

---

---

# **Konzeption und Realisierung eines Antriebssystems für ein elektrisches Longboard**

## **“MotherBoard”**

---

---

PROJEKTARBEIT

AUTOR

DENNIS HUNTER

*HOCHSCHULE RHEINMAIN  
FACHBEREICH INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
STUDIENBEREICH ANGEWANDTE PHYSIK & MEDIZINTECHNIK*



## **Inhaltsverzeichnis**

# 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 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 [**Bundesgesetzblatt.2019**]. 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 [**zahl.der.ebikes.StatistischesBundesamt.2020.09.28**].

## 2 Konzeption

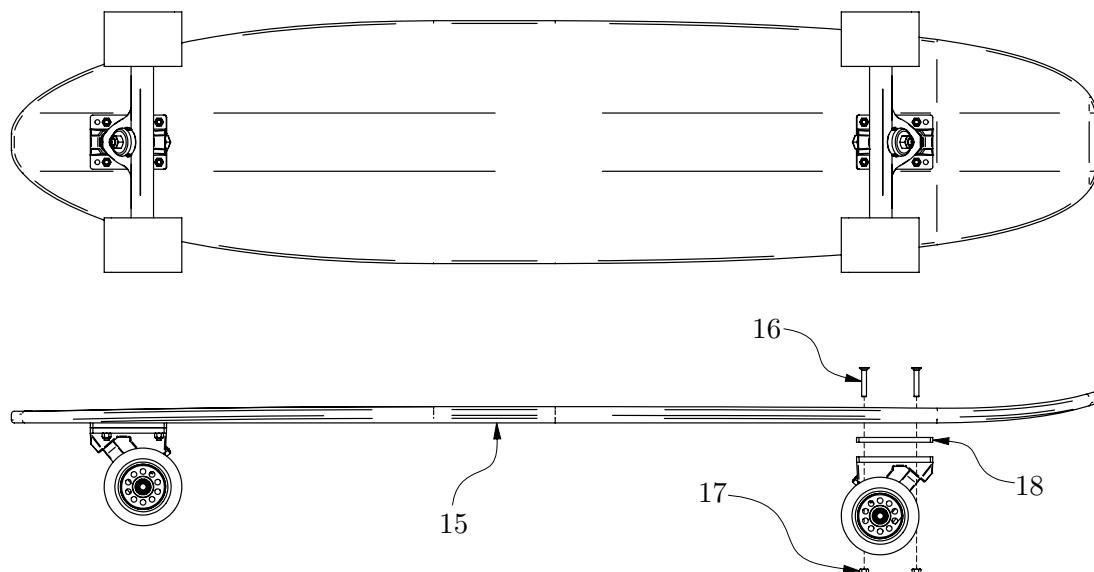
Um Konsistenz mit Literatur und Marktrecherchen sicherzustellen werden im Rahmen dieser Arbeit technische Begriffe aus der Skaterszene genutzt. Während *Skateboarding* einerseits keinesfalls als neuartiges Phänomen zu bezeichnen ist und andererseits in den vergangenen fünf Jahren eine Renaissance erlebt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



