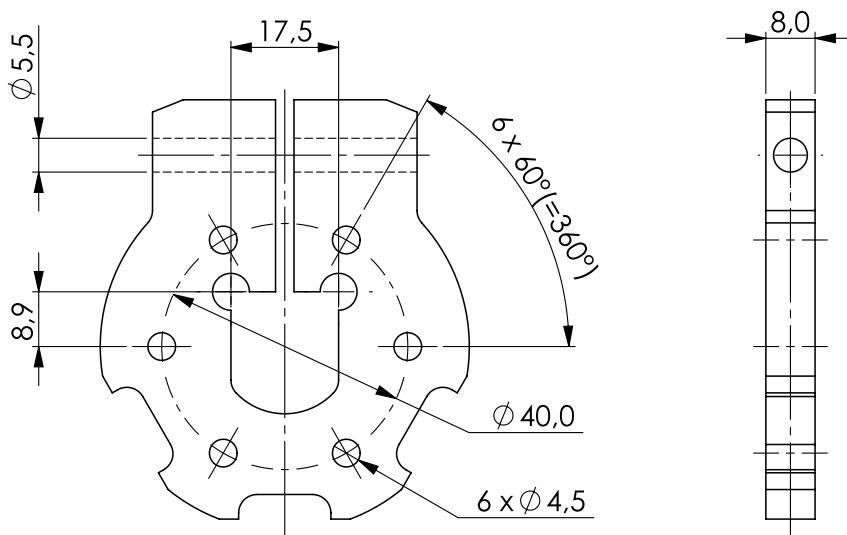


Abbildung 4.9: Scheibe zur Montage der Motorhalterung am Hanger.

anliegend die Motorscheibe anbringen zu können. Die drei Aussparungen entlang des äußeren Bogens sollen später Platz bieten, um Querverbindungen zwischen Scheibenpaaren anbringen zu können. Diese wiederum erfüllen einerseits den Zweck einer mechanischen Kopplung und damit einer Lastverteilung zwischen den Scheiben, andererseits wirken sie als Käfig zum Schutz der Motoren vor groben Schäden während der Fahrt wie etwa durch umherfliegendes Geröll oder Kontakt mit Bodenunebenheiten.

