



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



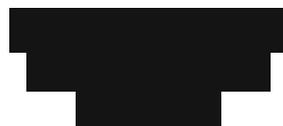
Diplomarbeit

Getriebeentwicklung für den Antrieb von sensorgetriebenen Werkstückspannsystemen in der autonomen Fertigung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing. oder DI) eingereicht an der
TU Wien Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Matthias Hailing, BSc



unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. habil. Friedrich Bleicher

Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien, E311

und unter der Betreuung von

Univ. -Ass. Clemens Sulz, MSc

Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien, E311

Wien, 29. Juni 2023


Matthias Hailing, BSc

Eidesstattliche Erklärung

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

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

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

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

Wien, 29. Juni 2023


Matthias Hailing, BSc

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei Prof. Friedrich Bleicher bedanken, welcher in seiner Zeit als Institutsvorstand ein tolles Forschungsumfeld geschaffen hat, von dem ich und viele weitere Studenten sehr profitieren konnten.

Weiters möchte ich mich bei Dipl. Ing Florian Hoffer und Univ.-Ass. Clemens Sulz, MSc bedanken, die mir bei der Betreuung der Diplomarbeit stets zur Seite gestanden sind und jederzeit für Fragen ein offenes Ohr hatten.

Bei allen Projektbeteiligten von Allmatic-Jakob Spannsysteme GmbH und Hutchison Drei Austria GmbH bedanke ich mich für die erfolgreiche Zusammenarbeit und Unterstützung solch innovativer Forschungsprojekte.

Besonderer Dank gebührt meiner ganzen Familie und engem Freundeskreis, die mich über die Zeit meines gesamten Studiums unterstützt haben. Ohne diese Hilfe wäre mir dieser Lebensabschnitt nicht so gelungen, wie er mir gelungen ist.

Kurzfassung

Diese Arbeit zeigt die Auswahl einer geeigneten Getriebeform bis hin zur Auslegung und produktreifen Fertigung des Getriebes für ein intelligentes Spannsystem in Form eines Schraubstockes.

Zu Beginn befasst sich diese Arbeit mit der Auswahl der richtigen Getriebeart und den benötigten Eigenschaften, um den Ansprüchen dieser speziellen Anwendung gerecht zu werden. Das Getriebe soll Teil eines elektromechanischen Antriebs für einen Schraubstock werden. Der Antrieb besteht aus einem bürstenlosen Gleichstrommotor, einem Getriebe und einem Riementrieb zur Umlenkung der Drehbewegung.

Es wurden drei Varianten eines Zykloidgetriebes entwickelt. Die relevanten Bauteile wurden mit Hilfe einer Finite-Elemente-Methoden (FEM) Analyse auf ausreichende Festigkeit geprüft und für jedes dieser Getriebe ein Prototyp mittels Fused Deposition Modeling (FDM), einer additiven Fertigungsmethode, gefertigt. Nach Validierung der Funktion werden voll funktionsfähige Modelle aus Metall angefertigt. Diese werden anschließend Wirkungsgradtests auf einem dafür ausgelegten Prüfstand unterzogen und anschließend die Ergebnisse diskutiert.

Die Kugellagervariante mit höchstem Wirkungsgrad und vergleichsmäßig nicht maßgebend höheren Kosten stellte sich als die beste Variante heraus.

Abstract

This work shows the selection of a suitable gearbox from the design up to the product-ready manufacturing of the gearbox for an intelligent clamping system in the form of a vice.

At the beginning this work deals with the selection of the right gearbox type and the required characteristics to meet the demands of this special application. The gearbox is to be part of an electromechanical drive for a vice. The drive consists of a brushless DC motor, a gearbox and a belt drive to redirect the rotary motion.

Three variants of a cycloidal drive were developed. The relevant components were tested for sufficient strength using finite element method (FEM) analysis. A prototype was fabricated for each of these gearboxes using fused deposition modeling (FDM) an additive manufacturing method. After validation of the function, fully functional metal prototypes were manufactured. The Prototypes were then subjected to efficiency tests on a test rig designed for this purpose and the results were then discussed.

The ball bearing variant with the highest efficiency and not significantly higher costs emerged as the best variant.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Grundlagen und Stand der Technik	2
2.1. Maschinenschraubstöcke	2
2.2. Geschichte von Getrieben	3
2.3. Maschinenelemente zur Übertragung gleichförmiger Drehbewegungen	5
2.3.1. Bauarten	7
2.3.2. Übersetzung	8
2.3.3. Wirkungsgrad	9
2.4. Stirnradgetriebe	10
2.5. Umlaufgetriebe	11
2.6. Einfache Umlaufgetriebe	14
2.6.1. Übersetzung und Standübersetzung	14
2.6.2. Wirkungsgrad und Standwirkungsgrad	15
2.6.3. Plusgetriebe und Minusgetriebe	16
2.6.4. Bauformen einfacher Planetengetriebe	16
2.7. Wolfromgetriebe	19
2.8. Harmonic Drive	20
2.9. Zykloidgetriebe	22
2.9.1. Vergleich Zykloidgetriebe und Planetengetriebe	24
2.9.2. Konstruktion einer Kurvenscheibe	25
2.9.3. Verschiedene Konfigurationen einer Kurvenscheibe	32
3. Zielsetzung	34
3.1. Zieldefinition	34
3.2. Aufbau der Arbeit	34
4. Auswahl und Konstruktion der Getriebe	35
4.1. Aufnahme des existierenden Planetengetriebe	36
4.2. Auswahl des Antriebsmotors und Motorcontrollers	42
4.3. Konstruktion 3 Zykloidvarianten	42
4.4. Kostenvergleich der Getriebevarianten	49

5. Simulationen der Zykloidgetriebekomponenten	51
5.1. Kurvenscheibe	51
5.2. Gehäuse	53
5.3. Abtrieb	54
6. Fertigung der Prototypen	55
6.1. 3D-Gedruckte Prototypen	55
6.2. Fertigung der Prototypen aus Metall	58
7. Erprobung der Getriebe	59
7.1. Wirkungsgradtests	59
7.1.1. Prüfstandsaufbau	59
7.1.2. Versuchsdurchführung	60
7.1.3. Testergebnisse der Wirkungsgradmessungen	61
7.2. Maximales Drehmoment	67
7.3. Auswahl der Getriebevariante	67
8. Zusammenfassung und Ausblick	68
Abbildungsverzeichnis	70
Tabellenverzeichnis	72
Literatur	73
Appendix	75
A. Matlab Code	76
B. Datenblätter	79
B.1. Datenblatt Magentpulverbremse	79
B.2. Datenblatt Drehmomentmesswelle	80
B.3. Datenblatt Drehmomentaufnehmer	89
C. Werkstattzeichnungen	95
C.1. Variante Kugellager	96
C.2. Variante Gleitlager	102
C.3. Variante Zweistufig	107

1. Einleitung

Die Digitalisierung ist ein nicht mehr wegzudenkender Bestandteil der Fertigungstechnik. Die Kommunikation zwischen den verschiedensten Produktionsmaschinen und die Anpassung von Maschinenparametern in Echtzeit gewinnen daher auch immer mehr an Bedeutung. Einer dieser intelligenten Kommunikationspartner ist in diesem Fall ein für das Spannen des Werkstücks verantwortlicher Schraubstock. Dieser Schraubstock ist Teil eines systemunabhängigen Werkstückspannsystems und ermöglicht durch eine intelligente Spannkraftregelung die Adaptierung und Steuerung der Spannkraft während der Fertigung und unter anderem das Lösen des Werkstücks ohne manuellen Eingriff, um es mithilfe eines Roboters manipulieren zu können. Dieses System soll es ermöglichen, den Prozess des Werkstückspannens zu automatisieren. Ebenfalls können durch die Spannungsversorgung über einen Akku und diverse verbaute Mikrocontroller mehrere Sensoren verbaut werden. Dies würde eine systemunabhängige Überwachung des Prozesses in Echtzeit ermöglichen. Aus einem laufenden Projekt existiert bereits ein Prototyp dieses Spannsystems (Abbildung 1.1). Um den hohen Ansprüchen der Industrie gerecht zu werden, ist die Weiterentwicklung, Auslegung und Optimierung des Getriebes für den Antrieb der Spannvorrichtung Anlass dieser Arbeit.

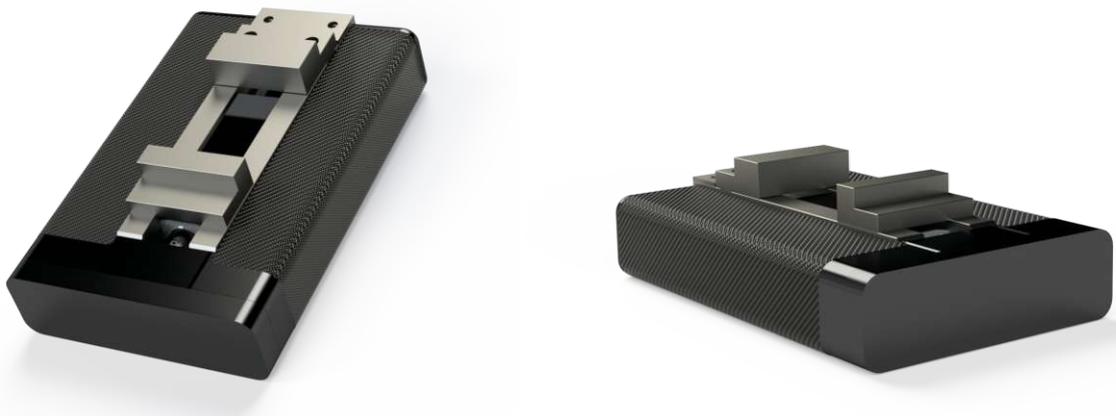


Abbildung 1.1.: Renderings des intelligenten Spannsystems

2. Grundlagen und Stand der Technik

Um die in weiterer Folge der Arbeit verwendeten Begriffe zu verstehen und Vor- und Nachteile nachvollziehen zu können, soll in diesem Kapitel auf den Stand der Technik im Bereich der Getriebe sowie Spannsysteme eingegangen werden.

2.1. Maschinenschraubstöcke

Ein Maschinenschraubstock ist eine Vorrichtung zum Festhalten und Fixieren von Werkstücken während der Bearbeitung in einer Werkzeugmaschine oder manuell mit Handwerkzeugen. Er besteht typischerweise aus einer festen und einer beweglichen Backe, die durch eine Gewindespindel geöffnet und geschlossen werden kann. Zentrisch oder mehrfach spannende Schraubstöcke sind jedoch ebenfalls üblich. Je nach Automatisierungsgrad des Prozesses können unterschiedliche Arten der Betätigung gewählt werden. Darunter befinden sich manuell, pneumatisch, hydraulisch oder elektrisch betätigte Schraubstöcke. In dieser Arbeit werden Getriebevarianten für den elektromechanischen Antrieb eines solchen Maschinenschraubstocks entwickelt. Abbildung 2.1 zeigt Beispiele von manuell betätigten Maschinenschraubstöcken. Wichtige Bestandteile und Funktionen von Maschinenschraubstöcken sind:

1. **Gewindespindel:** Die Gewindespindel ist das zentrale Element des Maschinenschraubstocks. Sie wird gedreht, um die bewegliche Backe entlang der festen Backe zu bewegen. Durch das Drehen der Gewindespindel wird der Schraubstock geöffnet oder geschlossen, um das Werkstück einzuspannen oder freizugeben.
2. **Backen:** Ein Maschinenschraubstock besteht aus zwei Backen. Die beweglichen Backen sind mit der Gewindespindel verbunden. Die Backen sind oft mit gehärteten Spannflächen ausgestattet, um eine sichere und stabile Befestigung des Werkstücks zu gewährleisten.
3. **Spannkraft:** Maschinenschraubstöcke bieten eine hohe Spannkraft, um das Werkstück sicher zu fixieren. Durch das Anziehen der Gewindespindel werden die Backen zusammengedrückt und erzeugen eine starke Klemmkraft, die das Werkstück festhält. Dies ermöglicht eine präzise Bearbeitung und minimiert Vibrationen während des Arbeitsprozesses.