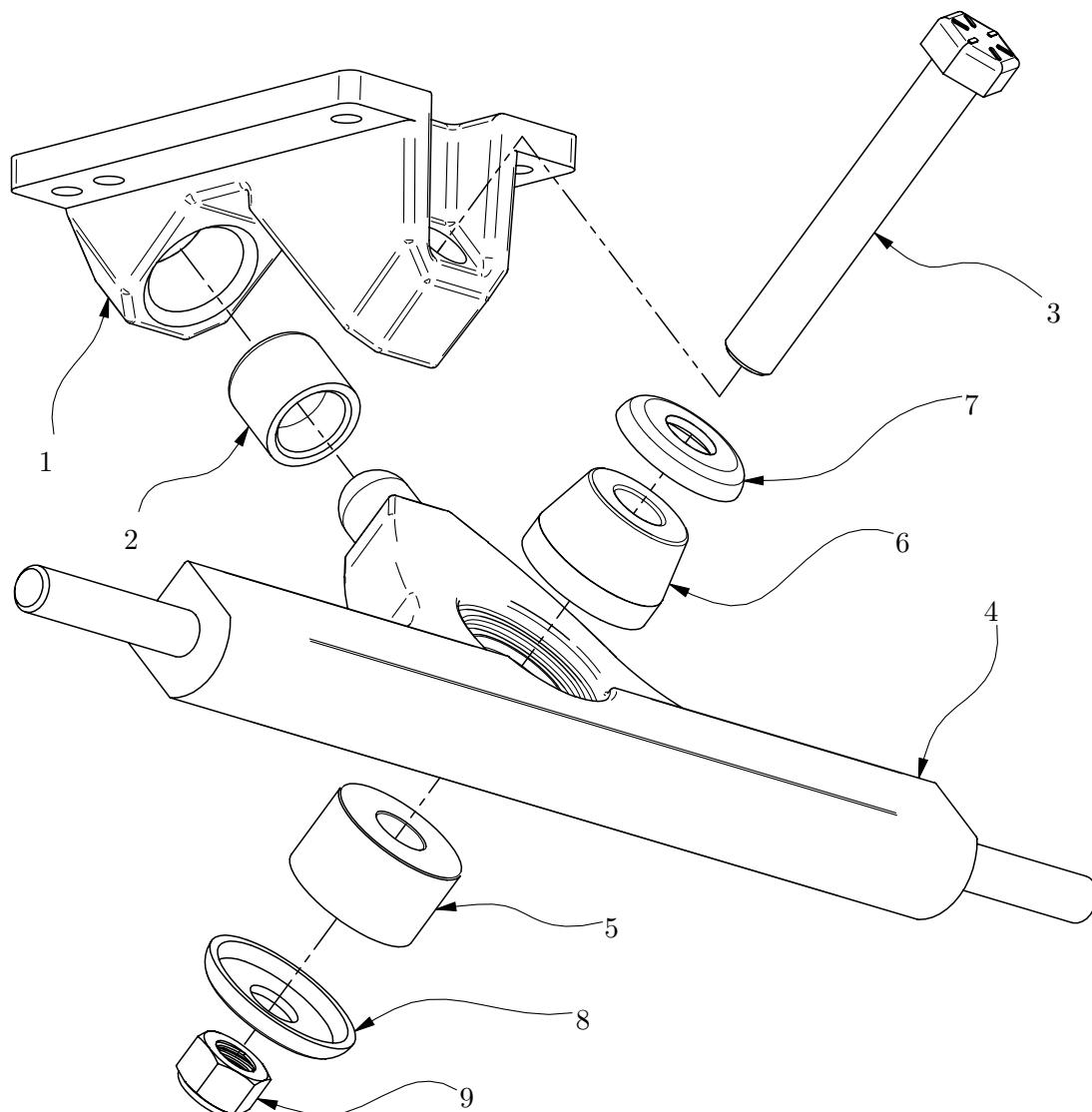
**Abbildung 2.1:** Grundlegender Aufbau eines Longboards. 15 Deck, 16 Truck Bolts, 17 Truck Bolt Nuts, 18 Riser Pad.

?? 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 Kräfte aufnehmen muss. Je nach Fahrstil werden weichere oder härtere Materialien gewünscht um

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

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 Kohlefaser gewebe zum Einsatz, es sind bisweilen aber auch exotischere Materialien wie Aluminium, ABS<sup>3</sup> vertreten. In ?? 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 Doppel-funktion. 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.

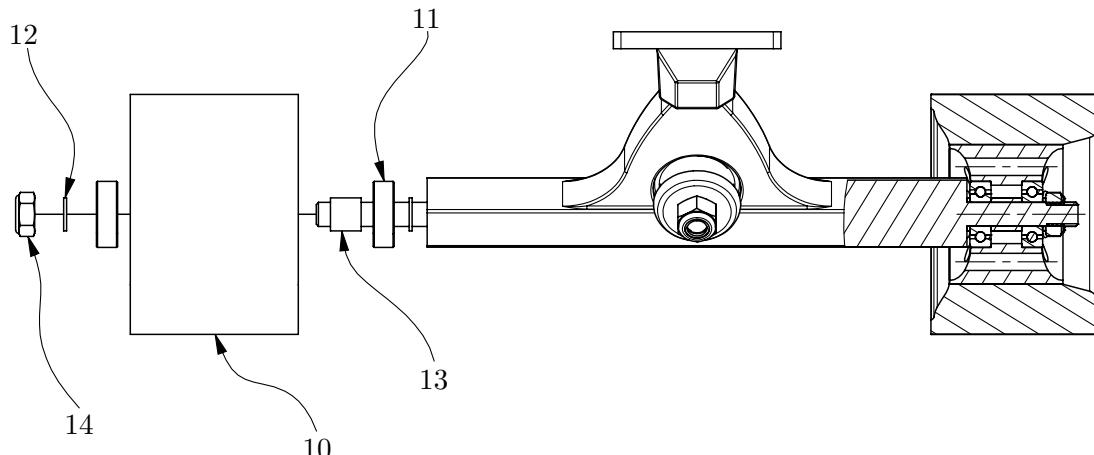


**Abbildung 2.2:** Aufbau eines der Trucks als Explosionsansicht exemplarisch an einem CALIPER II. Sichtbar sind hier:  
1 Baseplate, 2 Pivot Cup, 3 Kingpin, 4 Hanger, 5 RS Bushing, 6 BS Bushing, 7 BS Washer, 8 RS Washer, 9 Kingpin Nut.

