

---

---

# KONZEPTION UND REALISIERUNG EINES ANTRIEBSSYSTEMS FÜR EIN ELEKTRISCHES LONGBOARD “MOTHERBOARD”

---

---

PROJEKTARBEIT

AUTOR

DENNIS HUNTER

HOCHSCHULE RHEINMAIN

FACHBEREICH INGENIEURWISSENSCHAFTEN

STUDIENBEREICH ANGEWANDTE PHYSIK & MEDIZINTECHNIK



20. SEPTEMBER 2022



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>II</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>IV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Konzeption</b>	<b>2</b>
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
<b>3 Theorie</b>	<b>8</b>
3.1 BLDC . . . . .	9
<b>4 Mechanik</b>	<b>10</b>
4.1 Transmission . . . . .	11
4.2 Motorbefestigung . . . . .	15
<b>5 Elektronik</b>	<b>18</b>
<b>6 Evaluation</b>	<b>19</b>
6.1 Performanz . . . . .	20
<b>7 Zusammenfassung</b>	<b>21</b>
<b>A Anhang</b>	<b>22</b>
<b>Literatur</b>	<b>23</b>

# 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	Quotient aus Strömungs- und Rollwiderstand als Funktion der Geschwindigkeit . . . . .	12
4.4	Am Hang wirkende Momente und Maximalgeschwindigkeit als Funktion von $\zeta$ . . . . .	13
4.5	Rück- und Schnittansicht der <i>Kegel</i> des Herstellers <i>Orangatang</i> . . . . .	13
4.6	Zeichnung der modellierten Zahnscheibe . . . . .	14
4.7	Vergleich der Passform einer gekauften Zahnscheibe (44T) aus Aluminium und des 3D-gedruckten Modells (36T) mit einem Riemen. . . . .	14
4.8	Zeichnung des Gegenstücks der Zahnscheibe . . . . .	15
4.9	Mittelpunktabstand zwischen antriebs- und getriebeseitigen Zahnscheiben . . . . .	15
4.10	Zange zur Montage der Motorhalterung am Hanger . . . . .	16
4.11	Verbindungsarm zwischen Motor und Hangerzange . . . . .	16
5.1	Hall-Sensoren Konnektoren . . . . .	18
6.1	Zeichnung des Gesamtaufbaus . . . . .	19
6.2	Fertiger Aufbau des Antriebssystems . . . . .	19
6.3	Vergleich der gedruckten Zahn- und Konterscheiben vor und nach mehreren Testfahrten . . . . .	20
A.1	Schaltplan der Leistungsendstufe des ESC . . . . .	22

# Tabellenverzeichnis

2.1	Zellspezifikationen SAMSUNG INR18650-30Q . . . . .	5
4.1	Motorspezifikationen <i>TorqueBoards 6355 190KV</i> . . . . .	11
4.2	Tabelle der verwendeten Werte zur Abschätzung des Strömungs- und Rollwiderstandes	12

# 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

$\mu_{\text{Roll}}$	Rollreibungskoeffizient	[m]
$\omega_{\text{max}}$	Maximaldrehzahl	$[\text{min}^{-1}]$
$\rho$	Gasdichte	$[\text{kg m}^{-3}]$
$\theta$	Hangneigungswinkel	[rad]
$\zeta$	Untersetzungsverhältnis	[1]

## Lateinische Zeichen

$A$	Fläche	$[\text{m}^2]$
$c_{\text{Luft}}$	Strömungswiderstandkoeffizient	[1]
$c_{\text{Roll}}$	Rollwiderstandkoeffizient	[1]
$F_{\text{Hang}}$	Hangabtriebskraft	[N]
$F_{\text{Roll}}$	Rollwiderstand	[N]
$F_{\text{Ström}}$	Strömungswiderstand	[N]
$g$	Erdbeschleunigung	$[\text{m s}^{-2}]$
$I_{\text{Motor}}$	Phasenstrom	[A]
$K_{\text{T}}$	Drehmomentkonstante	$[\text{Nm A}^{-1}]$
$K_{\text{V}}$	Drehzahlkonstante	$[\text{min}^{-1} \text{V}^{-1}]$
$m$	Masse	[kg]

$N_{\text{Motor}}$	Zähneanzahl antriebsseitig	[1]
$n_{\text{p}}$	Anzahl der Polpaare	[1]
$N_{\text{Rolle}}$	Zähneanzahl getriebeseitig	[1]
$r_{\text{Rolle}}$	Radius der Rollen	[m]
$T$	Drehmoment	[Nm]
$U_{\text{Bat}}$	Batteriespannung	[V]
$v$	Laterale Geschwindigkeit	[m s <sup>-1</sup> ]
$v_{\text{max}}$	Maximalgeschwindigkeit	[km h <sup>-1</sup> ]

**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 fortdauernder CO<sub>2</sub>-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 [1]. 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 [2].



## 2 Konzeption

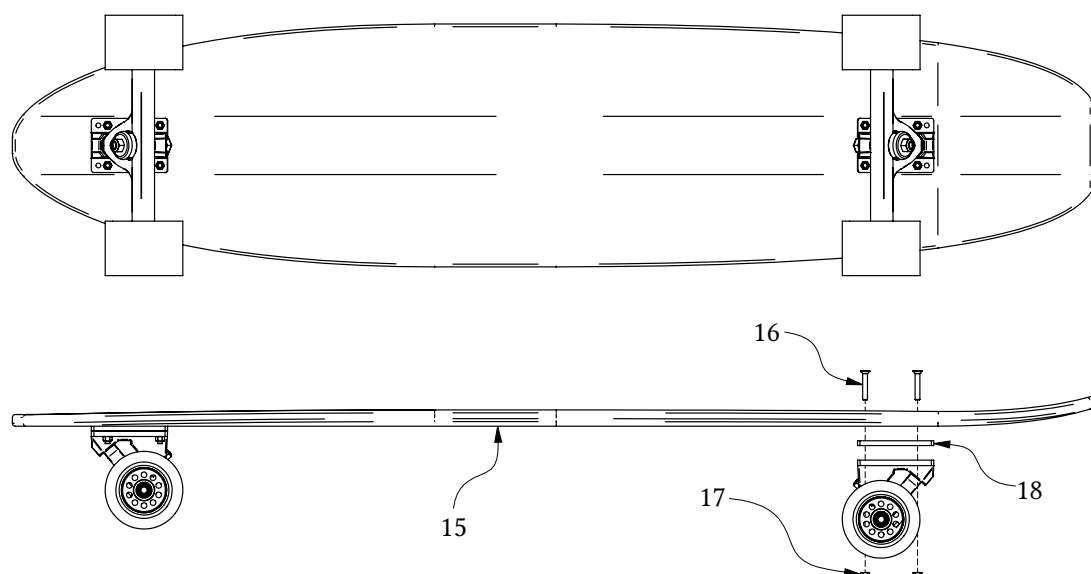
Um Konsistenz mit Literatur und Marktrecherchen sicherzustellen werden im Rahmen dieser Arbeit technische Begriffe aus der Skaterszene genutzt. Während Skateboarding einerseits keinesfalls als neuartiges Phänomen zu bezeichnen ist und andererseits in den vergangenen fünf Jahren eine Renaissance erlebt 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. Longboards<sup>1</sup> erläutert.

Das Antriebssystem soll in ein vorgegebenes, 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.