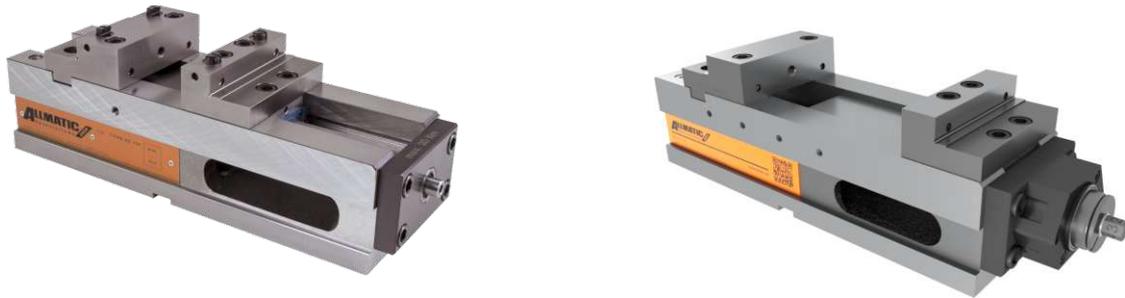


Abbildung 2.1.: Beispiele manuell betätigter Schraubstock der Firma Allmatic Jakob Spannsysteme GmbH [3, 2]

2.2. Geschichte von Getrieben

In diesem Abschnitt wird die Geschichte einiger Getriebearten kurz erklärt. Es werden bereits Getriebevarianten erwähnt, die in der Arbeit behandelt werden.

Einige der ersten Überlieferungen von Planetengetrieben stammen bereits aus den Jahren 200-265 nach Christus. Es handelt sich dabei um einen Kompasswagen. Auch bei Fortbewegung zeigt die sich auf dem Karren befindende Figur, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, immer in den Süden[18]. Die Abtriebsmechanik stellt sicher, dass auch bei Bewegungsrichtungsänderung die Figur stets in dieselbe Richtung deutet. Angeblich wurde dieser Wagen benutzt, um bei Schlachten mit schlechter Sicht nicht die Orientierung zu verlieren. Die Antriebsmechanik könnte somit das erste nachgewiesene Differenzialgetriebe sein.

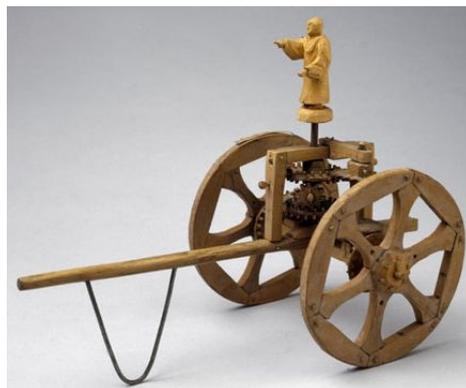


Abbildung 2.2.: Rekonstruktion des Kompasswagen des Ingenieurs Ma Jun (Original existiert nicht mehr)[9]

Planetengetriebe

Planetengetriebe weisen gegenüber normalen Getrieben einige Vorteile auf. Hohe Leistungsdichte bei geringem Gewicht, aber auch geringe Massenträgheitsmomente und eine kleine Baugröße. Sie kommen daher in allen Bereichen der industriellen Antriebstechnik als auch im Fahrzeugbereich zum Einsatz. Im Allgemeinen werden Planetengetriebe leistungsverzweigt ausgeführt. Die Aufteilung des Leistungsflusses ermöglicht wie oben schon erwähnt eine kleine Bauweise.

Ein Beispiel für ein Planetengetriebe zeigt Abbildung 2.3. Ein Achtgang-Automatikgetriebe von der Firma ZF, welches unter anderem von BMW eingesetzt wird. Rechts im Bild ist der Drehmomentwandler zu sehen. Die Gänge des Getriebes sind als Planetenstufen ausgeführt und werden über Lamellenkupplungen geschaltet [26].

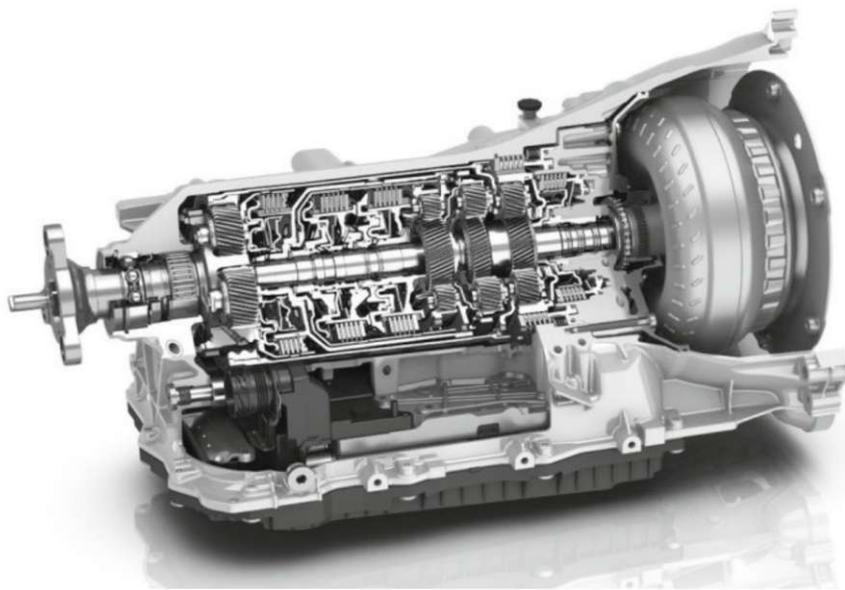


Abbildung 2.3.: Achtgang-Automatikgetriebe der Firma ZF [26]

Zykloidgetriebe

Der deutsche Konstrukteur und Unternehmer Lorenz Braren entwickelte Ende der 1920er-Jahre eine völlig neuartige Getriebeart, das Zykloid-Getriebe. Es nutzte zur Kraftübertragung Bolzen und Rollen statt wie sonst üblich Zahnräder. Seine Erfindung war ursprünglich für den Einsatz in Kameras gedacht, jedoch finden sich die Getriebe heute vorwiegend in der Robotik und anderen Hightech-Branchen aufgrund ihrer hervorragenden Eigenschaften wieder [21].

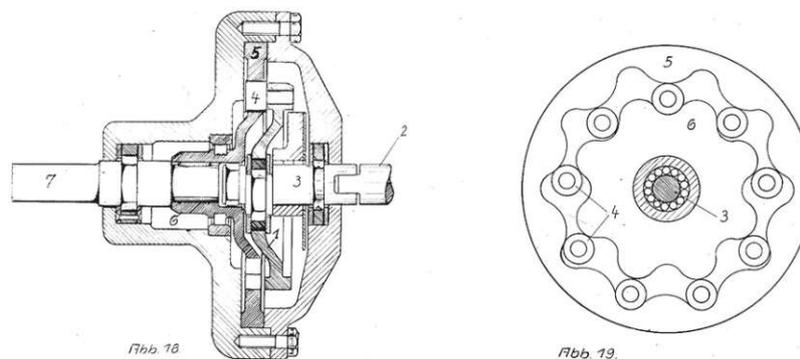


Abbildung 2.4.: Aufbau des Zykloid-Getriebes für Übersetzungsverhältnisse von 1 : 3 bis 1 : 6 (1. Übertragungsscheibe, 2. Treibende Welle, 3. Kurbelwelle, 4. Mitnehmerrollen, 5. Sonnenrad, 6. Übertragungsscheibe, 7. Getriebene Welle) [29]

2.3. Maschinenelemente zur Übertragung gleichförmiger Drehbewegungen

Des Öfteren entsprechen Drehmoment und Drehzahl des Motors bzw. der Kraftmaschine nicht den Anforderungen der Arbeitsmaschine und Anwendung. Zum Beispiel arbeitet ein Verbrennungsmotor nur in einem kleinen Drehzahlbereich über seine Gänge wirtschaftlich. Diese Anpassung an die Anforderungen wird mit einem Getriebe realisiert. Die Aufgabe von einem Getriebe ist es also, Drehmoment und Drehzahl zu übertragen und dabei umzuwandeln (bzw. zu übersetzen)[10]. Ein Getriebe besitzt im Allgemeinen einen Antrieb, den man als Eingang der Bewegungsgröße der Kraftmaschine verstehen kann (z. B. von einem Elektromotor), sowie

einen Abtrieb, der Ausgang des Getriebes, an dem eine Arbeitsmaschine angeschlossen wird [13]. Eine Unterscheidung von Getriebearten passiert über die Art der Bauteile, mit denen das Getriebe arbeitet. Sind es etwa ausschließlich feste Bauteile, handelt es sich um ein mechanisches Getriebe. Wird die Übertragung des Drehmoments mit einer Flüssigkeit umgesetzt, spricht man von hydrodynamischen oder hydrostatischen Getrieben.

Um einige der mechanischen Getriebe zu nennen, hat Franz Reuleaux im 19. Jahrhundert [23] die mechanischen Getriebe wie folgt eingeteilt:

- Kurbelgetriebe
- Kurvengetriebe
- Rädergetriebe
- Rollengetriebe
- Schraubenge triebe
- Sperrgetriebe

Getriebe, bei denen das Verhältnis zwischen Antriebsdrehzahl und Abtriebsdrehzahl konstant bleibt, nennt man gleichförmig übersetzende Getriebe. Diese Art von Getrieben wird in dieser Arbeit näher betrachtet. Ungleichmäßig übersetzende Getriebe, wie Kurvengetriebe, Koppelgetriebe und Schrittgetriebe sollen an dieser Stelle nur der Vollständigkeit halber erwähnt werden.

Mechanische, gleichförmig übersetzende Getriebe können außerdem nach ihrem Wirkprinzip unterteilt werden:

Wirkprinzip	Übertragungsverhalten	Ausführungsformen
Formschlüssig	ohne Schlupf: starr, elastisch	Zahnradgetriebe, Kettenge triebe, Zahnriemengetriebe
Reibschlüssig/ Kraftschlüssig	mit Schlupf: starr, elastisch	Reibradgetriebe, Riemengetriebe, Rollenkeilkettenge triebe

Tabelle 2.1.: Unterteilung mechanischer Getriebe nach ihrem Wirkprinzip [13]

Für diese Arbeit sind ausschließlich formschlüssige Getriebevarianten relevant. Im Nachfolgenden werden daher das klassische Zahnradgetriebe (Standgetriebe) zum Verständnis und anschließend besondere Ausführungen wie Planetengetriebe, Zykloidgetriebe und Harmonic Drive® Getriebe näher beleuchtet.



Abbildung 2.5.: Einfaches Standgetriebe mit raumfesten Achsen [20]

Abbildung 2.5 zeigt ein einfaches Übersetzungsgetriebe. Mit 1 als Eingangswelle und 2 als Ausgangswelle.

2.3.1. Bauarten

Die bedeutendsten Bauarten formschlüssiger Zahnradgetriebe werden in Abbildung 2.6 dargestellt. Sind die Wellen parallel, sind die Wälzkörper zylindrische Zahnräder und man nennt sie Stirnräder (a). Diese können jeweils geradverzahnt, schrägverzahnt oder auch pfeilverzahnt ausgeführt sein. Schneiden sich die Wellen, sind die Wälzkörper kegelförmig (b). Die Spitzen der Kegel fallen mit dem Schnittpunkt der Wellenachsen zusammen. Diese Kegelräder können ebenfalls geradverzahnt, schrägverzahnt oder bogenverzahnt sein. Bei sich kreuzenden Wellen (b) eignen sich Schraubenrädernetriebe oder Schneckengetriebe besonders gut. Die Zahnflanke der Schnecken- Schraubenräder verlaufen Schraubenlinienförmig. Stirn- und Kegelrädernetriebe sind Wälzgetriebe und Getriebe mit sich kreuzenden Wellen sind Schraubgetriebe[10].