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

<sup>3</sup>Acrylnitrilbutadienstyrol.

Der Aufbau der Trucks selbst wird in ?? exemplarisch am Typ CALIBER II gezeigt. Der *Hanger* (4) 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 Boardside bzw. Roadside 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 können<sup>5</sup>. 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 ?? 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.

<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 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.

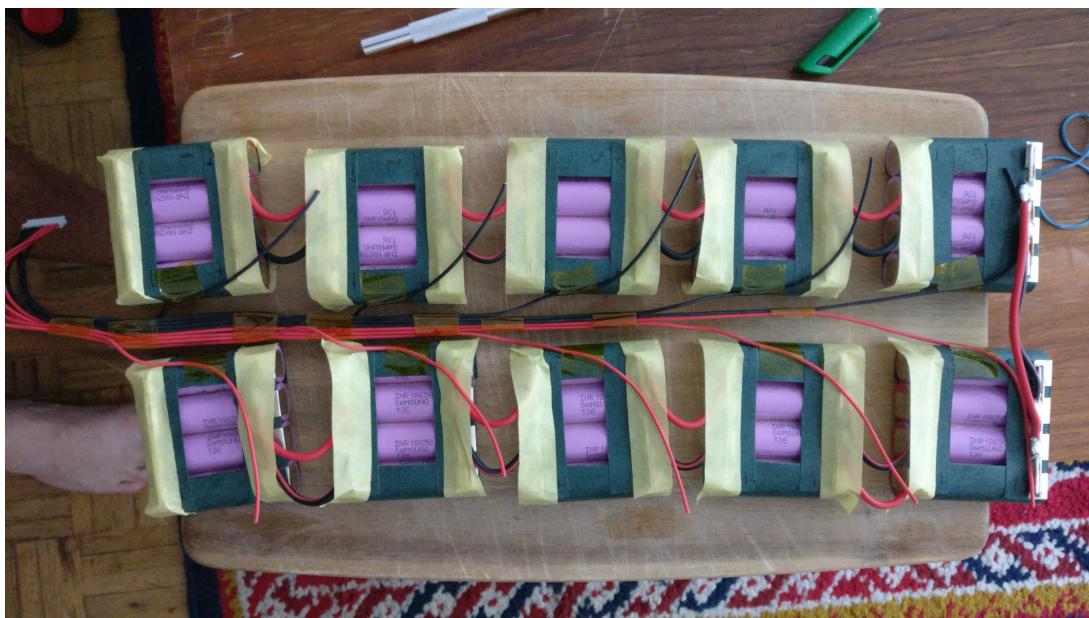
### 2.2.1 Bestehendes System

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. ?? und [INR18650.30Q.Specs.202202]). 10S4P meint hier jeweils vier Zellen parallel geschaltet mit 10 jener Sub-Zellen in Reihe (vgl. hier-

**Tabelle 2.1:** Zellspezifikationen SAMSUNG INR18650-30Q [INR18650.30Q.Specs.202202].

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

zu ??). 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.