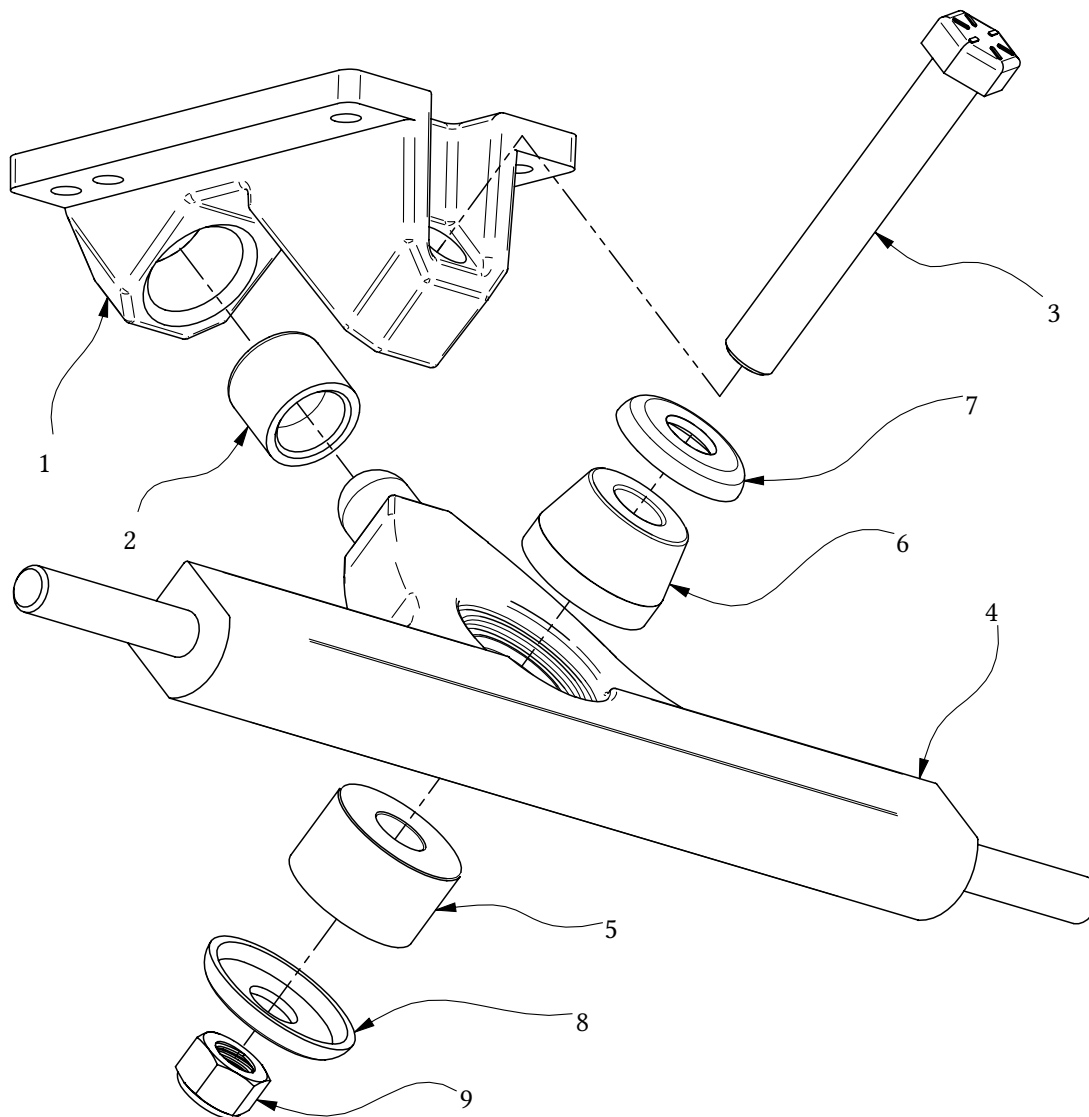
**Abbildung 2.1:** Grundlegender Aufbau eines Longboards. 15 Deck, 16 Truck Bolts, 17 Truck Bolt Nuts, 18 Riser Pad.

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

<sup>1</sup> Baulich 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 Tricks<sup>2</sup> positiv zu beeinflussen.

Meist kommt hier Schichtholz mit oder ohne eingearbeitetem Glas-, Aramid- oder Kohlefasergewebe zum Einsatz, es sind bisweilen aber auch exotischere Materialien wie Aluminium oder ABS<sup>3</sup> 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 flexiblem 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.



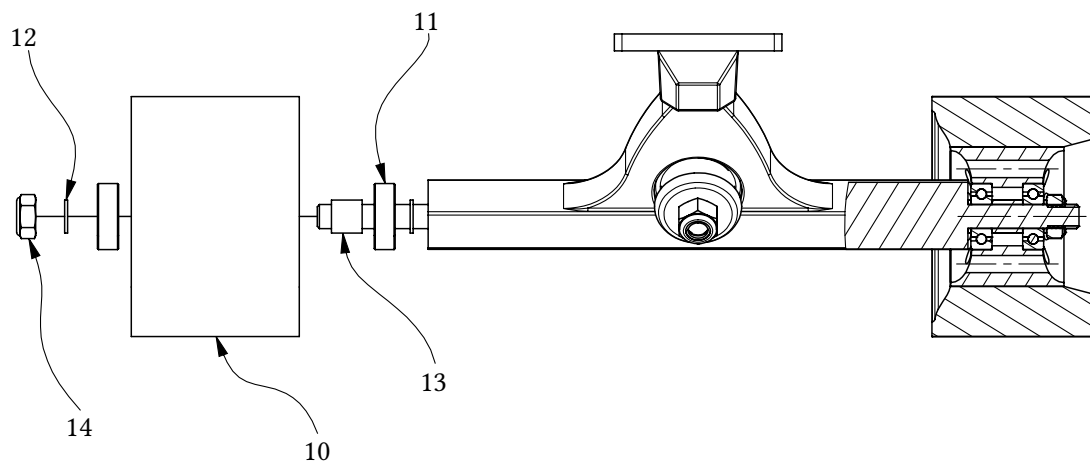
**Abbildung 2.2:** Aufbau eines der Trucks als Explosionsansicht exemplarisch an einem CALIBER II. Sichtbar sind hier: 1 Baseplate, 2 Pivot Cup, 3 Kingpin, 4 Hanger, 5 RS Bushing, 6 BS Bushing, 7 BS Washer, 8 RS Washer, 9 Kingpin Nut.

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

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

<sup>3</sup> Acrylnitrilbutadienstyrol.

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 POM<sup>4</sup> 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 abhängig ihrer Position merklich auf das Fahrgefühl und Lenkvermögen auswirken können<sup>5</sup>. Um die Lasten besser auf die Oberfläche der Bushings zu verteilen, werden üblicherweise tellerförmige Scheiben, die RS und BS Washer (7,8), auf der dem Hanger abgewandten Seite platziert.



**Abbildung 2.3:** Montage der Rollen an der Achse des Hangers. Links in explodierter und rechts in Schnittdarstellung. 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 aufnehmen 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  $\sim 1$  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 einer deutlich geringeren Länge von nur 1 mm. Letztlich werden alle Komponenten 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.

<sup>4</sup> Polyoxymethylen.

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

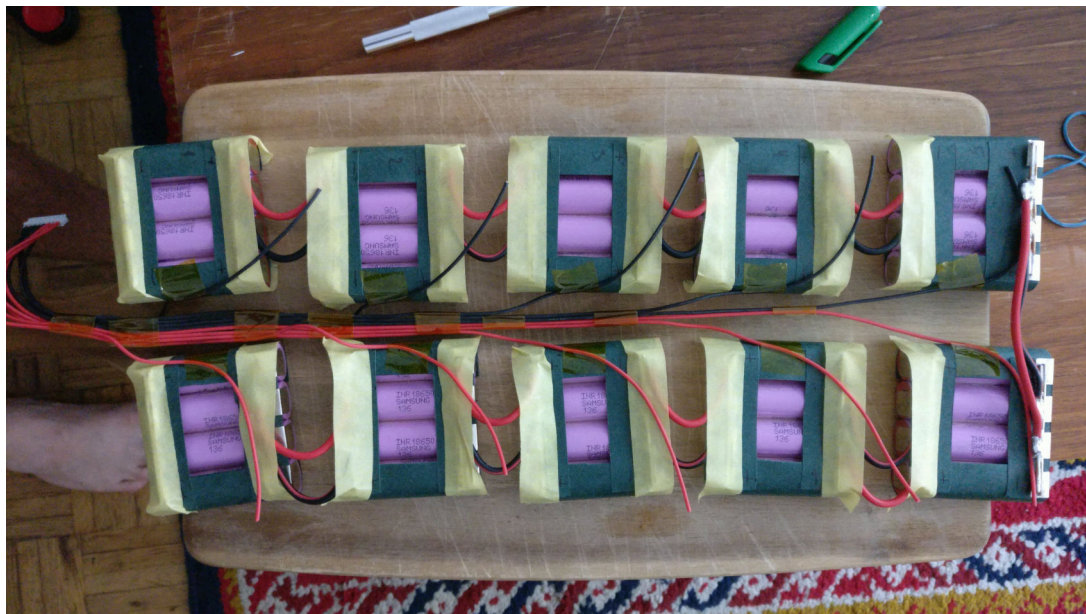
## 2.2.1 Bestehendes System

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 [3]). 10S4P meint hier jeweils vier

**Tabelle 2.1:** Zellspezifikationen SAMSUNG INR18650-30Q [3].

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  $\sim 425$  Wh bei einem maximalen Dauerentladestrom von 60 A.