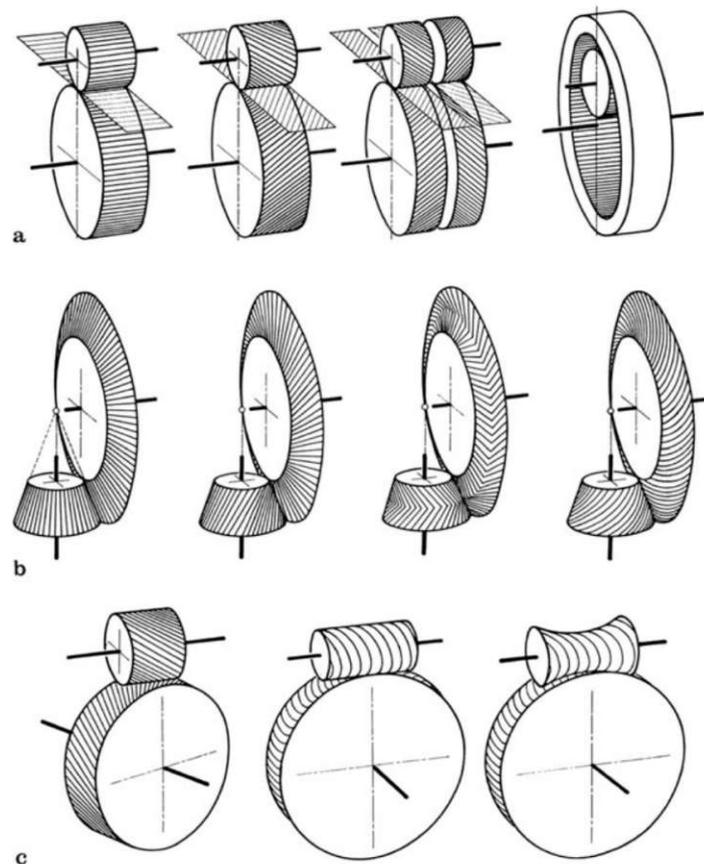


Abbildung 2.6.: Bauarten von Zahnradgetrieben [10]

2.3.2. Übersetzung

Die Übersetzung kann man am einfachsten mit zwei schlupffrei aufeinander abrollenden Rädern wie in Abbildung 2.7 erklären. Schlupffrei rollen sie aufeinander dann ab, wenn im momentanen Kontaktpunkt C (auch Wälzpunkt genannt) die Umfangsgeschwindigkeiten der beiden Wälzkreise gleich sind ($v_1 = v_2$). Der Antriebsseitige Wälzradius sei in diesem Beispiel r_1 und Abtriebswälzradius r_2 . Die Drehzahlen sind analog dazu n_1 und n_2 . Damit ergeben sich die Umfangsgeschwindigkeiten wie folgt:

$$v_1 = r_1 \omega_1 = r_1 2\pi n_1 \quad (2.1)$$

$$v_2 = r_2 \omega_2 = r_2 2\pi n_2 \quad (2.2)$$

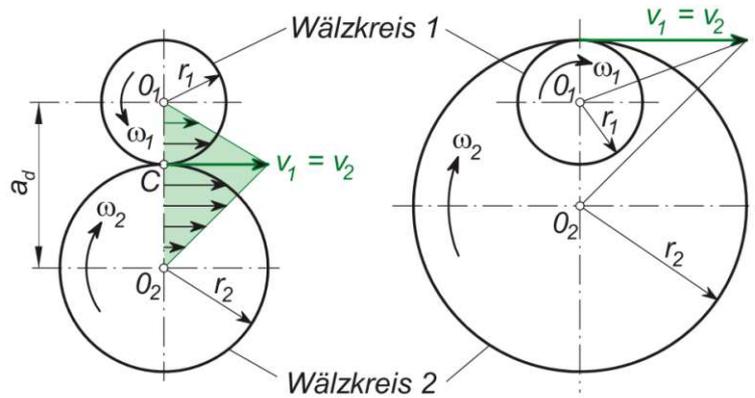


Abbildung 2.7.: Übersetzung [10]

Wie oben schon erwähnt spricht man von gleichförmig übersetzenden Getrieben, wenn das Verhältnis zwischen Antriebsdrehzahl und Abtriebsdrehzahl konstant bleibt. Dieses Verhältnis der Drehzahl der Antriebswelle und der Drehzahl der Abtriebswelle heißt Übersetzungsverhältnis oder Übersetzung und wir meist mit i abgekürzt.

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} \quad (2.3)$$

Das Minus ergibt sich bei zwei Stirnrädern durch den gegensinnigen Lauf von An- und Abtrieb ($i < 0$). Bei Innenverzahnung haben An- und Abtrieb die gleiche Drehrichtung und somit $i > 0$. Bei mehrstufigen Übersetzungen ist die Gesamtübersetzung das Produkt aus den einzelnen Übersetzungen.

$$i_{ges} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} = i_{1/2} \cdot i_{2/3} \cdot i_{3/4} \quad (2.4)$$

2.3.3. Wirkungsgrad

Da reale Zahnräder keine idealen Kreise sind, die schlupffrei aufeinander abrollen, entstehen beim Abwälzen der Zahnräder Verluste. Diese Verluste haben Auswirkungen auf die eingebrachte und die resultierende Leistung am Ausgang. Dieses Verhältnis von Antriebsleistung P_{an} und der Abtriebsleistung P_{ab} wird Wirkungsgrad η genannt. Dieser kann als absoluter Betrag des Verhältnisses zwischen P_{ab} und P_{an} berechnet werden. [10]

$$\eta = \left| \frac{P_{ab}}{P_{an}} \right| \quad (2.5)$$

2.4. Stirnradgetriebe

Die in der Antriebstechnik oft nötige Anpassung von Drehzahl und Drehmoment wird häufig durch Stirnradgetriebe realisiert. Geradstirnräder sind einfach herzustellen und rufen keine Axialkräfte hervor, die eine aufwendigere Lagerung erfordern würden. Ihr Nachteil ist die ungünstigere Geräusentwicklung bzw. Laufunruhe gegenüber schrägverzahnten Zahnradern. Der schrittweise Zahneintritt und Zahnaustritt bei schrägverzahnten Zahnradern resultiert in einer höheren Laufruhe und auch Tragfähigkeit. Ihr Nachteil wiederum besteht in den durch die schrägen Zahnflanken hervorgerufenen Axialkräften, die durch die Lagerung aufgenommen werden muss.

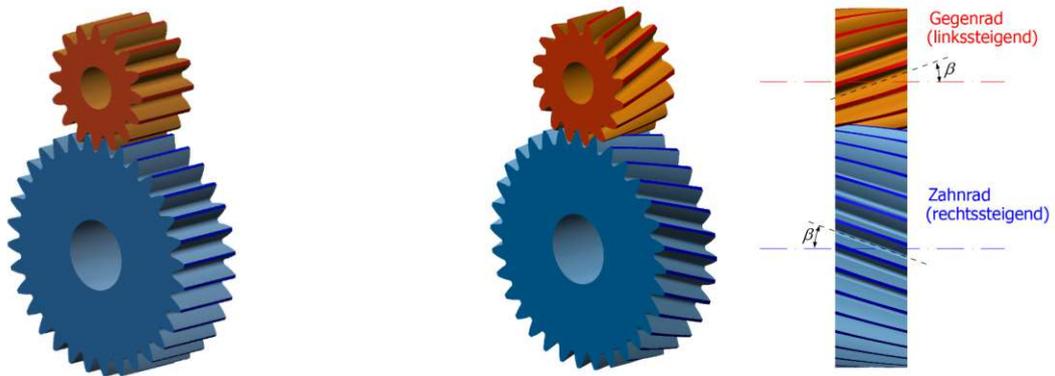


Abbildung 2.8.: links: geradverzahntes Zahnradpaar, rechts: schrägverzahntes Zahnradpaar mit Winkel β [12]

Bei der geraden Verzahnung (Abbildung 2.8 links) sind die Zahnflanken parallel zur Radachse positioniert. Hingegen bei der Schrägverzahnung (Abbildung 2.8 rechts) sind die Zahnflanken um einen gewissen Winkel β (üblicherweise von 0° bis 45° oder 65° je nach Literatur) zur Radachse schräggestellt [10]. Im Grunde kann die Geradverzahnung als Sonderfall der Schrägverzahnung gesehen werden, wenn man den Winkel $\beta = 0$ setzt.

2.5. Umlaufgetriebe

Die bisher betrachteten sogenannten Standgetriebe besitzen Räder, die auf Wellen sitzen, welche im Raum fixierten Gehäuse gelagert sind. Umlaufgetriebe oder auch Planetengetriebe hingegen besitzen zusätzlich noch Räder, deren Eigenachse sich um die Zentralachse drehen. Diese sind auf dem Planetenträger oder Steg drehbar durch Kugellager oder Gleitlager gelagert. Der Steg selbst ist ebenfalls drehbar im Gehäuse positioniert. Die Räder, deren Mittelachse mit der Zentralachse zusammenfallen, werden Sonnenräder oder Zentralräder genannt. Je nach Ausführung des Getriebes können diese sowohl außen- als auch innenverzahnt (Hohlrad) ausgeführt sein. Umlaufgetriebe stammen von einfachen Übersetzungsgetrieben ab. Daher leiten sich auch ihre Bewegungsgesetze von diesen her. Diese Grundlagen der einfachen Übersetzungsgetriebe wurden bereits in Abschnitt 2.3 dargestellt.

Der größte Vorteil von Umlaufgetrieben ist ihre geringe und kompakte Baugröße bei gleichzeitig hohen möglichen Übersetzungsverhältnissen. Bei der Ausführung als Summen- oder Verteilergetriebe eignen sie sich besonders gut, um mehrere Antriebsdrehzahlen auf eine Abtriebswelle oder für eine Leistungsverzweigung von einer Antriebswelle auf mehrere Abtriebswellen [10].

Der Begriff *Planetengetriebe* stammt von den Rädern, deren Eigenachse nicht mit der Zentralachse zusammenfallen und wie Planeten um das Sonnenrad "die Sonne" wandern.

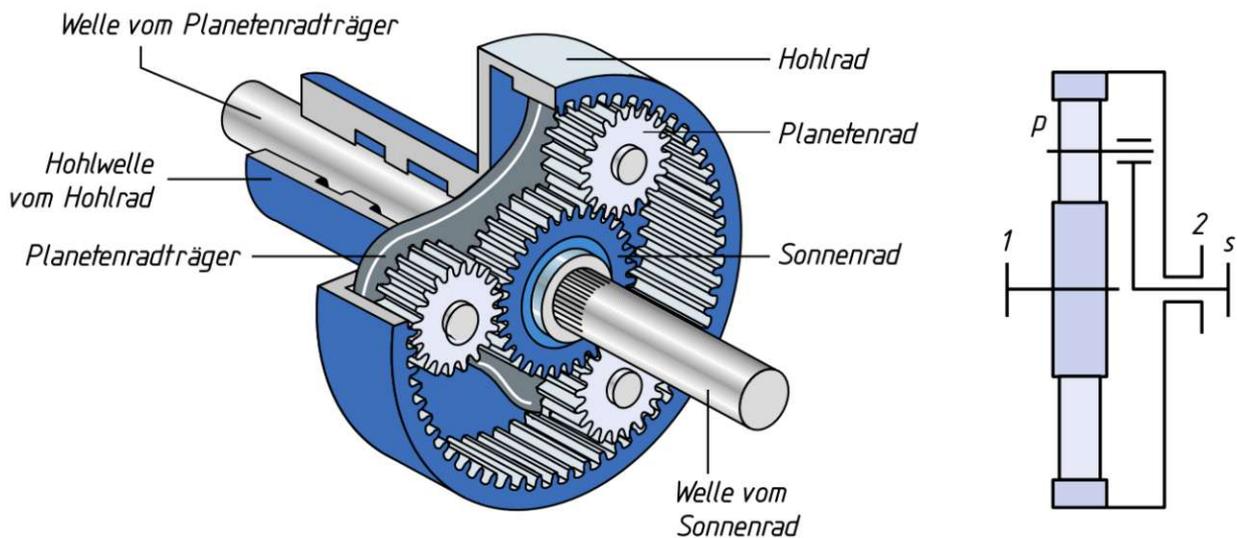


Abbildung 2.9.: Darstellung eines einfachen einstufigen Umlaufgetriebes [30]

Umlaufgetriebe und Standgetriebe

Den Gleichgewichtsbedingungen aus der Mechanik zufolge muss die Summe aller an einem Getriebe angreifenden Momente gleich null sein. Wenn in Abbildung 2.5 die Wellen 1 und 2 die gleiche Drehrichtung haben, kann die Summe der Momente nur in einem Sonderfall ungleich Null sein. Daher muss ein weiteres Moment auf das Getriebegehäuse M_3 wirken, damit sich das gesamte Getriebe im Gleichgewicht befinden kann. [19]

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad (2.6)$$

Fixiert man das Gehäuse nicht im Raum, sondern lagert es drehbar, erhält man eine dritte Welle, an der ebenfalls Leistung zu- oder abgeführt werden kann. Aus einem Standgetriebe wird wie in Abbildung 2.10 ein Umlaufgetriebe, bei dem sowohl alle inneren Räder und Stege als auch das rotierende Gehäuse zur Leistungsübertragung beitragen [19].