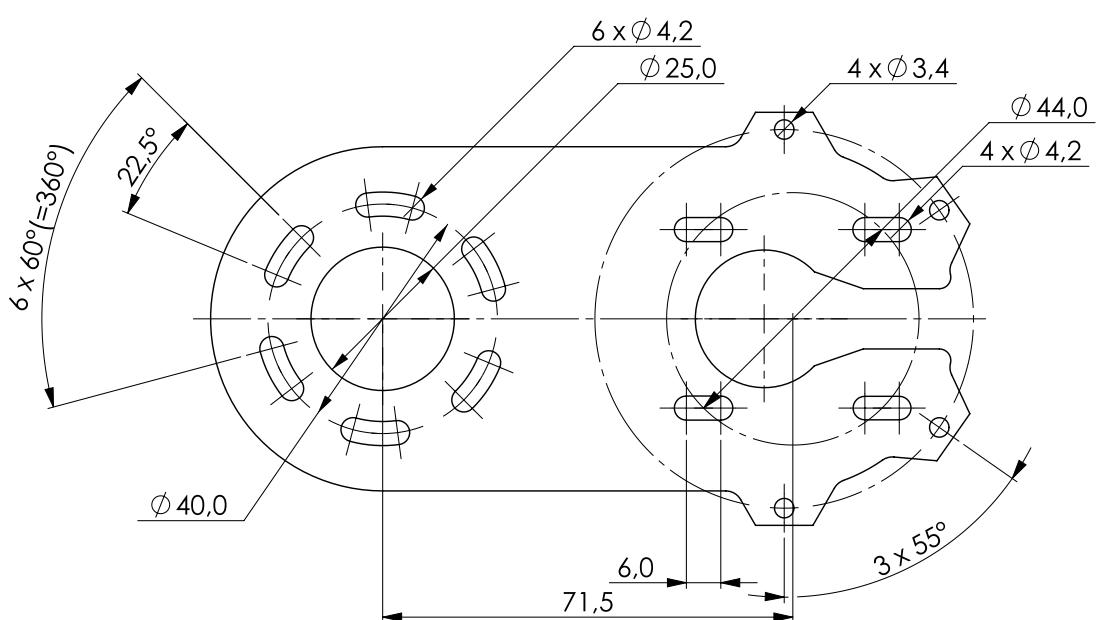


Abbildung 4.10: Verbindungsplatte zwischen Motor und Hangerscheibe. Wichtigste Merkmale: links radial um die Rollachse angeordnete Langlöcher zur Feinjustage des Montagewinkels. Rechts entlang der Längssachse der Platte ausgerichtete Langlöcher zur Justage der Riemenspannung.

Die komplementäre Komponente ist eine Platte, die, flach an die Hangerscheibe angeschraubt, eine steife Verbindung zwischen Hanger und Motor bildet. In Abb. 4.10 links befinden sich radial um die Rollachse angeordnet sechs Langlöcher zur Montage an der Hangerscheibe. Da der gesamte Aufbau sich unterhalb des Decks befinden wird, ist es wichtig ein Optimum zwischen Bodenabstand und Distanz zum Deck zu finden. Um auch nach Zusammenbau die Abstände nachjustieren zu können, kann der Anstellwinkel innerhalb eines Winkels von $22,5^\circ$ so auf einfache Weise angepasst werden. Rechts befinden sich vier weitere Langlöcher von 6 mm Länge zur Befestigung des Motors. Hier dienen die Langlöcher der Möglichkeit nach Zusammenbau durch Variation des Abstandes von Roll- zu Motorachse die Riemenspannung nachjustieren zu können.

Vier Bohrungen durch die äußeren Erhebungen um die Motorachse herum sollen es später ermöglichen bei Bedarf einen Riemenschutz anbringen zu können. Die Erhebungen selbst sollen den Zweck eines Puffermaterials im Falle eines Bodenkontaktes erfüllen.

5 Elektronik

Die verwendeten ESC sind in der Lage die rückwirkende elektromotirische Kraft (rEMK) – eine während des Betriebes in den Wicklungen des Motors erzeugte und seiner Drehrichtung entgegenwirkenden Spannung – zu Messen und zur Positionsbestimmung des Rotors zu nutzen. Gegenüber eines trapezoidalen Phasenstromes können die Motorwicklungen so sinusoidal bestromt werden was wiederum geringere elektrische Verluste und ein gleichmäßigeres Drehmomentprofil während eines Umlaufes und damit einen sanfteren und geräuschärmeren Motorlauf verspricht. Prinzipbedingt steigt die Amplitude der rEMK mit der Drehzahl des Motors was wiederum die Messung und damit die Positionsbestimmung im niedrigen Drehzahlbereich erschwert während sie im Stillstand unmöglich wird. Um ein exaktes Feedback der Rotorposition an die Steuerelektronik unabhängig der rEMK zu ermöglichen, verfügen die ausgewählten Motoren über integrierte Hall-Effekt-Sensoren. Im höheren Drehzahlbereich verschwinden ihre Vorteile zwar zunehmend, liefern jedoch die Möglichkeit eines äußerst sanften Anlaufes aus dem Stillstand heraus.

Die ab Werk unterminierten Sensorenleitungen wurden im Sinne einer Staub- und Spritzwassergeschützen Durchführung in das GFK-Gehäuse über eine Kabelbrücke mit den ESC verbunden. Die Kabelbrücke wurde aus 30AWG¹ flexibler Silikonleitung mit einem 6-Pin JST-PH Konnektor ESC-seitig und einem 3x2 Molex Micro-Fit 3.0 Konnektor motorseitig gefertigt (vgl. Abb. 5.1). Für den motorseitigen Anschluss wurde eine entsprechende Öffnung in das Gehäuse geschnitten und der Konnektor mit Epoxidharz dauerhaft und dicht verbunden. Die Anordnung der Sensoren spielt an dieser Stelle eine untergeordnete Rolle, da sie vor Inbetriebnahme softwareseitig konfiguriert werden können. Es wird lediglich darauf geachtet, dass die Anordnung beider Motoren identisch bleibt. Zur Durchführung der Phasenleitungen werden je Motor drei Löcher in das Gehäuse gebohrt und mit Gummiösen versehen.