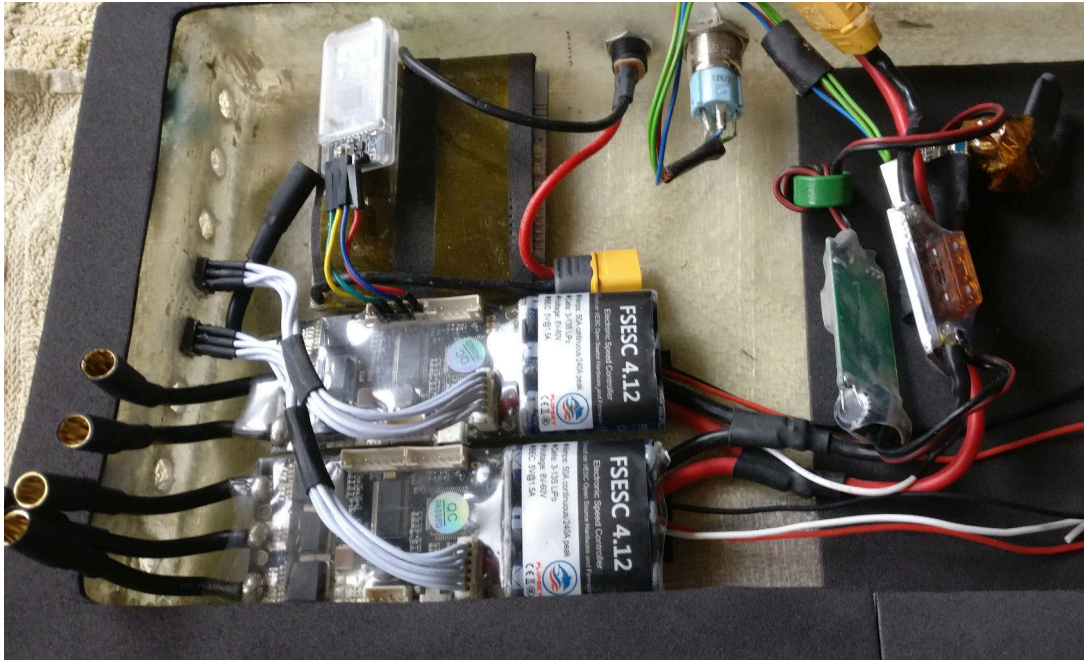


**Abbildung 2.4:** Der verbaute Lithium-Ionen Zellverband. Zu erkennen sind die 10 Sub-Zellen bestehend aus jeweils vier Einzelzellen.

Das Drehmoment soll durch Elektromotoren erzeugt werden, die von zwei *Elektronischen Speed Controllern* (ESC) des Typs FS ESC 4.12<sup>6</sup> 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 Schleifkontakten effizienter, bieten eine höhere Leistungsdichte und sind bauartbedingt unempfindlich gegenüber Nässe<sup>7</sup>.

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

<sup>7</sup> Je 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  $\sim 5$  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  $\sim 100$  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  $25 \text{ km h}^{-1}$  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

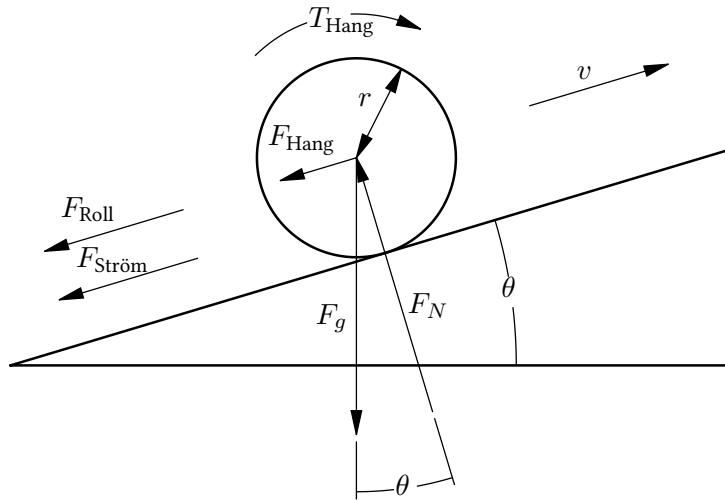
Die mechanische Gesamtleistung, die vom System auf den Boden übertragen werden muss, ist die Summe unterschiedlicher Einzelfaktoren. Neben der erforderlichen Leistung, um die träge Masse von Maschine und Pilot aus dem Stand auf eine gewünschte Geschwindigkeit zu beschleunigen, müssen zusätzliche Reserven 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  $\theta$  ist gegeben durch:

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

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

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



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

Der Rollwiderstand wird beschrieben durch:

$$F_{\text{Roll}} = m \cdot g \cdot c_{\text{Roll}} \quad (3.3)$$

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

Die durch Reibung bei Durchgang eines Körpers durch ein fluides Medium (hier Luft) verursachte, der Bewegung entgegen gerichtete Kraft errechnet sich aus:

$$F_{\text{Ström}} = \frac{1}{2} \cdot c_{\text{Ström}} \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \quad (3.4)$$

Nun lässt sich mit bekanntem Radius der Rolle und unter Berücksichtigung von Gl. (3.2) bis (3.4) für das rückwirkende Drehmoment schreiben:

$$\begin{aligned} T_{\text{Hang}} &= (F_{\text{Hang}} + F_{\text{Roll}} + F_{\text{Ström}}) \cdot r \\ &= \left[ m \cdot g \left( \sin\left(\arctan\left(\frac{\angle}{100\%}\right)\right) + c_{\text{Roll}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot c_{\text{Ström}} \cdot v^2 \right] \cdot r \end{aligned} \quad (3.5)$$

### 3.1 BLDC

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  $\text{Nm A}^{-1}$ . Der Tatsache Rechnung getragen, dass die Drehzahlkonstante üblicherweise in  $\text{min}^{-1}$  angegeben wird, überführt der Faktor  $\frac{60}{2\pi}$  in  $\text{rad s}^{-1}$ . Der Faktor  $\frac{3}{2}$  entspricht  $|3 \cos(120^\circ)|$  [4, 5, 6].

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

Die mechanische Untersetzung sei:

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

Das vom System erzeugte, verlustfreie Drehmoment errechnet sich mit:

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

Die theoretische Maximaldrehzahl und, mit bekanntem Umfang der Rollen, Maximalgeschwindigkeit unter Vernachlässigung von elektrischen und thermischen Verlusten ergeben sich zu:

$$\omega_{\text{max}} = K_V \cdot U_{\text{Bat}} \quad (3.9)$$

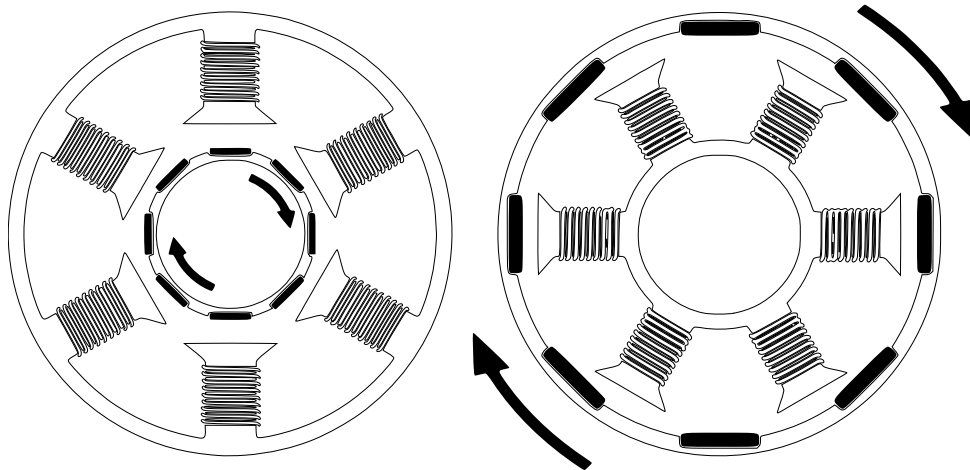
und

$$v_{\text{max}} = K_V \cdot U_{\text{Bat}} \cdot 2\pi r_{\text{Rolle}} \cdot \frac{0,06}{\zeta} \quad (3.10)$$



## 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, zweitens 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 [9].