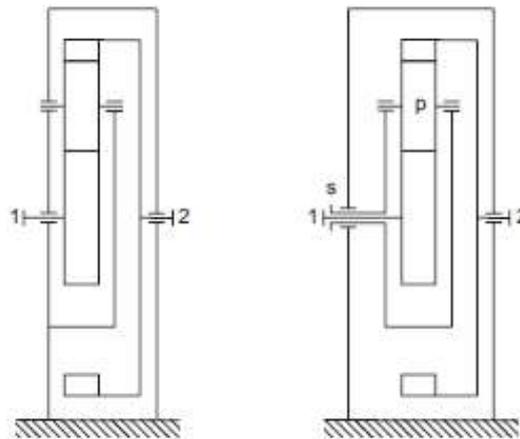


Abbildung 2.10.: Ableitung eines Planetengetriebes von einem Standgetriebe mit negativer Übersetzung [20]

Die am weitest verbreitete und einfachste Form der Umlaufgetriebe sind die Planetengetriebe, daher sollen die Grundgesetze der Umlaufgetriebe am Beispiel eines Planetengetriebes dargestellt werden.

In der Praxis wird häufig eines der beiden Zentralräder (öfter das Hohlräder) mit dem Gehäuse fest verbunden und damit gegen Rotation gesichert. Hier muss das Drehmoment des nun stehenden Rades vom Gehäuse und dem Fundament abgestützt werden. Diese Variante wird

Zweiwellengetriebe genannt. Analog dazu werden Umlaufgetriebe mit drei drehenden Wellen, Dreiwellengetriebe genannt. Offene Planetengetriebe werden dann Umlaufgetriebe genannt, wenn ein Standgetriebe mit versetzten Wellen zu einem Planetengetriebe gemacht wird. Hierbei lässt sich nur mehr eine der beiden Wellen koaxial mit dem Steg anordnen und im Gehäuse lagern. Die andere Welle dreht sich bei gleichzeitiger Drehung um die eigene Achse auf einer Kreisbahn um die Zentralachse [19].

Durch das um die Zentralachse laufende Rad würde eine Unwucht entstehen, die durch ein gegenüberliegendes Gegengewicht ausgeglichen werden kann. Meist wird anstatt eines Gegengewichts jedoch mindestens ein weiteres (meist drei) gleichmäßig am Umfang angeordnete Planetenräder zur Verhinderung einer Unwucht verwendet. Zugleich wird damit erreicht, dass sich die Umfangskraft über mehrere Zahneingriffe aufteilt. Da hierbei die Leistung über mehrere Planetenräder „verzweigt“ wird, spricht man hierbei auch von einer Leistungsverzweigung.

Typische Anwendungsgebiete von Planetengetrieben

- KFZ-Automatikgetriebe
- Differential
- Akkuschauber
- Helikopter (Hauptantrieb)
- Antriebsnaben von Nutzfahrzeugen
- Landmaschinen
- Fahrrad Nabenschaltungen

Vor- und Nachteile von Planetengetrieben

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Mehrere Freiheitsgrade • Extrem hohe Übersetzungen möglich • Kompakte Bauweise • Geräuscharmer Lauf • Keine Belastung der Zentralwellenlager durch Zahnkräfte 	<ul style="list-style-type: none"> • Teuer • Hoher Bauaufwand • Empfindlich gegenüber Eingriffsstörungen • schlechter Wirkungsgrad bis Selbsthemmung

Tabelle 2.2.: Vor- und Nachteile von Planetengetrieben

2.6. Einfache Umlaufgetriebe

Einfache Planetengetriebe besitzen nur *einen* Steg und *einfachen, einstufigen* darauf gelagerten Planeten. Von einem rückkehrenden einfachen Planetengetriebe wird gesprochen, wenn es einen angeschlossenen Steg, zwei angeschlossene Zentralräder und beliebig viele nicht angeschlossene Planetenräder besitzt. Besitzt das einfache Planetengetriebe hingegen einen angeschlossenen Steg, ein angeschlossenes Zentralrad, ein angeschlossenes Planetenrad und beliebig (auch Null) viele nicht angeschlossene Planetenräder, spricht man von einem offenen einfachen Planetengetriebe. Ist ein Rad mit einer nach außen führenden Welle verbunden und kann über diese sein Drehmoment weiterleiten, wird es als „angeschlossen“ bezeichnet.

2.6.1. Übersetzung und Standübersetzung

Wie zuvor schon erwähnt, entsteht ein Standgetriebe, wenn der Steg eines Dreiwellegengetriebes mit dem Gehäuse fest verbunden wird. Es muss jedoch nicht unbedingt eine Verbindung zum festen Gehäuse hergestellt werden. Es kann ebenso während des Betriebs bei Betriebszuständen, bei denen die Stegwelle von außen festgehalten wird, eintreten. Ist dies der Fall, spricht man von der *Standübersetzung*.

2.6.2. Wirkungsgrad und Standwirkungsgrad

An Unterabschnitt 2.3.3 anknüpfend, sind die Leistungsflüsse einer Stirnradstufe in Abbildung 2.11 dargestellt. Die folgenden Gleichungen können dabei auf jede beliebige Stirnradstufe angewendet werden. Dabei kann sowohl P_1 die Antriebsleistung und P_2 die Abtriebsleistung sein als auch umgekehrt. Zu beachten gilt jedoch, dass die Antriebsleistung immer positiv und die Abtriebsleistung immer negativ ist. Entstehende Verluste sind mit P_V eingezeichnet.

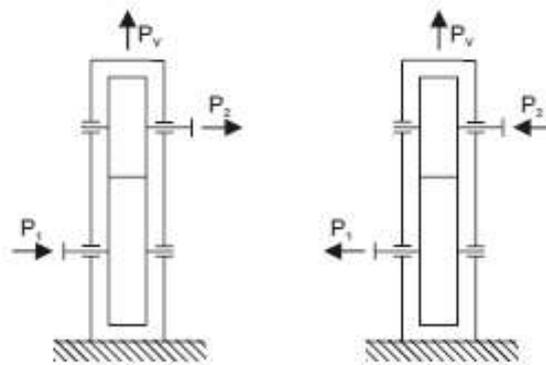


Abbildung 2.11.: Leistungsflüsse von Stirnradstufen [20]

Laut Gleichung 2.5 ergibt sich der Wirkungsgrad aus dem Verhältnis der Abtriebsleistung zur Antriebsleistung. Je nach Leistungsfluss kann der Wirkungsgrad η aus Abbildung 2.11 wie folgt dargestellt werden:

$$\eta_{12} = -\frac{P_2}{P_1} \quad (2.7)$$

$$\eta_{21} = -\frac{P_1}{P_2} \quad (2.8)$$

Wird wiederum der Steg mit dem Gehäuse fest verbunden, entsteht ein Standgetriebe und man spricht bei η_{12} und η_{21} von *Standwirkungsgraden*. Bei Planetengetrieben treten zusätzliche Verlustquellen wie zum Beispiel drehzahlabhängige Platschverluste wegen der rotierenden Planeten und zusätzliche Reibverluste in den Planetenlagern auf. Darum müssen für die vorherige Definition des Standwirkungsgrades einige Einschränkungen getroffen werden. Es werden nur die aufgrund der Zahnreibung verursachten Verluste und die meist vernachlässigbaren Ver-

luste der Planetenlagerung für die theoretische Berechnung herangezogen [19]. Diesen Zustand erreichen Planetengetriebe bei maximalen und sehr niedrigen Drehzahlen nahezu ideal.

2.6.3. Plusgetriebe und Minusgetriebe

Das Betriebsverhalten von einfachen Planetengetrieben kann in zwei Gruppen unterteilt werden. Getriebe mit negativer Standübersetzung und Getriebe mit positiver Standübersetzung. Die erste Gruppe, bei der sich die Zentralwellen bei stillstehendem Steg gegengleich drehen, werden Minusgetriebe genannt. Bei der zweiten Gruppe drehen sich die Zentralwellen bei stillstehendem Steg gleichsinnig und werden somit Plusgetriebe genannt.

2.6.4. Bauformen einfacher Planetengetriebe

Die verschiedenen Bauformen der Planetengetriebe unterscheiden sich hauptsächlich durch ihren Standwirkungsgrad und ihren konstruktiven Aufwand. Sollten für einen bestimmten Anwendungszweck mehrerer kinematisch gleichwertige Bauformen möglich sein, erfolgt die Auswahl meist anhand der konstruktiven Kriterien. Ebendarum sind in der Praxis die einfachsten Bauformen am häufigsten zu finden [19].

Zur Veranschaulichung werden in Abbildung 2.12 und Abbildung 2.13 einige Varianten dargestellt. In den Abbildungen sind geometrisch bedingte Grenzwerte für die Übersetzungen angegeben.

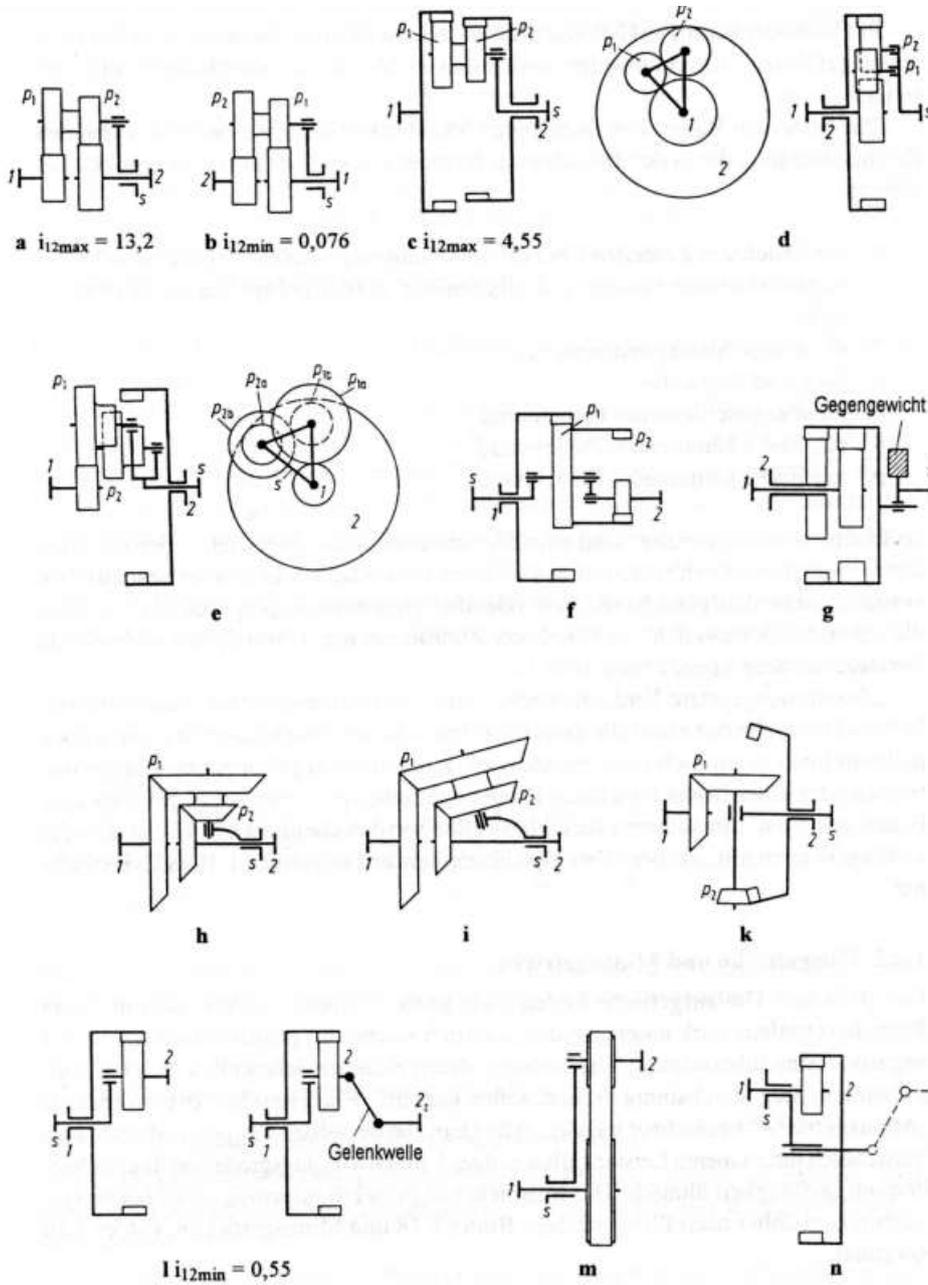


Abbildung 2.12.: Bauformen von Plusgetrieben [19]