Abbildung 5.1: Links ein 3x2-Pin Molex Micro-Fit 3.0 Konnektor, rechts ein 6-Pin JST-PH zur Verbindung mit dem ESC.

¹Entspricht etwa 0,25 mm².

6 Evaluation

Im Folgenden sollen die mechanische Integrität und Performance des Systems mit Respekt auf die in Abschnitt 2.2 formulierten Rahmenbedingungen diskutiert werden. Im Vorfeld wurden mehrere Testfahrten auf urbanem Untergrund Untergrund und entlang verschiedener Steigungen durchgeführt. Zurückgelegte Distanz und mittlere, sowie maximale Geschwindigkeit wurden mittels Navigationssoftware und GPS gemessen. Da aus Sicherheitsgründen einige Testläufe auf der Werkbank durchgeführt wurden, Messungen per GPS jedoch eine tatsächliche Bewegung im freien zwingend erforderlich machen wurden zusätzlich Logginginformationen der ESC ausgelesen um aus Umdrehungen pro Minute und Anzahl der Umdrehungen die gleichen Informationen ermitteln zu können.

Tabelle 6.1: tablecaption

Parameter	Wert
Positiver Motorstrom	80 A
Negativer Motorstrom	20 A
Negativer Batteriestrom	60 A
Positiver Batteriestrom	12 A
Maximale Leistung	2000 W
Maximale eRPM	50 000

Abbildung 6.1 zeigt den Gesamtaufbau des Systems mit zwei Motoren, den Unterbaugruppen der Motorhalterungen, den Riemen, die Rollen und den hinteren Truck. Von den Riemen verdeckt an den Rollen befinden sich die Zahnscheiben.



Abbildung 6.1: Fertiger Aufbau des Antriebssystems nach etwa 50 km Testfahrt durch urbanes Terrain.

6.1 Performance

Im Leerlauf wurde zunächst auf der Werkbank die tatsächliche Maximalgeschwindigkeit mit der theoretischen verglichen.



(a) Ungenutzte Druckteile.



(b) Zustand der Druckteile nach einigen Testfahrten.

Abbildung 6.2: Links: die finale und zum Zeitpunkt des Verfassens dieses Dokumentes noch verbaute Version. Rechts: der Zustand des ersten funktionalen Prototypes nach etwa 100 km Testfahrt. Neben zu erwartender Verschmutzung sei insbesondere auf das Fehlen der Führungsstifte zu achten. Das Zahnprofil und die Komponenten als ganze weisen darüber hinaus jedoch keinerlei Anzeichen von Materialversagen auf.

7 Zusammenfassung

Abbildungsverzeichnis

2.1	Grundlegender Aufbau eines Longboards	2
2.2	Explosionsansicht eines der Trucks	3
2.3	Montage der Rollen an der Achse des Hanger	4
2.4	Der verbaute Lithium-Ionen Zellverband	5
2.5	Eingesetzte ESC	6
3.1	Skizze aller wirkenden Kräfte bei einer Fahrt Hangaufwärts	8
4.1	Gegenüberstellung von Inrunner und Outrunner	10
4.2	Relevante Dimensionen des Motors <i>TorqueBoards 6355 190KV.</i>	11
4.3	Plot	12
4.4	Rück- und Schnittansicht der <i>Kegel</i> des Herstellers <i>Orangatang</i>	12
4.5	Zeichnung der modellierten Zahnscheibe	13
4.6	Vergleich der Passform einer gekauften Zahnscheibe (44T) aus Aluminium und des 3D-gedruckten Modells (36T) mit einem Riemen.	13
4.7	Zeichnung des Gegenstücks der Zahnscheibe	14
4.8	Mittelpunktabstand zwischen antriebs- und getriebeseitigen Zahnscheiben	14
4.9	Scheibe zur Montage der Motorhalterung am Hanger	15
4.10	Verbindungsplatte zwischen Motor und Hangerscheibe	15
5.1	Hall-Sensoren Konnektoren	17
6.1	Fertiger Aufbau des Antriebssystems	18
6.2	Vergleich der gedruckten Zahn- und Konterscheiben vor und nach mehreren Testfahrten	19