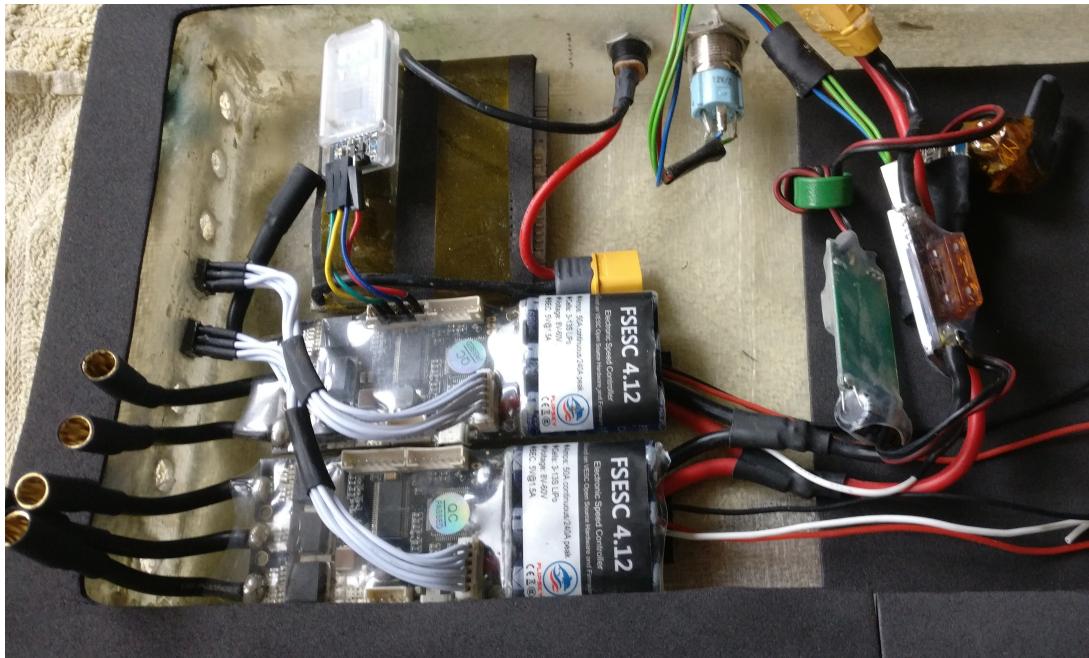


**Abbildung 2.4:** Der verbaute Lithium-Ionen Zellverband. Zu erkennen sind die 10 Sub-Zellen bestehend aus jeweils vier Einzelzellen.

Das Drehmoment soll durch Elektromotoren erzeugt werden, die von zwei *Elektronischen Speed Controllern* (ESC) des Typs FSESC 4.12<sup>6</sup> angesteuert werden. ESC sind elektronische Kom-

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

ponenten vornehmlich zur elektronischen Kommutation von bürstenlosen Gleichstrommotoren (*Brushless Direct Current*, BLDC). Als solche schränken sie die Auswahl der Motortypen zwar



**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.

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 Leistungsdichte und sind bauartbedingt unempfindlich gegenüber Nässe<sup>7</sup>.

## 2.2.2 Einsatzumgebung und -bedingungen

Das Gewicht des Fahrers wird inklusive Kleidung und transportiertem Gepäck mit 90 kg angenommen. Hinzu zu addieren 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...

<sup>7</sup>Je nach Art der Lagerung. Dies betrifft jedoch ausschließlich die mechanischen Komponenten der Motoren.

- ... 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:

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

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 Rollwiderstandscoefficienten  $c_{Roll}$  der wiederum das Verhältnis aus Rollreibungskoeffizienten  $\mu_{Roll}$  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  $\eta$ , 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  $\text{Nm A}^{-1}$ . Der Umrechnungsfaktor trägt der Tatsache Rechnung, dass die Drehzahlkonstante üblicherweise in  $\text{min}^{-1}$  und nicht in  $\text{rad s}^{-1}$  angegeben wird [Daly.Ohm.2000].

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

Die mechanische Untersetzung sei:

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

Das vom System erzeugte, verlustfreie Drehmoment errechnet sich mit:

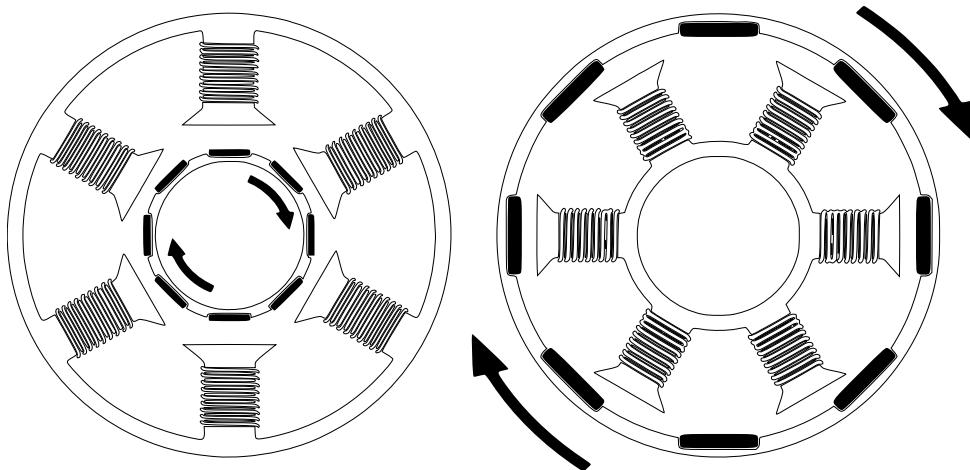
$$T = K_T \cdot I_{Motor} \cdot \zeta \quad (3.8)$$

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

$$v = K_V \cdot U_{Bat} \cdot \frac{2\pi}{\zeta 60} \cdot r_{Rolle} \quad (3.9)$$

## 4 Mechanik

Wie in ?? 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



**Abbildung 4.1:** Schematische Gegenüberstellung von BLDC-Motoren als Inrunner (links) bzw. Outrunner (rechts) ausgeführt [inrunner.outrunner.2022].

des Angriffspunktes 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.