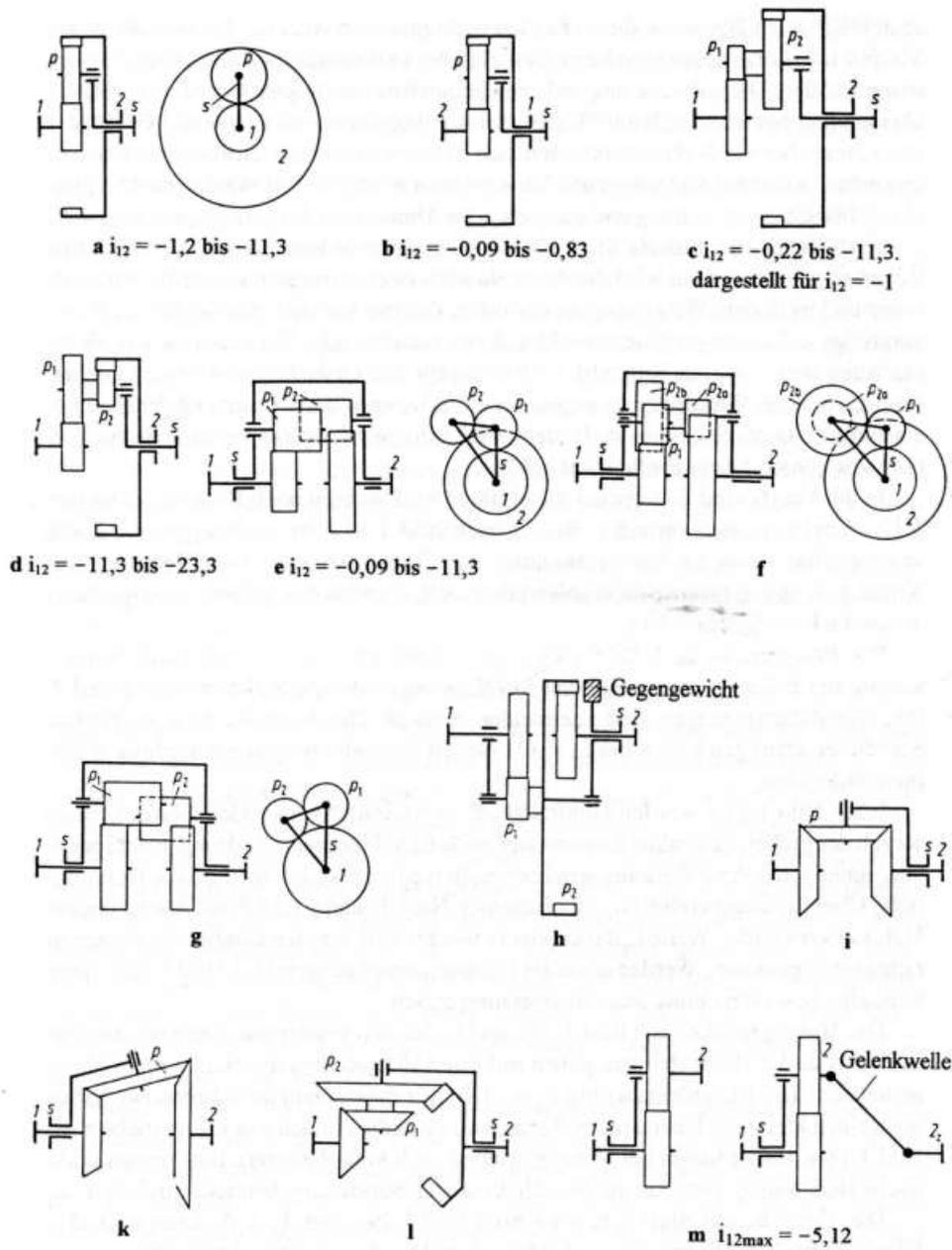


Abbildung 2.13.: Bauformen von Minusgetrieben [19]

2.7. Wolfromgetriebe

Wolfromgetriebe sind eine spezielle Form der Planetengetriebe. Sie setzen sich aus zwei einfachen Planetengetrieben zusammen, die mehrere Bauteile gemeinsam haben und sind somit zusammengesetzte Planetengetriebe oder auch reduziertes Koppelgetriebe [7].

Reduzierte Koppelgetriebe lassen sich von den elementaren Koppelgetriebe ableiten. Elementare Koppelgetriebe sind einfach Umlaufgetriebe, die mit weiteren Umlaufgetrieben zusammengeschaltet werden, um den technischen Anwendungsbereich zu erweitern. Die Eigenschaften solcher entstehender zusammengesetzter Umlaufgetriebe können auf die Eigenschaften der einzelnen Getriebe zurückgeführt werden und sind somit unwesentlich komplizierter als einfache Planetengetriebe.

Setzt man mehrere einzelne Umlaufgetriebe zusammen, kann jede Welle als An- oder Abtriebswelle an das darauffolgende Getriebe angeschlossen werden, still gesetzt, oder mit einer Welle des nächsten Getriebes verbunden oder gekoppelt werden.

Reduzierte Koppelgetriebe sind Sonderbauformen der elementaren Koppelgetriebe. Wolfromgetriebe sind unter den reduzierten Koppelgetriebe, Einsteg-Koppelgetriebe. Die beiden Stege der Getriebe können auf einen Steg reduziert werden, da diese die gemeinsame freie Koppelwelle bilden und so gemeinsam gelagert werden können. Abbildung 2.14 zeigt ein solches Getriebe in schematischer Darstellung.

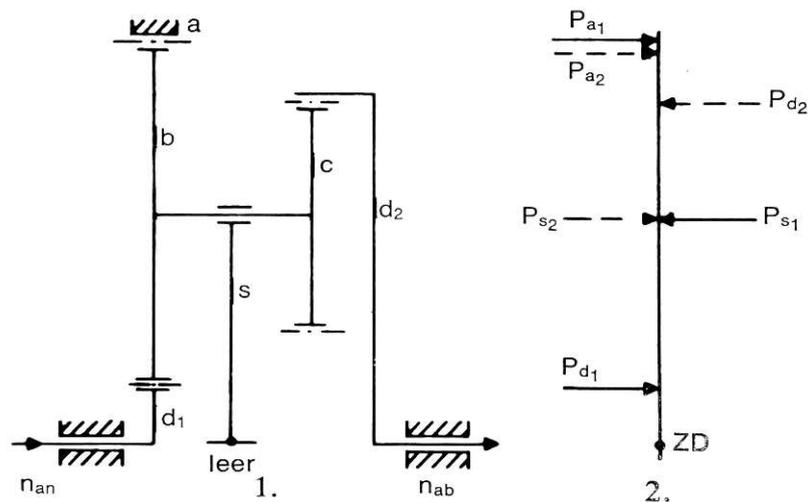


Abbildung 2.14.: Schematische Darstellung eines Koppelgetriebes (Wolfromgetriebe) und der Leistungsfluss [7]

2.8. Harmonic Drive

Die im Englischen Harmonic Drive bezeichneten Getriebe werden im Deutschen auch Spannungswellengetriebe oder auch Gleitkeilgetriebe genannt. Sie sind nicht mit den klassischen Getrieben, bei denen die Kraftübertragung mittels Zahnradpaaren auf Wellen hergestellt wird, zu vergleichen. Harmonic Drive Getriebe besitzen ein elastisches Übertragungselement, welches die Kraftübertragung sicherstellt.

In Abbildung 2.15 sind die Bestandteile in einem Schnitt dargestellt.:

Bestandteil	Beschreibung
Wave Generator	Eliptische Scheibe mit zentraler Nabe und aufgespresstem verformtem Wälzlager
Flexspline	Der Antrieb - Zylindrische verformbare Buchse mit Außenverzahnung
Circular Spine	starrer zylindrischer Ring mit Innenverzahnung

Tabelle 2.3.: Bestandteile eines Harmonic Drive Getriebes [17]

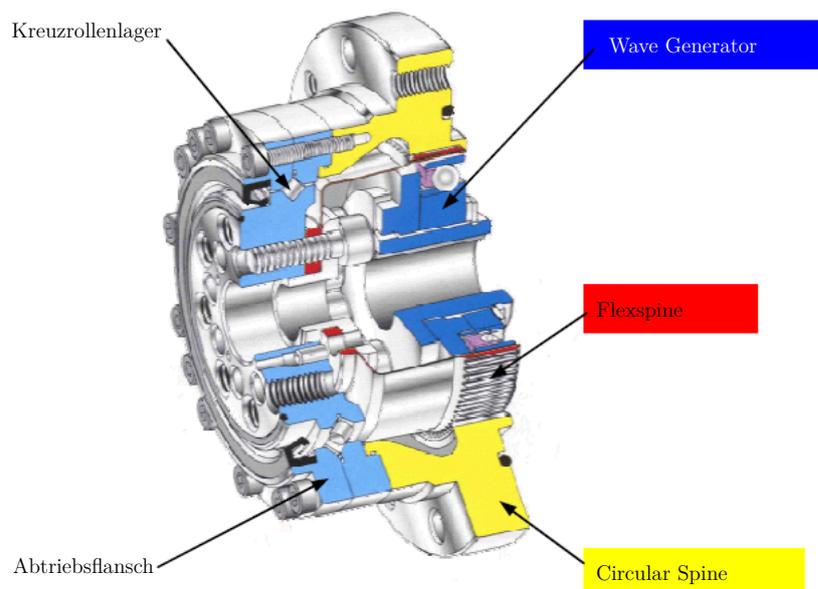


Abbildung 2.15.: Schnittdarstellung eines Harmonic Drive Getriebes [17]

In Abbildung 2.16 ist das Funktionsprinzip eines Harmonic Drive Getriebes erkennbar.

Die angetriebene elliptische Scheibe verformt eine dünnwandige außenverzahnte Buchse, die über dem Außenring des Kugellagers liegt, bei der Drehbewegung. Dadurch kommt die Außenverzahnung der Buchse mit der Innenverzahnung des festen Außenrings im Bereich der längeren Ellipsenachse in den Eingriff und wird so zurückgehalten. Wegen der geringeren Zähnezahls des Innenrings, bleibt dieser bei festgehaltenem Außenring, bei einer Umdrehung gegenüber diesem zurück.

Durch feine Verzahnungen beziehungsweise hohe Zähnezahlen können hohe Übersetzungen realisiert werden. Übersetzungen sind etwa von $200 : 2 = 100$ bei 202 Zähnen an der Innenverzahnung und 200 Zähnen an der Außenverzahnung denkbar. Es würde sich die verformte Stahlbuchse bei hundert Umdrehungen der elliptischen Scheibe nur um eine volle Umdrehung weiterdrehen. Üblicherweise sind ca. 30 Prozent der Zähne am an der Kraftübertragung beteiligt. Harmonic Drives sind sehr steif und spielfrei [17, 8, 1, 6, 28].