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.

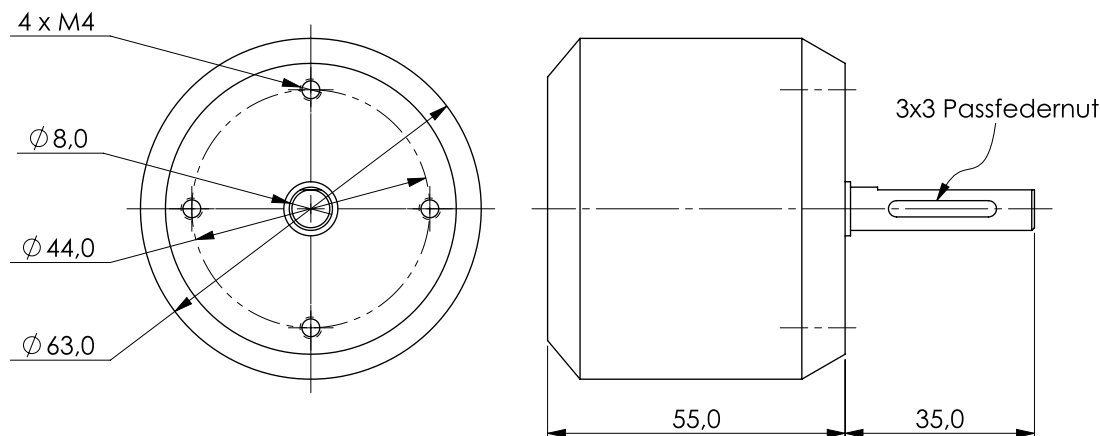
Um Zuverlässigkeit des Systems auch an heißen Sommertagen sicherzustellen, ist es notwendig, thermisches Versagen der Motoren aufgrund von elektrischen Verlusten innerhalb der Motoren und physikalischer Nähe zum erhitzten Asphalt in Betracht zu ziehen. Mit Blick auf vergleichsweise marginale Kostensteigerungen 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 äußeren Dimensionen können Abb. 4.2 entnommen werden<sup>1</sup>.

**Tabelle 4.1:** Motorspezifikationen *TorqueBoards 6355 190KV*.

Charakteristik	Spezifikationen
Maximale Leistung	2500 kW
Maximaler Phasenstrom	80 A
Maximale Spannung	43,2 V
$K_V$	$190 \text{ min}^{-1} \text{ V}^{-1}$

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

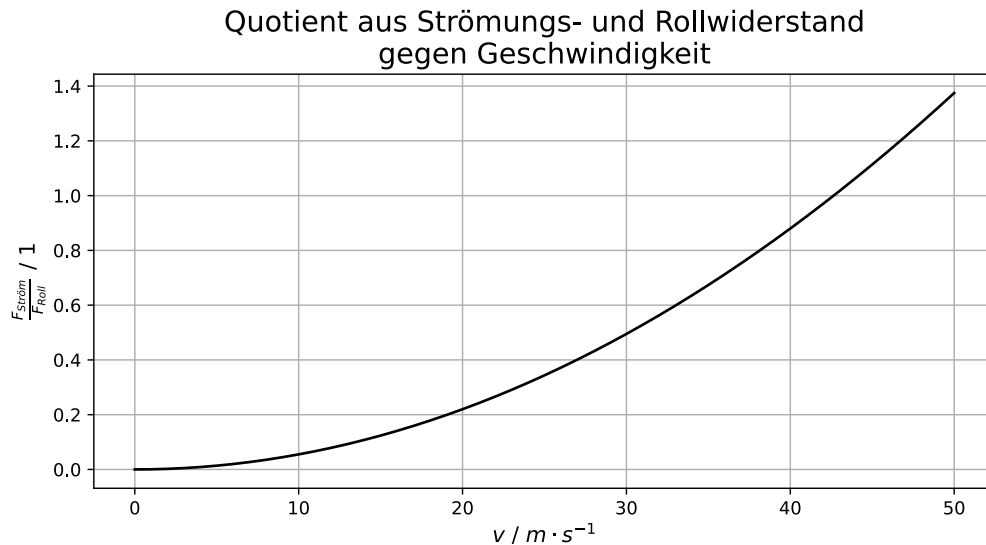
Im Kontext dieser Arbeit sind zwei Situationen von Interesse: Fahrt auf flacher Strecke mit geringerer Anforderung an Drehmoment, jedoch erhöhtem Interesse an der Maximalgeschwindigkeit und Fahrt hangaufwärts mit reduzierter Geschwindigkeit und entsprechend höheren Anforderungen an das abrufbare Drehmoment. Aufgrund des quadratischen Zusammenhangs des Strömungswiderstands mit der Geschwindigkeit nach Gl. (3.4) ist der  $F_{\text{Ström}}$  zuzuordnende Anteil im zweiten Fall zu vernachlässigen.

Um abschätzen zu können, bei welcher Geschwindigkeit der Strömungswiderstand gegenüber dem Rollwiderstand relevant wird, ist in Abb. 4.3 das Verhältnis beider Kräfte über der Geschwindigkeit in  $\text{km h}^{-1}$  aufgetragen. Ab einer Geschwindigkeit von etwa  $42 \text{ km h}^{-1}$  beginnt der Strömungswiderstand zu dominieren. Des Weiteren wird die Annahme getroffen, dass bei  $10 \text{ km h}^{-1}$ , was etwa doppelter Schrittgeschwindigkeit<sup>2</sup> entspricht, der Beitrag des Strömungswiderstandes nahezu verschwindet. Die verwendeten Werte sind Tabelle 4.2 zu entnehmen [10, 11].

Um eine gegebenenfalls notwendige Untersetzung abzuschätzen, kann der Quotient aus Gl. (3.8) und

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

<sup>2</sup> "Schrittgeschwindigkeit" ist kein wohl definierter Begriff. Onlinerecherchen lieferten Werte im Bereich  $5 \text{ km h}^{-1}$  bis  $7 \text{ km h}^{-1}$ .



**Abbildung 4.3:** Quotient aus Strömungs- und Rollwiderstand als Funktion der Geschwindigkeit. Erst ab einer Geschwindigkeit von etwa  $42 \text{ km h}^{-1}$  dominiert der Strömungswiderstand. Bei niedrigen Geschwindigkeiten ist er gegenüber dem Rollwiderstand zu vernachlässigen.

Gl. (3.5) als Funktion von  $\zeta$  aufgetragen werden. Erwünscht ist hier ein Wert  $\gg 1$ , mindestens aber  $= 1$ .

$$\frac{T}{T_{\text{Hang}}} = \frac{8,27 \cdot I_{\text{Motor}} \cdot \zeta}{K_V \left[ m \cdot g \left( \sin \left( \arctan \left( \frac{\zeta}{100} \right) \right) + c_{\text{Roll}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot c_{\text{Ström}} \cdot v^2 \right] \cdot r} \quad (4.1)$$

Daneben soll auch die erwartete Maximalgeschwindigkeit nach Gl. (3.10) abgeschätzt werden. Einsetzen der bekannten Parameter und Randbedingungen aus Abschnitt 2.2 in Gl. (3.10) und Gl. (4.1) im Intervall  $1 \leq \zeta \leq 3$  ist in Abb. 4.4 dargestellt. Zu sehen ist, dass mindestens  $\zeta \approx 2,2$  erreicht werden muss um die Vorgaben erfüllen zu können. Um Reserve zu schaffen wird arbiträr  $\zeta = 2,4$  gewählt.