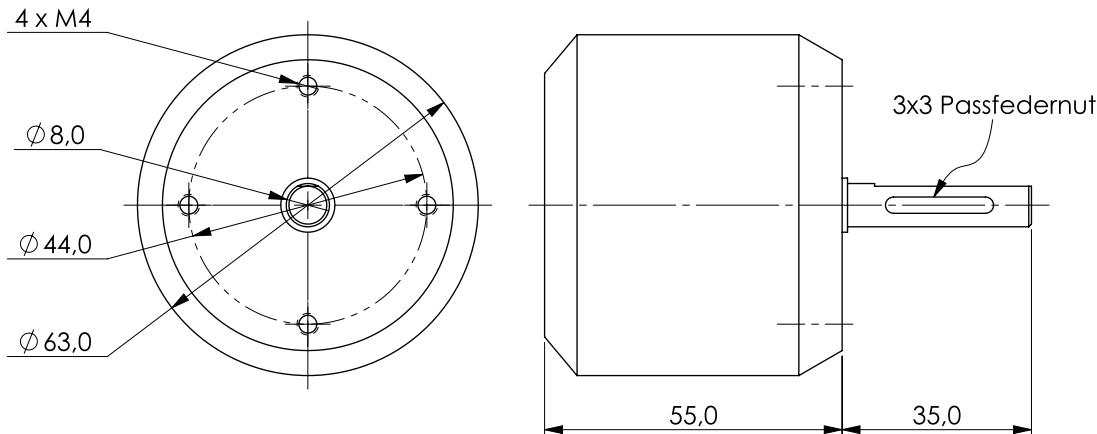
Auch während Lenkmanövern muss eine Übertragung des Drehmomentes auf die Rollen der Trucks sichergestellt sein. Praktikabel und mit einfachen Mitteln denkbar sind hier eine koaxiale Positionierung des Motors zur angetriebenen Rolle. Der Motor kann hier unter eines Offsets weiter im Zentrum des Hangers 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.

Gegenüber BLDC-Motoren, die etwa für den Bau von Drohnen für besonders hohe Drehzahlen optimiert sind, steht in der vorliegenden Anwendung das erreichbare Drehmoment im Vordergrund. Als praktikabel hat sich der Motor mit Handelsnamen *TorqueBoards* und der Typenbezeichnung

6355 190KV gezeigt. Die äußereren Dimensionen können ?? entnommen werden<sup>1</sup>.



**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 Riemsystem mit *High Torque Drive*-Profil (HTD) in Zahnteilung 5M gewählt. Seine vergleichsweise breite Zahnung bietet einen guten Kompromiss aus Flexibilität, Kraftübertrag und Effizienz [gates.catalogue.2021]. Darüber hinaus sind entsprechende Riemen und Zahnscheiben günstig und gut erhältlich.

Um eine gegebenenfalls notwendige Untersetzung abzuschätzen kann der Quotient aus ?? und ?? gebildet werden. Wünschens ist hier ein Wert  $\geq 1$ , mindestens aber = 1. Einsetzen der bekannten Parameter, Randbedingungen aus ?? und  $\zeta = 1$  (keinerlei Untersetzung) ergibt

$$\begin{aligned} \frac{T}{T_{Hang}} &= \frac{8,27 \cdot I_{Motor} \cdot \zeta}{K_V \cdot m \cdot g \cdot \sin \left( \arctan \left( \frac{\zeta}{100} \right) \right) \cdot 0,04 \text{ m}} \\ &= \frac{8,27 \cdot 30 \text{ A} \cdot 1}{190 \text{ V}^{-1} \text{ min}^{-1} \cdot 100 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2} \cdot \sin \left( \arctan \left( \frac{5\%}{100\%} \right) \right) \cdot 0,04 \text{ m}} \\ &\approx 0,67 \end{aligned} \quad (4.1)$$

und ist damit deutlich zu niedrig. In ?? sind Drehmomentquotient und erwartete Maximalgeschwindigkeit gegen Werte für  $\zeta$  zwischen 1 und 3 aufgetragen. 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.

Da auf der getriebenen Seite die Zahnscheibe kraftschlüssig mit der Rolle verbunden werden muss ist es wünschenswert, dass sich durch die Bauart der Rollen bereits 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. ??).

Aus Kostengründen und einfacherem Zugang zu den Betriebsmitteln wurde sich entschieden, die getriebeseitige Zahnscheibe im FDM-Verfahren aus ABS selbst herzustellen. Es ist zwar zu erwarten, dass die Zahnscheiben gegenüber aus Aluminium gefrästen Komponenten deutlich schneller