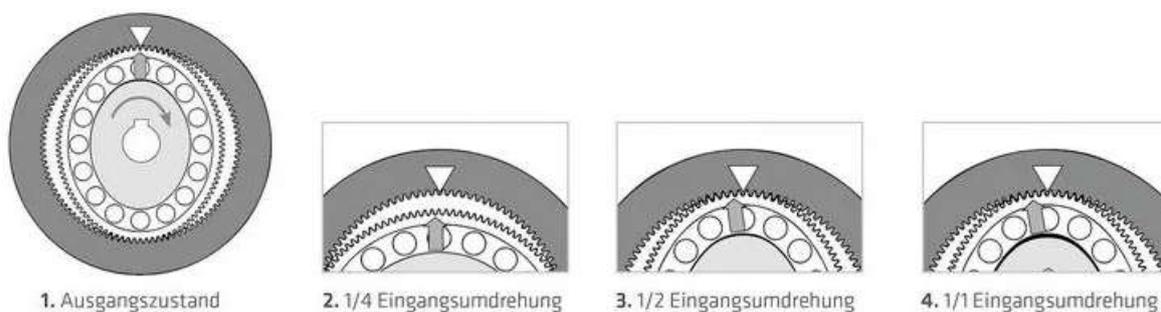


Abbildung 2.16.: Funktionsprinzip eines Harmonic Drive Getriebes [8]

Anwendungsgebiete:

- Achsantriebe bei Industrierobotern
- in Kraftfahrzeugen (Dynamiklenkung)
- Antriebe von Druckmaschinen
- Antriebe von Flugsimulatoren
- in Werkzeugmaschinen
- in Servomotoren

2.9. Zykloidgetriebe

Zykloidgetriebe sind Exzentergetriebe. Im Vergleich zu Planetengetriebe übertragen hier nicht Zahnräder die Drehmomente, sondern Kurvenscheiben. Sie zählen aufgrund ihrer umlaufenden Wellen aber ebenfalls zu den Umlaufgetrieben.

Die Antriebswelle ist als Exzenterwelle (Exzentrizität e) ausgeführt und treibt eine Kurvenscheibe mit n Kurvenabschnitten (Nocken) an. Im korrekten Abstand ringförmig um die Kurvenscheibe angeordnet befinden sich $N = n + 1$ Pins, Stifte oder Bolzen. Die durch die Antriebswelle hervorgerufene exzentrische Bewegung der Kurvenscheibe wird diese um die Bolzen getrieben. Dadurch rotiert die Kurvenscheibe zusätzlich zu der exzentrischen Bewegung um ihre eigene Symmetrieachse. In der Kurvenscheibe angeordnete Löcher drehen dadurch entgegengesetzt der Antriebswelle. Durch das Einsetzen von über einen Steg miteinander verbundenen Pins in diese Löcher kann der Abtrieb realisiert werden.

Pro Umdrehung des Antriebsrades dreht sich der Abtrieb um eine Nocke weiter. Das so entstandene Übersetzungsverhältnis i berechnet sich wie folgt:

$$i = \frac{n}{N - n} \quad (2.9)$$

Es entspricht also genau der Anzahl an Nocken auf der Kurvenscheibe.

Bei mehrstufigen Zykloidgetrieben ergibt sich die Gesamtübersetzung durch die Multiplikation der einzelnen Übersetzungen.

$$i_{ges} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad (2.10)$$

Das Herzstück von Zykloidgetrieben ist die Kurvenscheibe. Die Kontur dieser lässt sich auf eine Zykloide zurückführen. Darum werden die Kurvenscheiben auch als Zykloidscheiben und das gesamte Getriebe als Zykloidgetriebe bezeichnet.

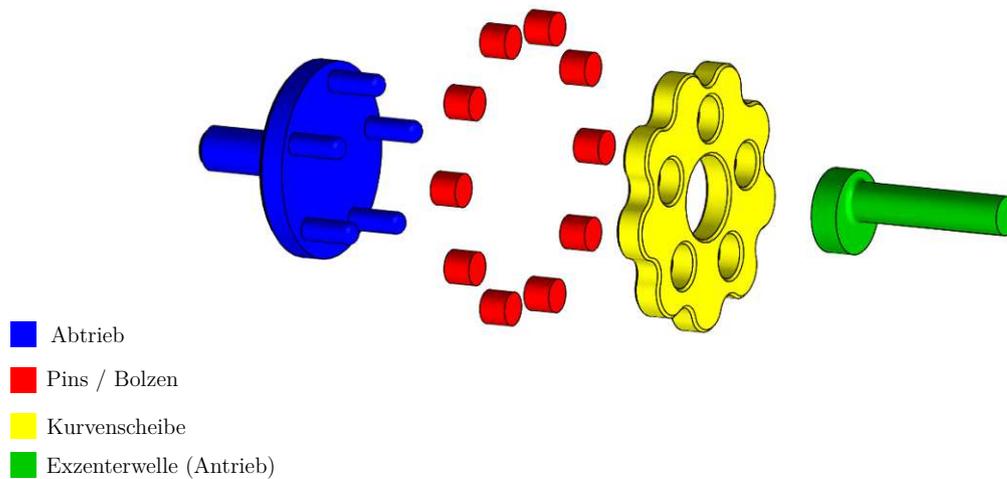


Abbildung 2.17.: Grundsätzlicher Aufbau eines einfachen Zykloidgetriebes

Aufgrund der exzentrischen Bewegung der Kurvenscheibe würden bei hohen Drehzahlen Unwuchten entstehen. Diesen kann jedoch in der Praxis leicht durch das um 180 Grad versetzte Anordnen einer zweiten Kurvenscheibe entgegengewirkt werden. Das resultiert nicht nur in einem ruhigeren Lauf, sondern ermöglicht auch die Übertragung von sehr hohen Drehmomenten. Zusätzlich wird die Kurvenscheibe meist auch mit einer sogenannten verkürzten Zykloide konstruiert, was eine verringerte Exzentrizität zur Folge hat und zu kleineren Löchern in der Kurvenscheibe führt. Zu den Maßen der Löcher etwas später mehr.

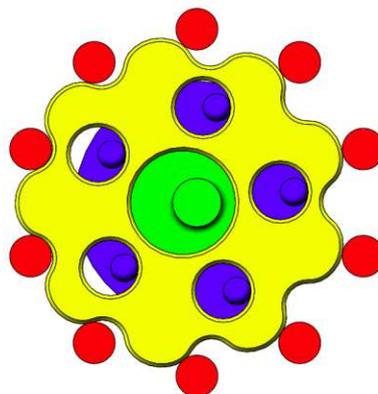


Abbildung 2.18.: Vorderansicht des Aufbaus eines Zykloidgetriebes

2.9.1. Vergleich Zykloidgetriebe und Planetengetriebe

Wie aus den vorherigen Erläuterungen hervorgeht, bieten sich für hohe Übersetzungsverhältnisse bei gleichzeitig geringer Baugröße, Zykloidgetriebe und Planetengetriebe (speziell in Falle dieser Arbeit das Wolfrom-Getriebe) besonders an.

Stellt man sich ein fixes Hohlräder, den Antrieb über das Sonnenrad und den Abtrieb über den Steg vor, ähnelt dies schon sehr den fixen Pins, der antreibenden Exzenterwelle und dem Abtrieb über verbundene Pins.

	Planetengetriebe	Zykloidgetriebe
umlaufende Achsen	Planetenräder	Kurvenscheiben
werden angetrieben von	Sonnenrad	Exzenter
umlaufen dabei	Hohlräder	Bolzen/Stifte
treiben hierdurch an	Palententräger (Steg)	Abtriebspins

Tabelle 2.4.: Planetengetriebe vs. Zykloidgetriebe nach [27]

Im Vergleich zu den Zahnrädern in Planetengetrieben, weisen die Kurvenscheiben eine sehr große Robustheit gegenüber stoßartiger Belastungen auf. Bei 3 Planetenrädern wären zum Beispiel nur 3 Zähne im Eingriff. Hingegen ist bei Zykloidgetrieben eine große Anzahl von Pins gleichzeitig in Kontakt mit der Kurvenscheibe. Durch das Hinzufügen einer zweiten Scheibe wird dieser Effekt noch größer. Weiters haben Zykloidgetriebe im Vergleich zu Planetengetrieben ein geringeres Winkelspiel und eine hohe Torsionssteifigkeit. Die dadurch hohe Positioniergenauigkeit ist für den Anwendungsbereich dieser Arbeit nicht wirklich relevant. Daher wird auf diese Eigenschaften nicht näher eingegangen.

Bei großen Übersetzungsverhältnissen sind Zykloidgetriebe oft kompakter und weisen eine höhere Lebensdauer auf. Bei kleineren Übersetzungsverhältnissen weisen hingegen Planetengetriebe oft größere Vorteile und höheren Wirkungsgrad auf. Der Vergleich der Vorteile der jeweiligen Getriebe ist in Tabelle 2.5 nochmals aufgelistet.

Vorteile von Planetengetrieben	Vorteile von Zykloidgetrieben
hohe Leistungsdichte	minimales Umkehrspiel (bleibt über Lebensdauer konstant)
Hohe Effizienz	rollender Kontakt anstatt Gleitreibung
Lastverteilung auf Planeten	geringer Verschleiß, leiser Betrieb
Geringes Umkehrspiel	hohe Stoßbelastbarkeit
geringe Kosten	Torsionssteifigkeit
geringer Durchmesser aber lang	Flaches Pancake Design
geringes Losbrechmoment	extrem hohe Übersetzungen (200:1) möglich

Tabelle 2.5.: Vorteile von Planetengetrieben und Zykloidgetrieben [4]

2.9.2. Konstruktion einer Kurvenscheibe

Die Grundform einer Kurvenscheibe setzt sich aus einer Zykloide zusammen. Um die Zykloidenform zu erhalten, rollt man einen Rollkreis auf einem Grundkreis mit Radius ρ ab. Ein Punkt P am Umkreis des abrollenden Rollkreises beschreibt dabei die Zykloide, welche auch gleichzeitig das Bezugsprofil bildet (siehe Abbildung 2.19 und Abbildung 2.20). Damit sich die Kurvenscheibe im Getriebe um die Pins wälzen kann, muss der Punkt am Umfang des Rollkreises auf einen weiteren Kreis erweitert werden. Der Durchmesser dieses Kreises entspricht dem Durchmesser der Pins beziehungsweise der Bolzen. Die nach dem Abrollen, entstandene hüllende Kurve, entspricht dem Profil der Kurvenscheibe.

Zum besseren Verständnis kann man sich zunächst, das entstehende Bezugsprofil der aufeinander abrollenden Kreise ähnlich einer Blume vorstellen, da es solchen ähnelt. Anschließend fräst man mit einem Fräser, dessen Durchmesser dem Pindurchmesser entspricht, diese Kontur nach. Man erhält so ebenfalls die Kontur der Kurvenscheibe[24].

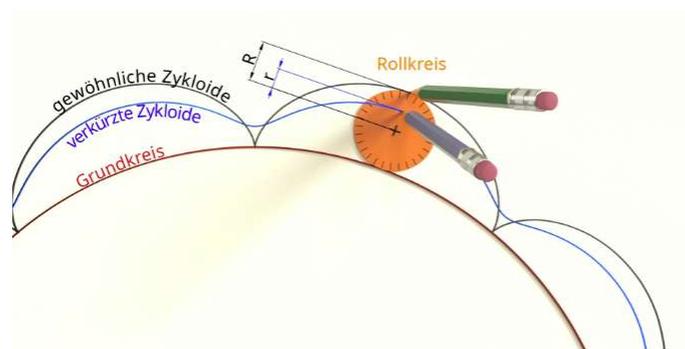


Abbildung 2.19.: Entstehung einer verkürzten Zykloide [24]

Verkürzte Zykloide

Bei vorher beschriebener Konstruktion der Kurvenscheibe erhält man eine große Exzentrizität durch "tiefe" Nocken (Abbildung 2.20 a).

Es würden also bei hohen Drehzahlen ein unruhiger Lauf und große Unwuchtkräfte entstehen. Um Letzteres zu vermeiden, werden Kurvenscheiben meist mit einer sogenannten *verkürzten Zykloide* konstruiert. Dabei wird nicht wie oben erwähnt ein Punkt am Umfang des Rollkreises mit Radius R fixiert, sondern einer innerhalb des Rollkreises $r < R$. Die Kontur einer verkürzten Zykloide verläuft um einiges „weicher“ als diese einer gewöhnlichen Zykloide. Die weniger tiefen Nocken haben auch eine geringere Exzentrizität zur Folge. Mit der Wahl von r kann die Exzentrizität beliebig beeinflusst werden, was für die Auslegung und Konstruktion des Getriebes eine hohe Bedeutung hat [25].

Das Übersetzungsverhältnis ändert sich durch das Verkürzen der Kontur nicht.