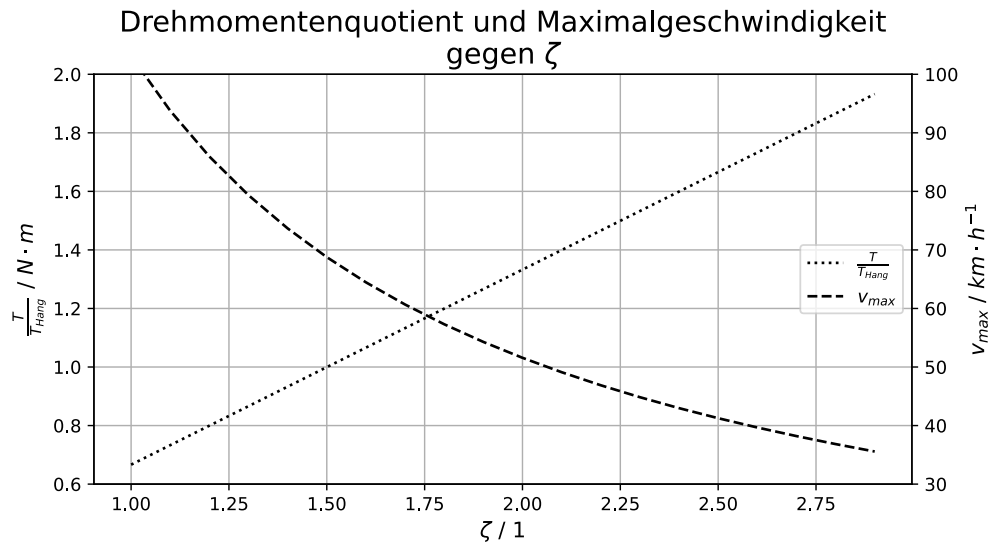
**Tabelle 4.2:** Tabelle der verwendeten Werte zur Abschätzung des Strömungs- und Rollwiderstandes.

Größe	Wert
$A^a$	$0,293 \text{ m}^2$
$c_{\text{Roll}}$	$0,022$
$c_{\text{Ström}}^a$	$0,872$
$\rho$	$1,204 \text{ kg m}^{-3}$

<sup>a</sup> Arithmetisches Mittel aus Tabelle 1 in [10]

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 [12]. Darüber hinaus sind entsprechende Riemen und Zahnscheiben günstig und gut erhältlich.

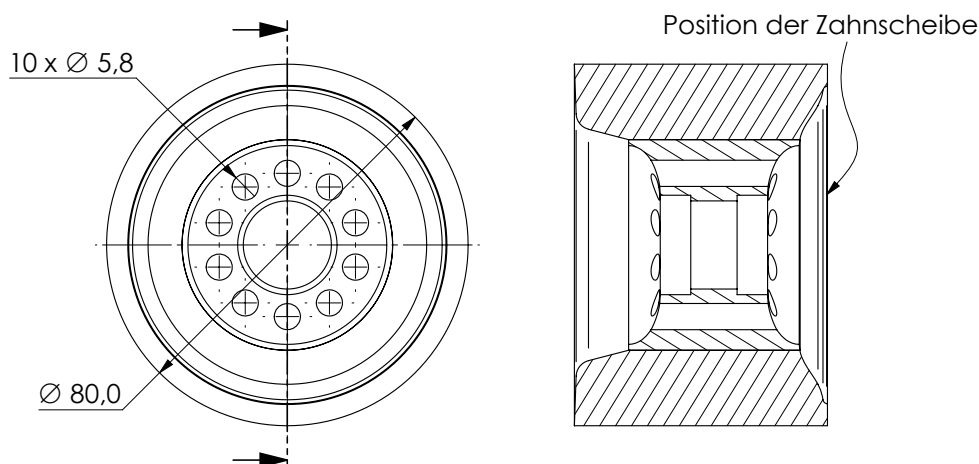
Da im Falle der HTD 5M Zahnung gilt, dass zu jedem Zeitpunkt zumindest sechs Zähne greifen müssen [13] und mit obigen Überlegungen die antriebsseitige Zahnscheibe kleiner gegenüber der getriebeseitigen sein muss, ergibt sich eine antriebsseitige Mindestzahnung, die wiederum Einfluss auf den Außendurchmesser des getriebeseitigen Zahnrades hat. Dieser darf den Durchmesser der Rolle abzüglich des zusätzlichen Auftrags des Riemens von  $1,7 \text{ mm}$  [12] nicht übersteigen, um im Betrieb Bodenkontakt des Riemens zu vermeiden. Während käuflich Zahnungen von 12T an aufwärts gelistet sind, bot sich aus Kostengründen eine Variante mit 15 Zähnen an. Mit  $\zeta = 2,4$  ergibt sich so eine



**Abbildung 4.4:** Am Hang wirkende Momente und Maximalgeschwindigkeit als Funktion von  $\zeta$ .

Zahnung von 36T für die Getriebeseite mit einem theoretischen Stillstanddrehmoment an den Rollen von 3,13 Nm.

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. 4.5). Unter Zuhilfenahme einer Fühlerlehre, ermitteln der Maße und mehreren Iterationen im FDM-

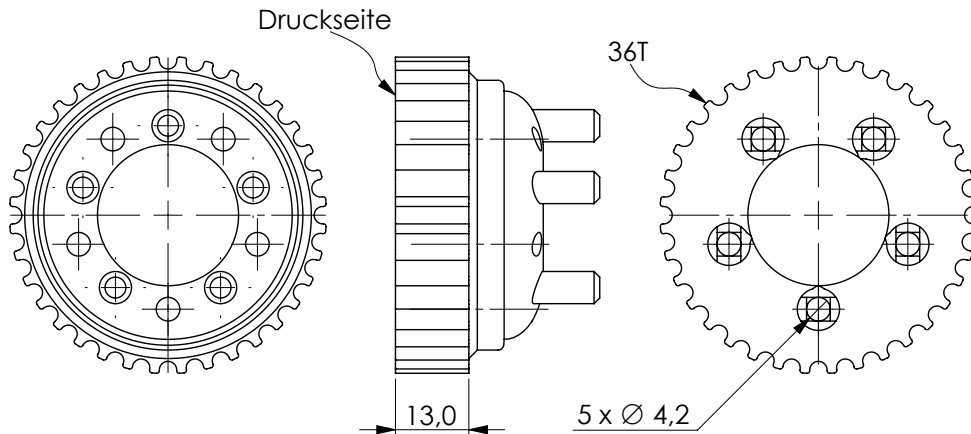


**Abbildung 4.5:** Rück- und Schnittansicht der *Kegel* des Herstellers *Orangatang*. Die Zahnscheibe wird rückseitig auf der Rolle montiert.

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.

Das Zahnungsprofil wurde aus einem OpenSCAD-Script[14] entnommen, um es unter Abgleich von Herstellerangaben[12, 15] im verwendeten CAD-Programm<sup>3</sup> nachzubilden. Das Produkt ist die in Abb. 4.6 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

<sup>3</sup> Hier SolidWorks.



**Abbildung 4.6:** Zeichnung der modellierten Zahnscheibe. Zu erkennen sind alternierend fünf Bohrungen um jeweils M4 Schrauben aufnehmen zu können und fünf Führungsstifte für eine vereinfachte Montage.

können. Die in den Zwischenräumen angeordneten Stifte dienen nicht der Kraftübertragung, sondern lediglich einer einfacheren Montage.

Wie in Abb. 4.7 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.

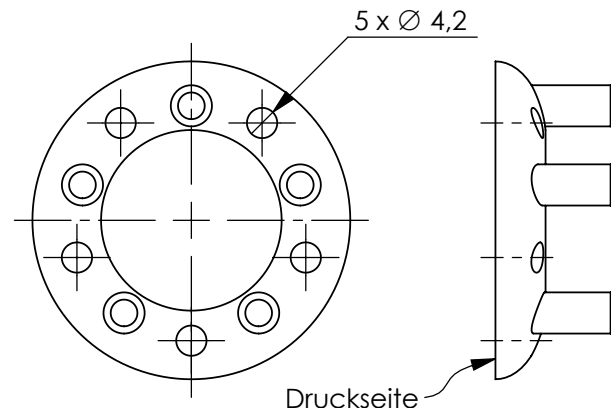


(b) 3D-gedrucktes HTD-Profil auf Riemen.