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

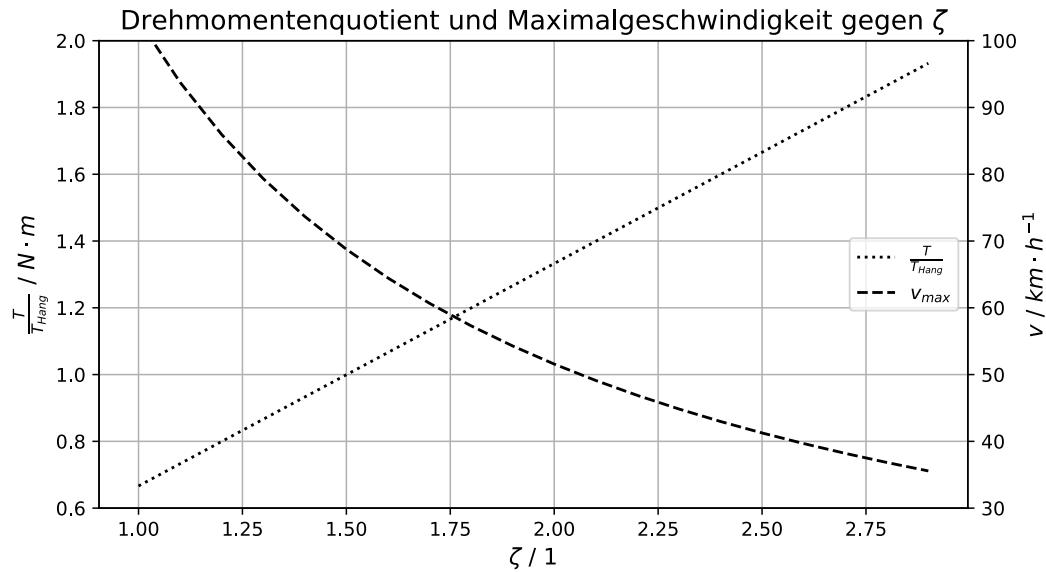


Abbildung 4.3: Plot

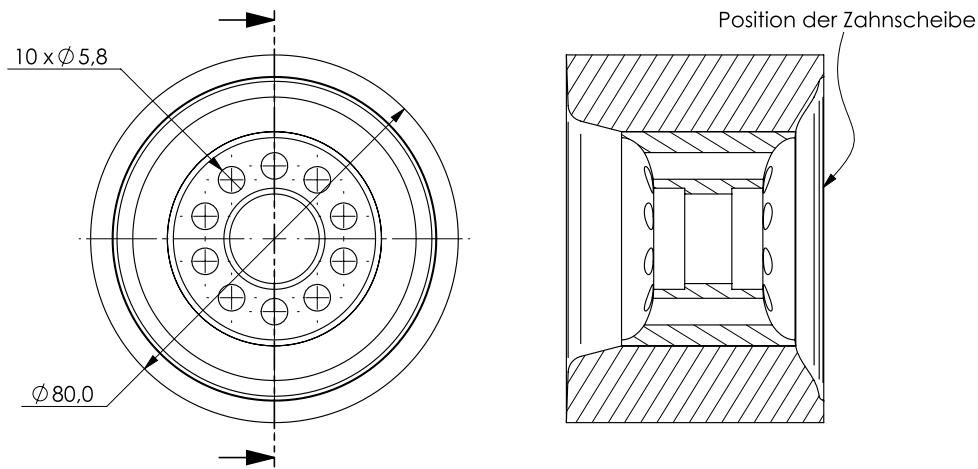


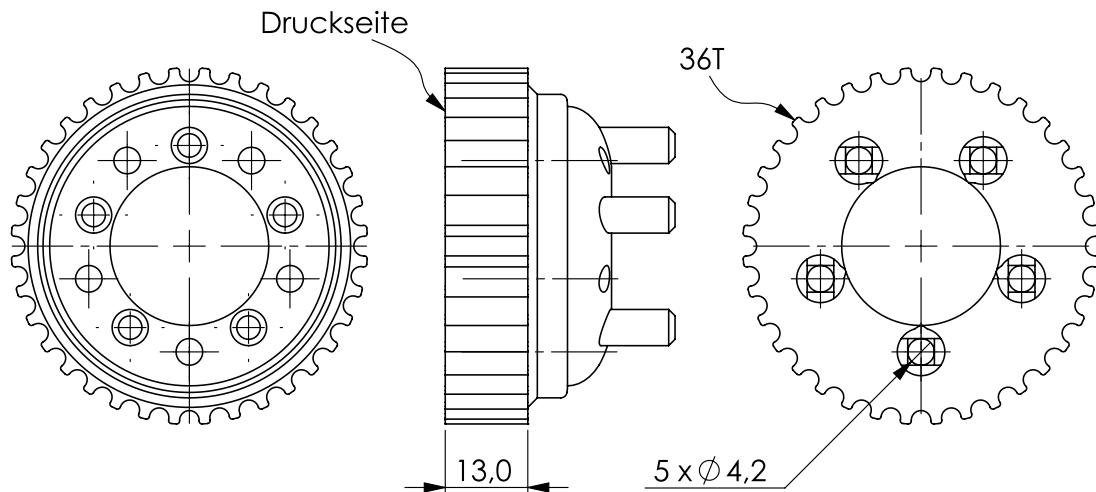
Abbildung 4.4: Rück- und Schnittansicht der Kegel des Herstellers Orangatang. Die Zahnscheibe wird rückseitig auf der Rolle montiert.

verschleißen, durch das gewählte Fertigungsverfahren lassen sich aber schnell, unkompliziert und günstig Ersatzteile herstellen.