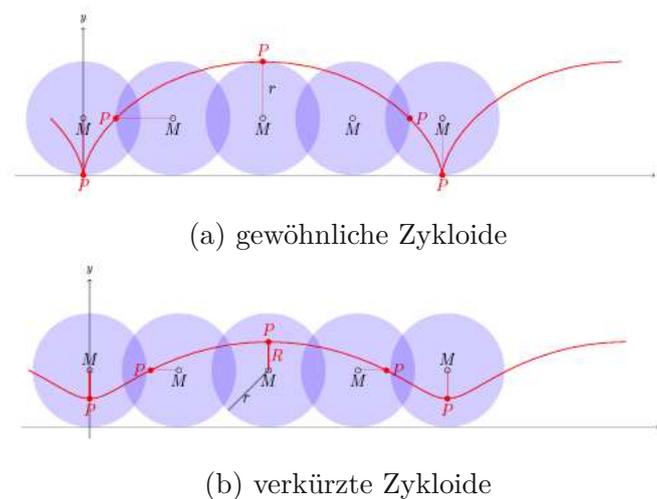


Abbildung 2.20.: Vergleich gewöhnliche Zykloide und verkürzte Zykloide [11]

Abtriebslöcher

Die Abtriebslöcher einer Kurvenscheibe können je nach zur Verfügung stehendem Platz theoretisch beliebig gewählt werden. Berücksichtigt muss jedoch werden, dass die Abtriebsbolzen passend dazu ausgelegt werden. Der Durchmesser der Abtriebspins muss

$$\text{Abtriebslochdurchmesser} - 2 * \text{Exzentrizität}$$

betragen. Üblicherweise werden also zuerst die Bolzen des Abtriebs für das erforderliche Drehmoment ausgelegt und anschließend die passenden Abtriebslöcher in der Kurvenscheibe vorgesehen.

Im Zuge dieser Arbeit entschied man sich für eine Exzentrizität von $E = 0.5\text{mm}$ und einem Bolzendurchmesser (Bolzen inklusive Hülse) von 8mm . Das Abtriebsloch in der Kurvenscheibe musste also 9mm (wie in Abbildung 2.21 zu sehen) betragen. Die anderen Löcher dienen lediglich zur Gewichtsreduzierung der Scheibe.

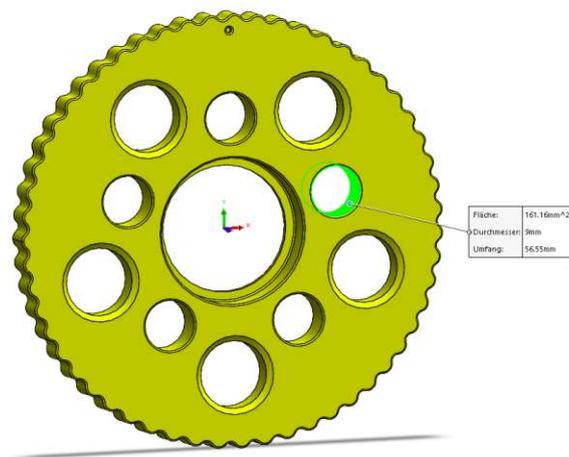


Abbildung 2.21.: Abtriebslochmaße einer Kurvenscheibe

Konstruktion in SolidWorks

Wie zu erkennen, handelt es sich um keine triviale Form, die mit einfachen Skizzentools ins SolidWorks konstruiert werden kann. In SolidWorks gibt es jedoch die Möglichkeit *Gleichungsgesteuerte Kurven* zu definieren (siehe Abbildung 2.22 a)).

SolidWorks bietet hierbei dem User zwei Optionen zur Auswahl an Abbildung 2.22 b)). Die Einstellung „Explizit“ wäre für Gleichungen mit einer Variable wie zum Beispiel $y = x^2$ bei der man Start und Endpunkt festlegt.

In Falle einer Zykloide wird jedoch die Option „Parametrisch“ benötigt. Diese funktioniert analog zur expliziten Option, mit dem Unterschied, dass hier *zwei* Gleichungen (Abbildung 2.23) definiert inklusive Start und Endpunkt definiert werden müssen.

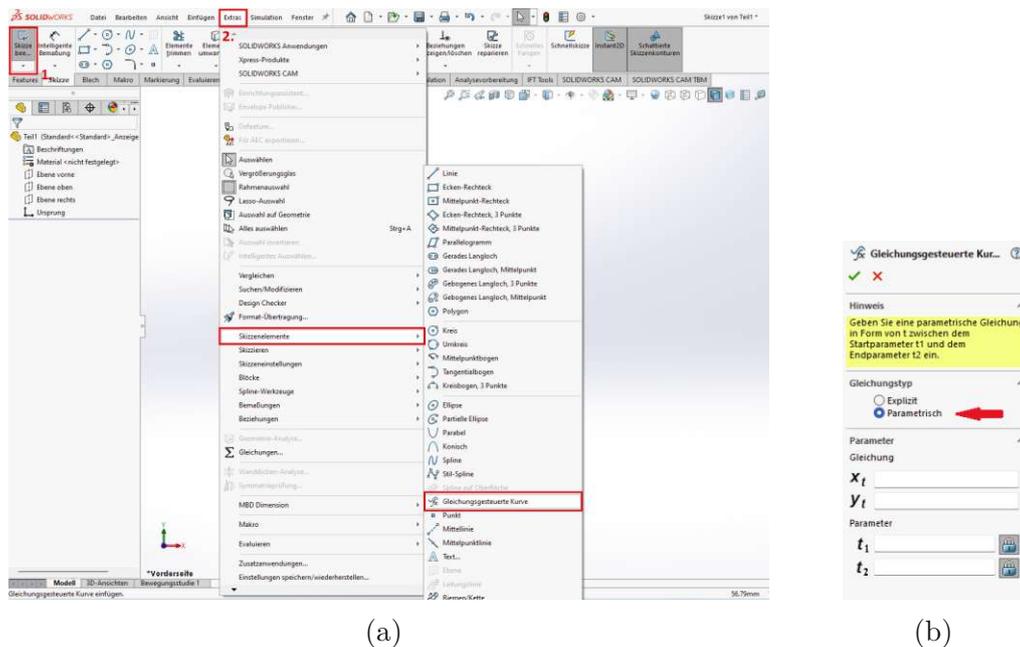


Abbildung 2.22.: Gleichungsgesteuerte Kurven SolidWorks

Die verkürzte Zykloide hat folgende Parametrisierung: (der Abstand P zu M ist R) [11]

$$\begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (\rho + r) \sin t - R \sin \left(\left(1 + \frac{\rho}{r}\right)t \right) \\ (\rho + r) \cos t - R \cos \left(\left(1 + \frac{\rho}{r}\right)t \right) \end{pmatrix} \quad (2.11)$$

mit $R < r$.

Nach den Anpassungen für die Kurvenscheibe erhält man [31]

$$\begin{pmatrix} x(t) \\ y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R \cos \theta - R_r \cos(\theta - \psi) - E \cos(N\theta) \\ -R \sin \theta - R_r \sin(\theta - \psi) - E \sin(N\theta) \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

mit

$$\psi = -\tan^{-1} \left(\frac{\sin((1-N)\theta)}{(R/EN) - \cos((1-N)\theta)} \right), (0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ)$$

Für unser Beispiel werden die folgenden Parameter der Gleichungen gewählt:

- $R = 25$... Radius der Kurvenscheibe

- $E = 2$... Exzentrizität
- $R_r = 3$... Radius der Pins
- $N = 10$... Anzahl der Pins

Die umgeformten Gleichungen für SolidWorks lauten dann:

$$X = (25*\cos(t)) - (3*\cos(t + \arctan(\sin((1-10)*t)/((25/20) - \cos((1-10)*t)))) - (2*\cos(10*t)) \quad (2.13)$$

$$Y = (-25*\sin(t)) + (3*\sin(t + \arctan(\sin((1-10)*t)/((25/20) - \cos((1-10)*t)))) + (2*\sin(10*t)) \quad (2.14)$$

diese müssen nur in die dafür vorgesehenen Felder, wie in Abbildung 2.23 zu sehen, kopiert werden.

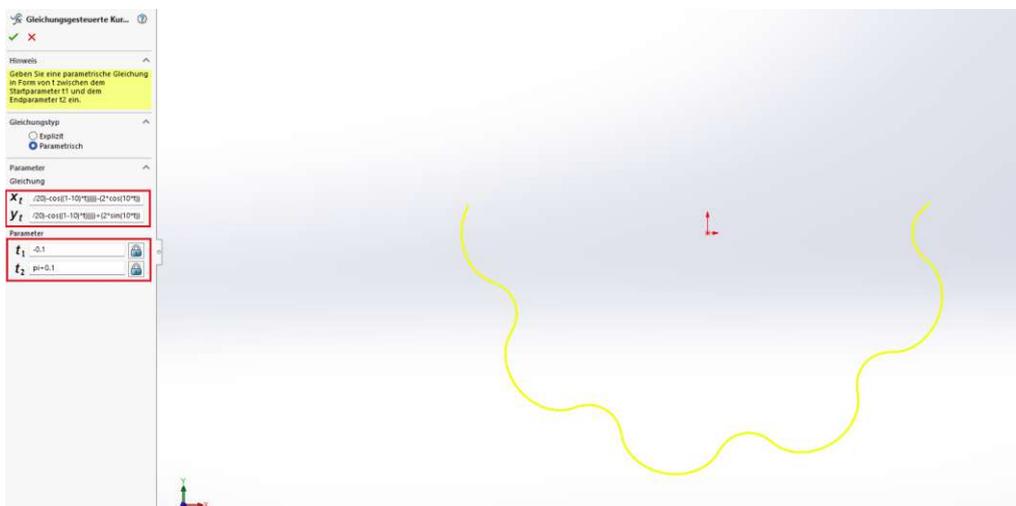


Abbildung 2.23.: Definieren der beiden Gleichungen

Da ein geschlossenes Profil erzeugt werden soll, wäre der erste Gedanke t_1 und t_2 von 0° bis 360° festzulegen. Das führt in SolidWorks aber leider zu einem Fehler einer sich selbst schneidenden Kontur. Um diesen Fehler zu umgehen, müssen eine alternative Vorgehensweise

gewählt werden. Wie in Abbildung 2.24 zu sehen ist, erzeugt man eine Kurve von -0.1 bis $\pi + 0.1$ und eine Skizze zu erhalten, die auf beiden Seiten etwas über die Mittellinie ragt.

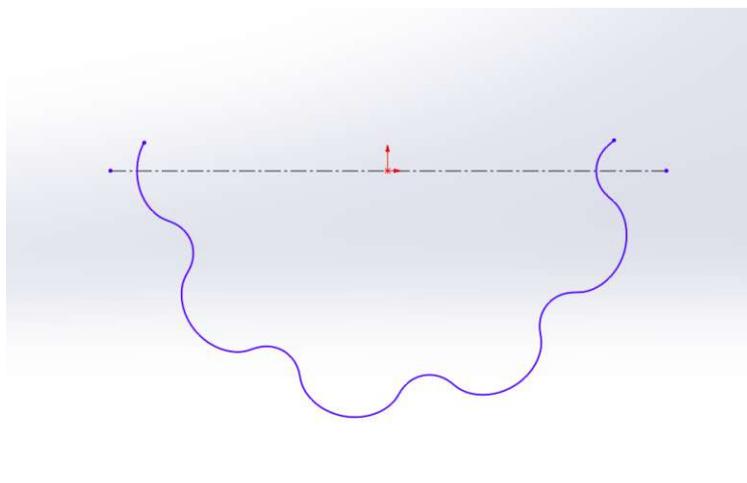


Abbildung 2.24.: Erzeugte Skizze mit Symmetrielinie

Anschließend kann man diese mithilfe des Trimwerkzeuges trimmen und nun spiegeln (Abbildung 2.25). So erhält man eine vollumlaufende Kontur. In älteren Versionen kann es vorkommen, dass an den Berührungspunkten der Spiegelung eine tangentiale Bedingung hinzugefügt werden muss.