**Abbildung 4.7:** Vergleich der Passform einer gekauften Zahnscheibe (44T) aus Aluminium und des 3D-gedruckten Modells (36T) mit einem Riemen.

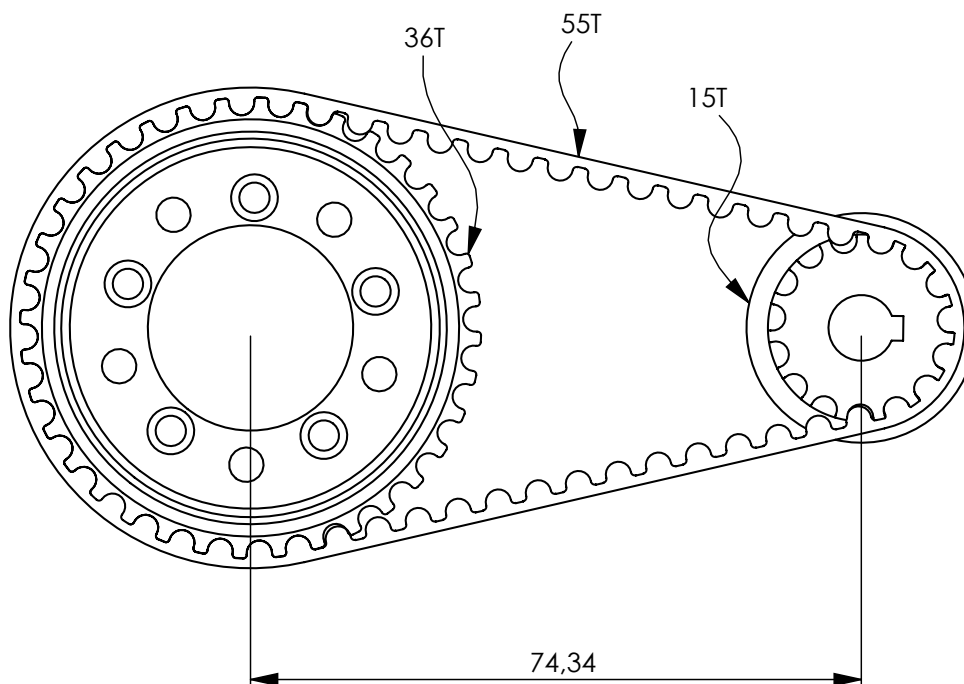
Da die Schrauben mit Muttern gekontert werden sollen und die der Zahnscheibe gegenüberliegende Seite der Rollen ebenfalls ein konkaves Profil aufweist, wurde ein komplementäres Gegenstück – zu sehen in Abb. 4.8 – im oben beschriebenen Prozess modelliert. Wie auch die Zahnscheibe enthält die Konterscheibe fünf Bohrungen und fünf Führungsstifte und soll möglichst exakt dem inneren Profil der Rollen anliegen.

Aus Kostengründen und einfachem Zugang zu den Betriebsmitteln wurde entschieden, die funktionalen Versionen der getriebeseitigen Zahn- und Konterscheibe ebenfalls im 3D-Druck-Verfahren 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.



**Abbildung 4.8:** Zeichnung des Gegenstücks der Zahnscheibe um eine ebene Fläche für die Muttern zur Verfügung zu stellen.

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 55T gewählt. Die Riemenbreite wurde arbiträr auf 12 mm und damit das breiteste käuflich erhältliche Maß festgelegt, dass konstruktiv umsetzbar ist. Abbildung 4.9 zeigt schematisch das System beider Zahnscheiben und Riemen.

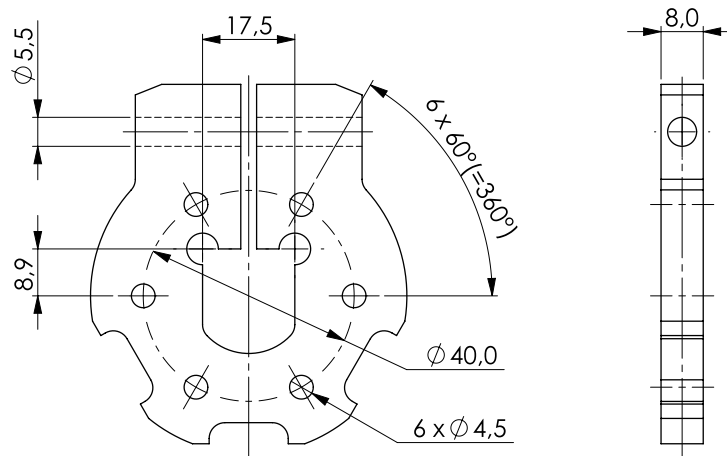


**Abbildung 4.9:** Mittelpunktabstand zwischen antriebs- und getriebeseitigen Zahnscheiben bei einem Zahnriemen mit 55 Zähnen.

## 4.2 Motorbefestigung

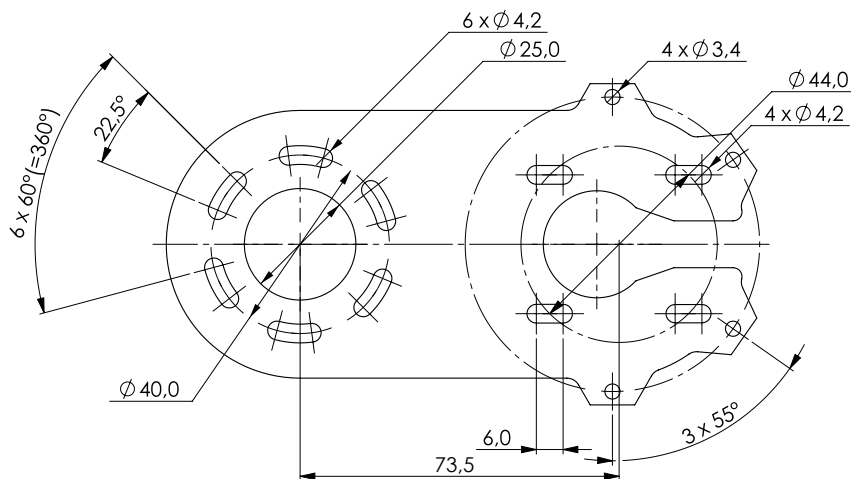
Die Verbindung zwischen Motor und Hanger wird in zwei Teilen hergestellt: eine Zange, die formschlüssig Verdrehen um die Hangerachse und durch Verspannen reibschlüssig Verschieben entlang der Hangerachse verhindert und ein Arm, der die Verbindung zwischen Zange und Motor herstellt. Kostenfreie Verfügbarkeit des Materials lässt die Werkstoffauswahl beider Komponenten auf Walzbleche der

Aluminiumlegierung AlMgSi0,5 bzw. EN AW 6060 fallen. Ihre Fertigung findet im CNC-Fräsvorgang statt.



**Abbildung 4.10:** Zange zur Montage der Motorhalterung am Hanger.

Abbildung 4.10 zeigt eine Zeichnung der Zange mit allen relevanten Dimensionen. Erkennbar ist mittig eine Aussparung in Form des Profils des CALIBER II Hangers mit 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 anliegend den Motorarm anbringen zu können. Drei Aussparungen entlang des äußeren Bogens sollen später Platz bieten, um Querverbindungen zwischen Armpaaren anbringen zu können. Sollte die Einspannung des Hangers in der Zange ein Driften entlang der bzw. Kippen gegen die Hangerachse nicht zuverlässig verhindern können, so sollen später an den drei Aussparungen entlang des äußeren Bogens Querverbindungen zwischen zwei gegenüberliegenden Zangen hergestellt werden können.



**Abbildung 4.11:** Verbindungsarm zwischen Motor und Hangerzange. Wichtigste Merkmale: links radial um die Rollachse angeordnete Langlöcher zur Feinjustage des Montagewinkels. Rechts entlang der Längsachse des Armes ausgerichtete Langlöcher zur Justage der Riemen Spannung.