Unter Zuhilfenahme einer Fühlerlehre, ermitteln der Maße und mehreren Iterationen 3D gedruckter 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 Zahngungsprofil wurde aus einem OpenSCAD-Script[thingiverse.tooth.profiles.2012] entnommen, um es unter Abgleich von Herstellerangaben[gates.catalogue.2021, GatesCorporation.drive.design] im verwendeten CAD-Programm<sup>2</sup> nachzubilden. Das Produkt ist die in ?? 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 ?? zu sehen ist die Passform des Zahngungsprofils im direkten Vergleich zu einem Kaufteil (hier mit 44 Zähnen) hinreichend genau. Das Herstellungsverfahren lässt zwar etwas höhere

<sup>2</sup>Hier SolidWorks.



**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.

Präzision zu, da aber im Betrieb ohnehin von abrasiven Effekten entlang der Zahnung ausgegangen wird, wurde im Sinne einer zügigeren Fertigung darauf verzichtet.

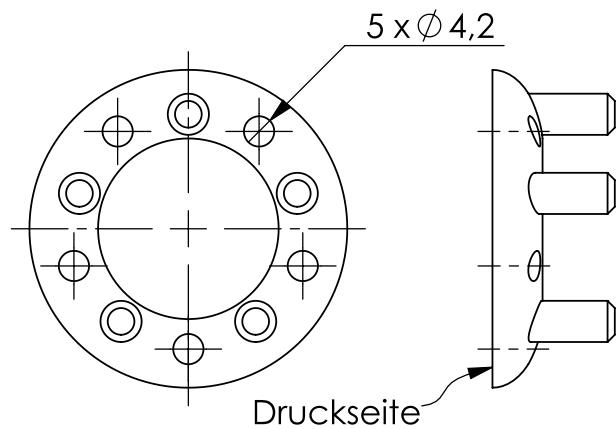


(a) CNC-gefrästes HTD-Profil auf Riemen.

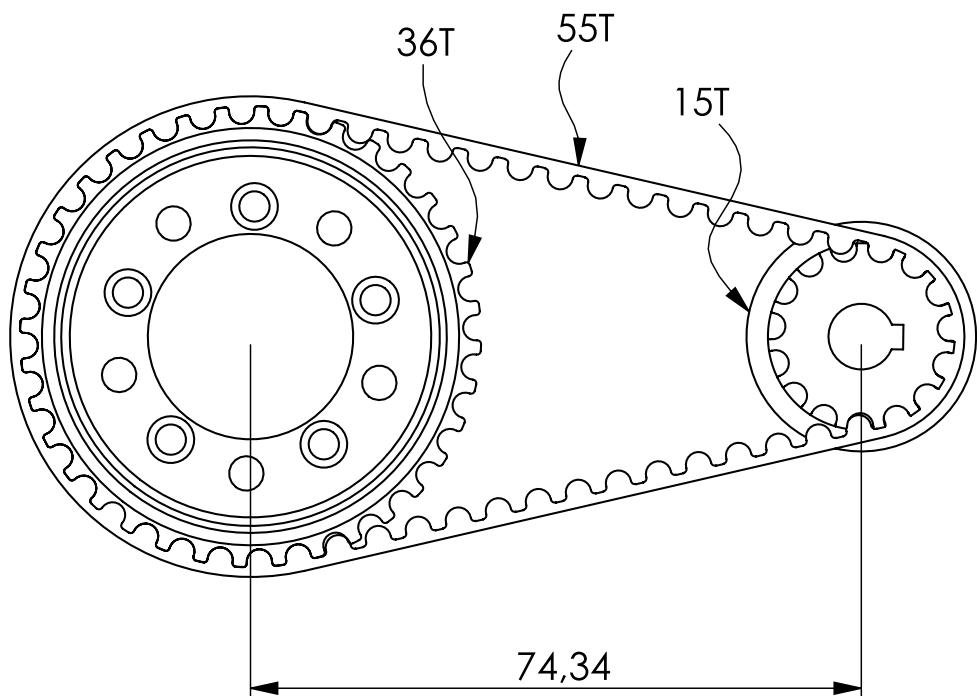
(b) 3D-gedrucktes HTD-Profil auf Riemen.