Tabellenverzeichnis

2.1	Zellspezifikationen SAMSUNG INR18650-30Q	5
4.1	Motorspezifikationen <i>TorqueBoards 6355 190KV</i>	11
6.1	tablecaption	18

Anhang

Literatur

- [1] “droftarts”. *Parametric pulley - lots of tooth profiles*. 2012. URL: <https://www.thingiverse.com/thing:16627> (besucht am 02. 08. 2022).
- [2] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. *Bundesgesetzblatt*. Hrsg. von Bundesanzeiger Verlag. 14. 06. 2019. URL: https://www.bgb.de/xaver/bgb/start.xav?startbk=Bundesanzeiger_BGBI&jumpTo=bgb119s0753.pdf (besucht am 17. 07. 2022).
- [3] Demtröder, Wolfgang. *Experimentalphysik 1. Mechanik und Wärme*. ger. 8. Aufl. 2018. Springer-Lehrbuch. Demtröder, Wolfgang (VerfasserIn). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. 468 S. ISBN: 978-3-662-54847-9. URL: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-epflicht-1576335>.
- [4] Gates Corporation. *Gates Industrial Power Transmission. Produktkatalog*. Version 2021. URL: <https://www.gates.com/content/dam/gates/home/knowledge-center/resource-library/catalogs/industrial-power-transmission-catalogue-de-de.pdf> (besucht am 11. 08. 2022).
- [5] Gates Corporation. *POWERGRIP® GT®3 Drive Design manual*. 2014. URL: https://www.gates.com/content/dam/gates/home/knowledge-center/resource-library/catalogs/powergripdrivedesignmanual_17195_2014.pdf (besucht am 16. 07. 2022).
- [6] Joner, Emrik. *How Brushless Motors Work and How to Test Them*. Hrsg. von Tyto Robotics Inc. 19. 08. 2021. URL: <https://www.tytorobotics.com/blogs/articles/how-brushless-motors-work> (besucht am 28. 07. 2022).
- [7] MAEDLER GmbH. *Catalogue 42*. Version Edition no. 1. 2021. URL: https://smarthost.maedler.de/files/Katalog42_EN.zip (besucht am 14. 07. 2022).
- [8] Meschede, Dieter, Hrsg. *Gerthsen Physik*. ger. 25. Auflage. Springer-Lehrbuch. Meschede, Dieter (HerausgeberIn) Gerthsen, Christian (Sonstige Person, Familie und Körperschaft) Vogel, Helmut (Sonstige Person, Familie und Körperschaft). Berlin und Heidelberg: Springer Spektrum, 2015. 1047 S. ISBN: 978-3-662-45977-5.
- [9] Ohm, Dal Y. *Dynamic model of PM synchronous motors*. Hrsg. von Drivetech, Inc., Blacksburg, Virginia. www. drivetech. com. 2000.
- [10] Statistisches Bundesamt. *Zahl der Haushalte mit E-Bikes hat sich seit 2015 fast verdreifacht. Pressemitteilung Nr. 375 vom 28. September 2020*. 28. 09. 2020. URL: https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemittelungen/2020/09/PD20_375_639.html (besucht am 23. 07. 2022).
- [11] Wan-Mook, Lim. *SPECIFICATION OF PRODUCT. Lithium-ion rechargeable cell for power tools Model name : INR18650-30Q*. Hrsg. von Samsung SDI Co., Ltd., Energy Business Division. Version v1.0. 02. 02. 2022. URL: <https://eu.nkon.nl/sk/k/30q-specs.pdf> (besucht am 26. 07. 2022).