Der Arm als komplementäre Komponente stellt, flach an die Zange angeschraubt, eine steife Verbindung zwischen Hanger und Motor her. In Abb. 4.11 links befinden sich radial um die Rollachse angeordnet sechs Langlöcher zur Montage an der Zange. Da der gesamte Aufbau sich unterhalb des Decks befinden wird, ist es wichtig bezüglich der Motoren ein Optimum zwischen Bodenabstand und Distanz zum Deck zu finden. Um auch nach Zusammenbau die Abstände nachjustieren zu können, kann der Anstellwinkel des Armes 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. Nach Abb. 4.9 ist mit der in Abschnitt 4.1 beschriebenen Konfiguration ein theoretischer Mittelpunktabstand von  $\approx 74,34$  mm zu erwarten. Der Mittelpunktabstand der Hangerachse und des Kreismittelpunktes der Langlöcher zur Motorbefestigung wurde mit 73,5 mm so gewählt, dass bei einer Länge der Langlöcher von 6 mm sowohl Ein- und Ausbau des Riemens, als auch adäquate Riemenspannung sichergestellt ist.

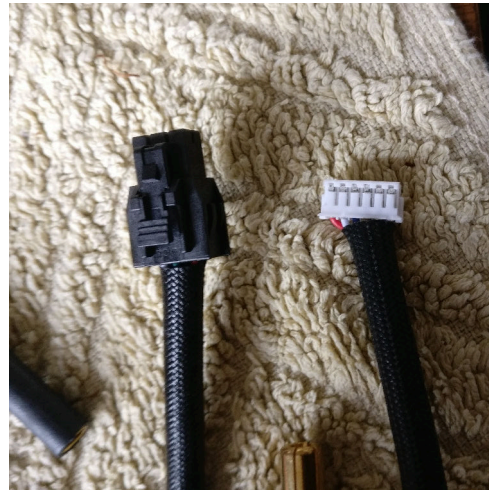
Vier Bohrungen durch die äußeren Erhebungen um die Motorachse herum sollen es später ermöglichen bei Bedarf einen Riemenschutz anbringen zu können. Die Erhebungen selbst sollen den Zweck eines Puffermaterial im Falle eines Bodenkontaktes erfüllen.



## 5 Elektronik

Die verwendeten ESC sind in der Lage die rückwirkende elektromotorische 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. Konsequenterweise wird so 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 Spritzwassergeschützten Durchführung in das GFK-Gehäuse über eine Kabelbrücke mit den ESC verbunden. Die Kabelbrücke wurde aus 30AWG<sup>1</sup> 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.

Die hardwareseitige Leistungsstufe ist als Doppel-H-Brücke implementiert und in Abb. A.1 gezeigt. Um den Rotor um einen Winkel  $360^\circ$  dividiert durch die Anzahl der Polpaare  $n_p$  zu drehen, muss ein voller Kommutationszyklus durchgeführt werden, was im Folgenden einer elektrischen Umdrehung entsprechen soll. Die Anzahl elektrischer Umdrehungen je Minute bei gegebener mechanischer Drehzahl des Rotors sei somit gegeben durch:

$$ERPM = \omega \cdot n_p \quad (5.1)$$

Die Maximalgeschwindigkeit skaliert somit direkt proportional mit  $ERPM$  nach

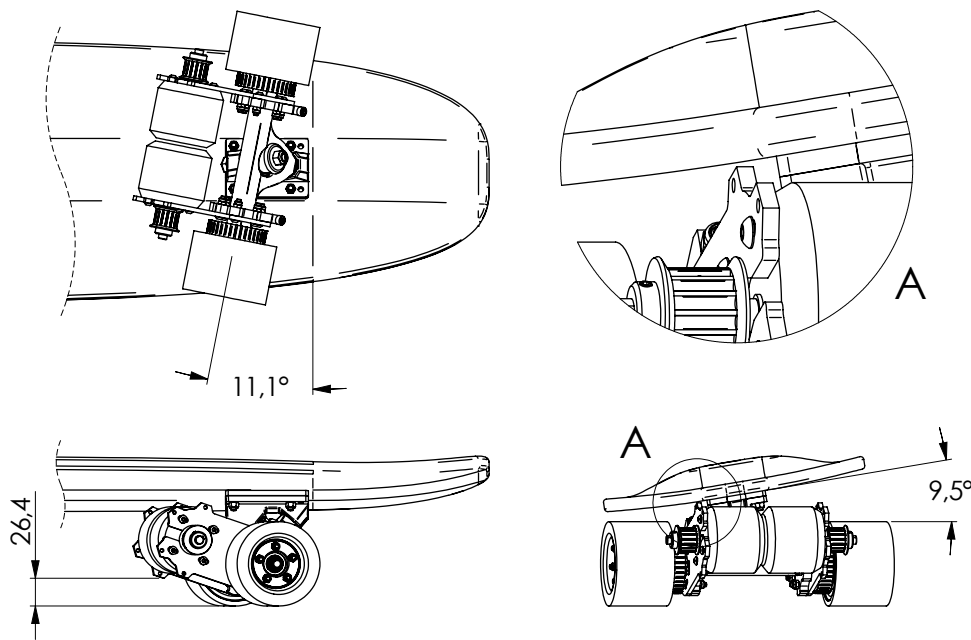
$$v_{\max} = \frac{ERPM \cdot 2\pi \cdot r}{n_p \cdot \zeta} \quad (5.2)$$

Die Konfigurationssoftware der ESC lässt zu, dass ein oberer Grenzwert für  $ERPM$  und damit unmittelbar für die Maximalgeschwindigkeit definiert werden kann.

<sup>1</sup>Entspricht etwa  $0,25 \text{ mm}^2$ .

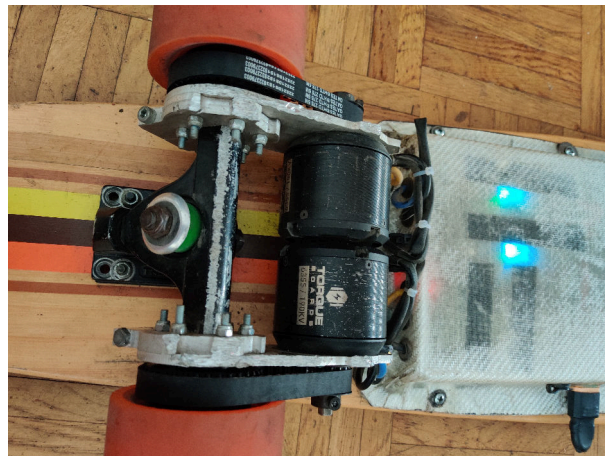
## 6 Evaluation

Im Folgenden sollen die mechanische Integrität und Performanz des Systems mit Respekt auf die in Abschnitt 2.2 formulierten Rahmenbedingungen diskutiert werden. Im Vorfeld wurden mehrere Testfahrten auf urbanem Untergrund und entlang verschiedener Steigungen durchgeführt. Insgesamt wurde die verbaute Batterie hierbei dreimal von 42 V (voll geladen) herunter auf 31 V (10 % Restkapazität) entladen. Zurückgelegte Distanz und mittlere, sowie maximale Geschwindigkeit wurden mittels Navigationssoftware und GPS gemessen. Abbildung 6.1 zeigt eine Zeichnung des Gesamtaufbaus des Systems



**Abbildung 6.1:** Zeichnung des Gesamtaufbaus montiert als Hinterachse.

mit zwei Motoren, den Unterbaugruppen der Motorhalterungen, den Rollen und den Truck montiert an der Heckseite des Decks in geneigter Position. Zum Vergleich ist der reale Aufbau in Abb. 6.2 zu sehen.



**Abbildung 6.2:** Fertiger Aufbau des Antriebssystems nach etwa 100 km Testfahrt durch urbanes Terrain.

## 6.1 Performanz

Während mehrerer Testfahrten wurde das Drehmoment auf einer Strecke von etwa 250 m entlang eines Hanges mit einer maximalen Steigung von 7,5 % auf gepflastertem Untergrund getestet. Während das System aus dem Stand heraus nur schwer in der Lage ist zu beschleunigen, ist es ohne weiteres möglich mit moderater Anfangsgeschwindigkeit die Steigung zu überwinden.