**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 konkavtes Profil aufweist wurde ein komplementäres Gegenstück – zu sehen in ?? – modelliert. Wie auch die Zahnscheibe enthält die Konterscheibe fünf Bohrungen und fünf Führungsstifte und soll möglichst exakt dem inneren Profil der Rollen anliegen. Da die Konterscheibe durch die Verschraubung gegen das Rollenprofil verspannt wird, ist eine gute Passgenauigkeit hier insbesondere wichtig um die Last über die gesamte Fläche zu verteilen und so die Gefahr frühzeitigen und/oder plötzlichen Materialversagens vorzubeugen.



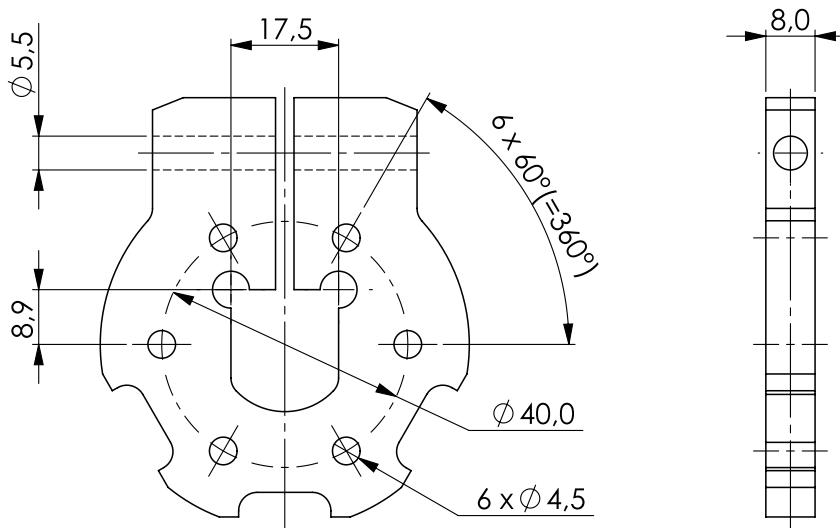
**Abbildung 4.7:** Zeichnung des Gegenstücks der Zahnscheibe um eine ebene Fläche für die Muttern zur Verfügung zu stellen.



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

## 4.2 Motorbefestigung

Mit obigen Überlegungen fällt die Lösungswahl auf parallel zur Rollachse angeordnete Outrunnermotoren. 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. ?? 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

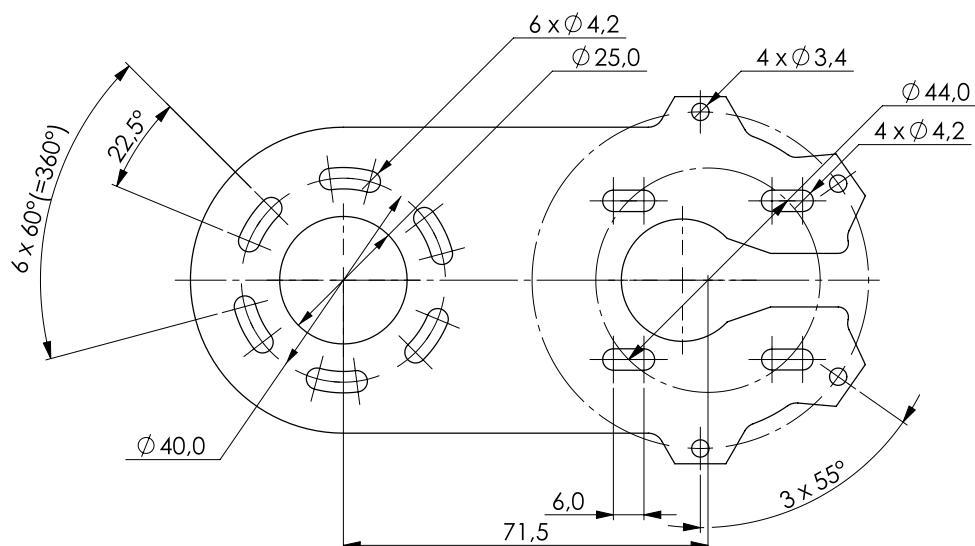


**Abbildung 4.9:** Scheibe zur Montage der Motorhalterung am Hanger.

sechs M4-Durchgangsbohrungen um flach 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.

Die komplementäre Komponente ist eine Platte, die, flach an die Hangerscheibe angeschraubt, eine steife Verbindung zwischen Hanger und Motor bildet. In ?? 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 den Motor sollen es später ermöglichen bei Bedarf einen Riemenschutz anbringen zu können. Die Erhebungen selbst sollen den Zweck eines Puffermaterials im Falle eines Bodenkontaktes erfüllen.



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

## **5 Elektronik**

## **6 Evaluation**

## **7 Zusammenfassung**

## **Abbildungsverzeichnis**

## **Tabellenverzeichnis**

## **Anhang**