Die Geschwindigkeitstests wurden entlang einer frisch asphaltierten, ebenen Strecke durchgeführt. Die theoretische Maximalgeschwindigkeit konnte hier aus Sicherheitsgründen nicht erreicht werden. Ab etwa  $20 \text{ km h}^{-1}$  wird das System zunehmend instabil und beginnt zu oszillieren. Via Software wurde nach Gl. (5.2) die maximale Geschwindigkeit auf  $25 \text{ km h}^{-1}$  begrenzt, welche im Rahmen der durchgeführten Tests problemlos erreicht werden konnte.



(a) Ungenutzte Druckteile.

(b) Zustand der Druckteile nach einigen Testfahrten.

**Abbildung 6.3:** (a) Die finale und zum Zeitpunkt des Verfassens dieses Dokumentes noch verbaute Version. (b) 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**

## A Anhang

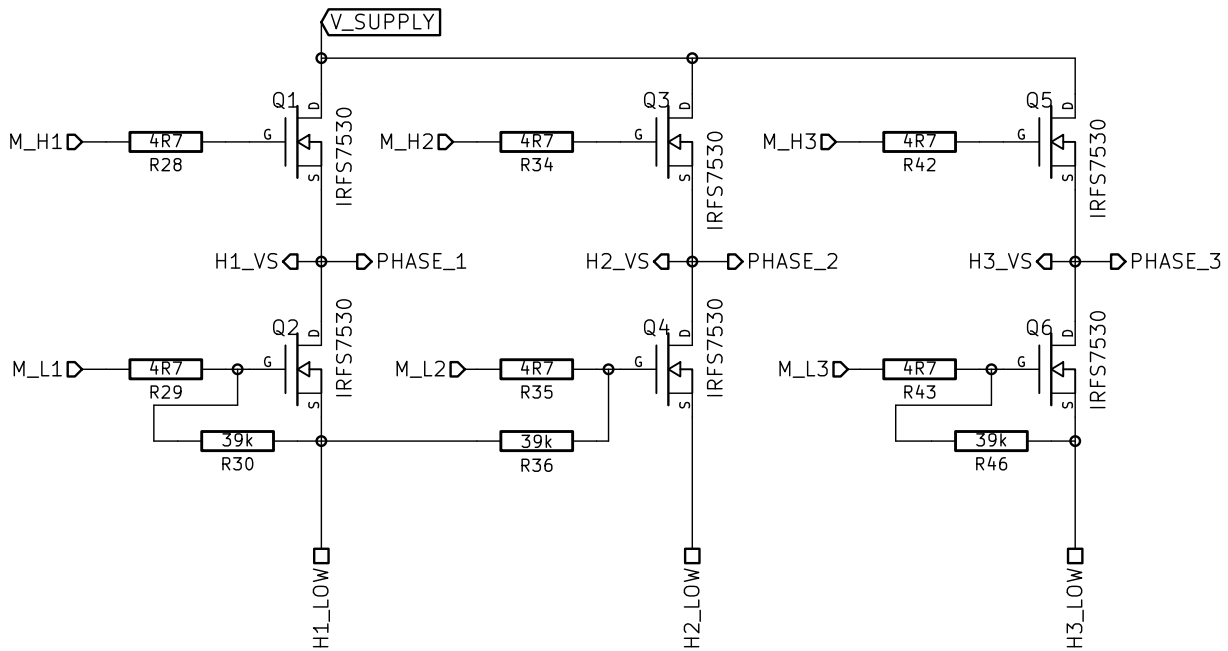


Abbildung A.1: Schaltplan der Leistungsendstufe des ESC[16].

## Literatur

- [1] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. „Bundesgesetzblatt.“ Verlag, B., Hrsg. (14. 06. 2019), Adresse: [http://www.bgbl.de/xaver/bgbl/start.xav?startbk=Bundesanzeiger\\_BGBL&jumpTo=bgbl119s0753.pdf](http://www.bgbl.de/xaver/bgbl/start.xav?startbk=Bundesanzeiger_BGBL&jumpTo=bgbl119s0753.pdf) (besucht am 17. 07. 2022).
- [2] Statistisches Bundesamt. „Zahl der Haushalte mit E-Bikes hat sich seit 2015 fast verdreifacht, Pressemitteilung Nr. 375 vom 28. September 2020.“ (28. 09. 2020), Adresse: [https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2020/09/PD20\\_375\\_639.html](https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2020/09/PD20_375_639.html) (besucht am 23. 07. 2022).
- [3] Wan-Mook, L., *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. Adresse: <https://eu.nkon.nl/sk/k/30q-specs.pdf> (besucht am 26. 07. 2022).
- [4] Mevey, J. R., „Sensorless Field Oriented Control of Brushless Permanent Magnet Synchronous Motors“, Magisterarb., Kansas State University, 2009. Adresse: <https://krex.k-state.edu/dspace/bits/tream/handle/2097/1507/JamesMevey2009.pdf> (besucht am 12. 09. 2022).
- [5] Ohm, D. Y., „Dynamic Model of PM Synchronous Motors“, Drivotech Inc., Blacksburg, Virginia, Techn. Ber., 2000.
- [6] Yedamal, P., „AN885, Brushless DC (BLDC) Motor Fundamentals“, Microchip Technology Inc., Techn. Ber., 2003. Adresse: <http://ww1.microchip.com/downloads/en/AppNotes/00885a.pdf> (besucht am 12. 09. 2022).
- [7] Meschede, D., 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.
- [8] Demtröder, W., *Experimentalphysik 1, Mechanik und Wärme* (Springer-Lehrbuch), ger, 8. Aufl. 2018. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018, 468 S., Demtröder, Wolfgang (VerfasserIn), ISBN: 978-3-662-54847-9. Adresse: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-epflicht-1576335>.
- [9] Joner, E. „How Brushless Motors Work and How to Test Them.“ Tyto Robotics Inc., Hrsg. (19. 08. 2021), Adresse: <https://www.tytorobotics.com/blogs/articles/how-brushless-motors-work> (besucht am 28. 07. 2022).
- [10] van Ingen Schenau, G., „The influence of air friction in speed skating“, *Journal of Biomechanics*, Jg. 15, Nr. 6, S. 449–458, 1982, ISSN: 0021-9290. DOI: [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(82\)90081-1](https://doi.org/10.1016/0021-9290(82)90081-1). Adresse: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0021929082900811>.
- [11] Waterman, N. und Crease, A., „Skateboards — a triumph of materials technology“, *International Journal of Materials in Engineering Applications*, Jg. 1, Nr. 1, S. 7–12, 1978, ISSN: 0141-5530. DOI: [https://doi.org/10.1016/0141-5530\(78\)90002-X](https://doi.org/10.1016/0141-5530(78)90002-X). Adresse: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/014155307890002X>.
- [12] Gates Corporation. „Gates Industrial Power Transmission, Produktkatalog.“ Version 2021. (), Adresse: <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).
- [13] MAEDLER GmbH. „Catalogue 42.“ Version Edition no. 1. (2021), Adresse: [https://smarthost.maedler.de/files/Katalog42\\_EN.zip](https://smarthost.maedler.de/files/Katalog42_EN.zip) (besucht am 14. 07. 2022).
- [14] „droftarts“. „Parametric pulley - lots of tooth profiles.“ (2012), Adresse: <https://www.thingiverse.com/thing:16627> (besucht am 02. 08. 2022).

- [15] Gates Corporation. „POWERGRIP® GT®3 Drive Design manual.“ (2014), Adresse: [https://www.gates.com/content/dam/gates/home/knowledge-center/resource-library/catalogs/powergripdrive/designmanual\\_17195\\_2014.pdf](https://www.gates.com/content/dam/gates/home/knowledge-center/resource-library/catalogs/powergripdrive/designmanual_17195_2014.pdf) (besucht am 16. 07. 2022).
- [16] Vedder, B. „VESC – Open Source ESC.“ (13. 03. 2016), Adresse: <https://github.com/vedderb/bldc-hardware> (besucht am 28. 07. 2022).