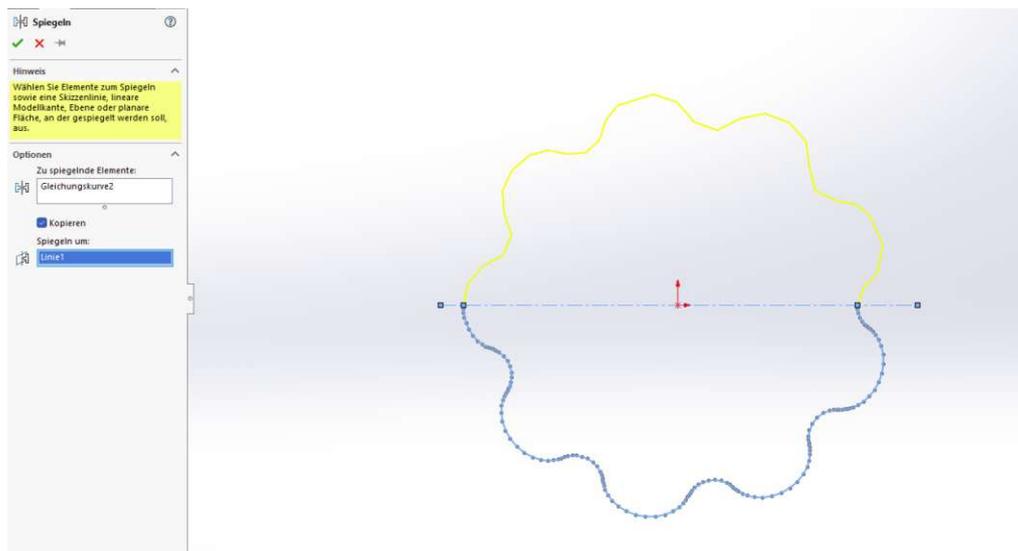


Abbildung 2.25.: Spiegeln der Kontur

Nach Austragen der Kontur ist die Kurvenscheibe wie in Abbildung 2.26 zu sehen, fertig und es kann begonnen werden, die Abtriebslöcher und weitere Anpassungen einzubringen.

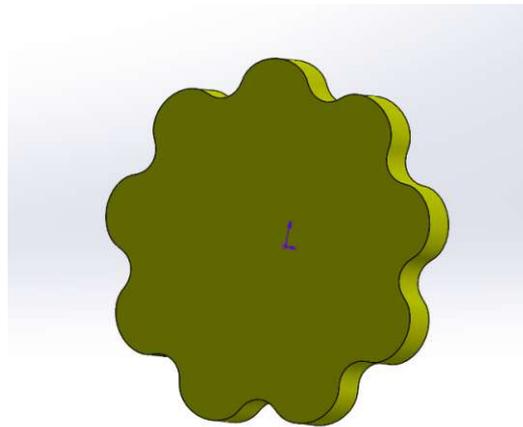


Abbildung 2.26.: Ausgetragene Kurvenscheibe

2.9.3. Verschiedene Konfigurationen einer Kurvenscheibe

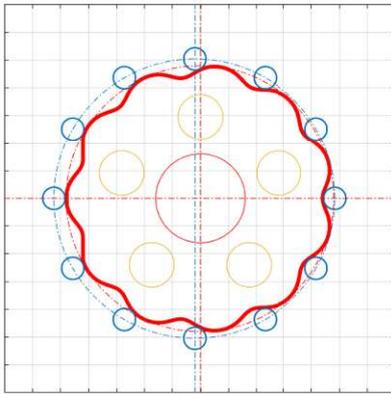
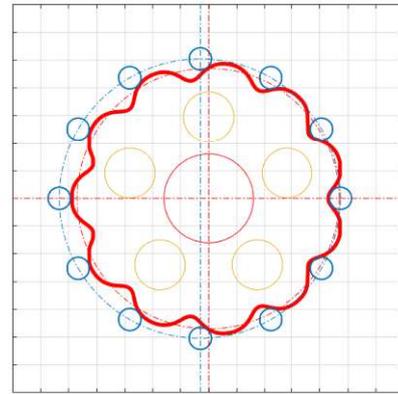
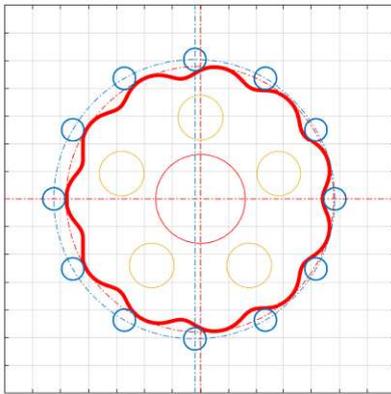
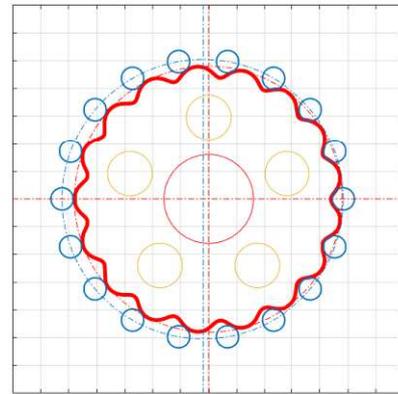
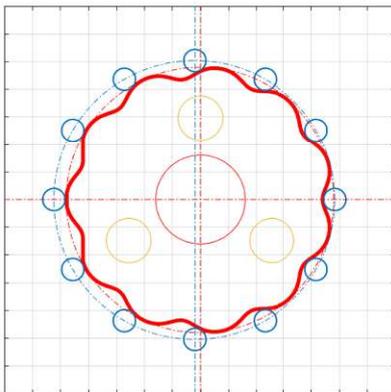
Um einfach verschiedene Konfigurationen von Parametern wie Anzahl der Nocken (N) oder der Exzentrizität (E) ausprobieren zu können, wurde ein kurzer Matlab Code zur grafischen Darstellung erstellt. Folgend ein kurzer Ausschnitt des Programms. Zu Beginn werden Parameter festgelegt, die für die Berechnung herangezogen werden sollen. Anschließend werden die Formeln der Zykloide definiert. Der weitere Code dient zur grafische Darstellung in Matlab. Der komplette Code ist dem Anhang beigefügt.

```

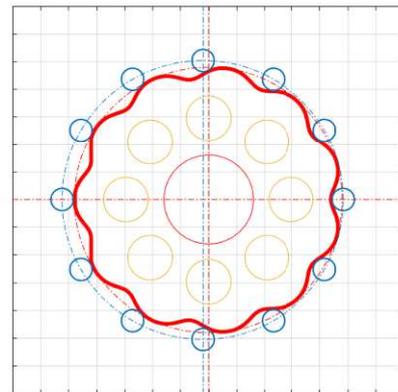
1
2 %% Berechnung Zykloidscheibe/Kurvenscheibe
3 % Parameter
4
5 R=20;
6 Rr=2;
7 N=10;
8 E=1;
9 Rinnen = 8.5 ;
10
11 % Formel für die Zykloidkurve
12
13 x=(R*cos(t))-(Rr*cos(t+atan(sin((1-N).*t)./ ...
14   ((R/(E*N)-cos((1-N).*t)))))-(E*cos(N.*t));
15 y=(-R*sin(t))+(Rr*sin(t+atan(sin((1-N).*t)./ ...
16   ((R/(E*N)-cos((1-N).*t)))))+(E*sin(N.*t));

```

In der Abbildung 2.27 sind einige Konfigurationen von Kurvenscheiben, die mit dem oben erwähnten Matlab Code erstellt wurden, dargestellt. Auf Einheiten wie Millimeter wurde in den Darstellungen verzichtet, da nur die Unterschiede von zum Beispiel geringer Nockenanzahl gegen höherer Nockenanzahl dargestellt werden soll.

(a) $E = 1$ (b) $E = 1.5$ (c) $N = 12$ (d) $N = 18$ 

(e) 3 Abtriebslöcher



(f) 8 Abtriebslöcher

Abbildung 2.27.: Konfigurationen von Kurvenscheiben

3. Zielsetzung

3.1. Zieldefinition

Ziel dieser Arbeit ist es, das bestehende Getriebe für den Antrieb des Spannsystems weiterzuentwickeln und alternative Getriebearten zu konstruieren, um das gesamte intelligente Spannsystem näher an die Produktreife zu führen.

Da das Spannsystem akkubetrieben ist, ist es besonders wichtig einen guten Wirkungsgrad zu erreichen, um die Verluste während des Spannens zu minimieren. Das existierende, grob ausgelegte Planetengetriebe wird hierfür mittels Simulationssoftware modelliert. Die Ergebnisse sollen anschließend eine Optimierung hinsichtlich des Materials, der Baugröße, des Schmierstoffes und infolgedessen des Preises ermöglichen. Eine Überdimensionierung und die damit verbundenen höheren Produktionskosten sollen vermieden werden.

Des Weiteren werden drei verschiedene Varianten eines Zykloidgetriebes entwickelt und verglichen. In den Abmaßen muss das endgültig ausgewählte Getriebe hinreichend klein gestaltet sein, um die Außenmaße des gesamten Systems zu minimieren. Die Außenmaße werden zum Beispiel bei der Verwendung des Schraubstockes in 5-Achs-Bearbeitungszentren und auch bei der Manipulation mit Robotern in automatisierten Fertigungszellen relevant.

3.2. Aufbau der Arbeit

In Kapitel 4 wird die Auswahl einer geeigneten Getriebevariante diskutiert und das bestehende Planetengetriebe aufgenommen und simuliert. Die Auswahl des Antriebsmotors sowie des Mikrocontrollers wird ebenso beleuchtet. Des Weiteren zeigt Kapitel 4 die Konstruktion sowie den Aufbau von drei Zykloid Getriebevarianten. Zuletzt wird ein Kostenvergleich der Zukaufteile aufgestellt. Kapitel 5 zeigt die Simulation der kritischen Bauteile der zuvor konstruierten Getriebevarianten. Anschließend wird in Kapitel Kapitel 6 die Fertigung der Prototypen sowohl mittels additiver Methoden, als auch der Funktionsprototypen aus Metall erklärt und dargestellt. Die gefertigten Prototypen aus Metall werden anschließend in Kapitel 7 für Wirkungsgradtests herangezogen. Das siebte Kapitel zeigt den Prüfaufbau und diskutiert die in Diagrammen dargestellten Ergebnisse. Das Kapitel 8 schließt diese Arbeit mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick auf weitere Forschungsmöglichkeiten ab.

4. Auswahl und Konstruktion der Getriebe

Ähnlich wie in [5] wurde vor der Konstruktion von Prototypen in die Anlehnung an die Methodik zu Lösungsfindung in der Produktentwicklung von Pahl und Beitz [22] eine Anforderungsliste inklusive Lösungsansätzen erstellt und anschließend bewertet. Tabelle 4.1 und Tabelle 4.2 zeigen diesen Vorgang.

Nr.:	Merkmal	Beschreibung	Art
1	Geometrie	Bauvolumen von max. 120x100x90mm (Gehäuse)	Festforderung
2	Kinematik	Beidseitige Drehrichtung zum Spannen und Entspannen	Ziel
3	Beanspruchung	Dauerfestigkeit nebensächlich da nur kurze Belastungen	-
4	Kräfte/Momente	Abtriebsmoment von 30Nm	Festforderung
5	Gewicht	keine speziellen Anforderungen	-
6	Fertigung	einfache Fertigung im Haus realisierbar	Ziel
7	Montage/Demontage	einfache Montage/Demontage	Ziel
8	Wartung	Lebenszeitschmierung	Wunschforderung
9	Energie	guter Wirkungsgrad für die Akkulaufzeit	Ziel
10	Ergonomie	-	-
11	Kosten	möglichst günstig, da Teil eines Gesamtsystems	Ziel

Tabelle 4.1.: Anforderungsliste

Wie in Tabelle 4.2 zu sehen ist, haben bei erneuter Bewertung das Planetengetriebe und das Zykloidgetriebe die gleiche Anzahl an Punkten. Da bereits ein Prototyp des Planetengetriebes besteht, wurde zum Vergleich das Zykloidgetriebe ausgewählt.

Auswahlliste	Festforderung realisierbar	Ziele realisierbar	Aufwand zulässig	Anzahl Fertigungsteile niedrig	Fertigung intern möglich	Kosten im Rahmen	Bewertungspunkte	
Lösungsansatz	A	B	C	D	E	F	G	
Planetengeräte	+	+	+/-	+	+/-	+	8	
Zykloidgetriebe	+	+	+	+/-	+/-	+	8	gewählt
Harmonic Drive	+	-	-	+	+	-	6	
Gewichtung	3	3	1	1	2	1		

Tabelle 4.2.: Auswahlliste der Getriebe

4.1. Aufnahme des existierenden Planetengeräte

Bei dem aus der vorhergehenden vorhandenen Arbeit [5] Getriebe für den Antrieb des Spannmittels, handelt es sich um ein Planetengeräte in der Konfiguration nach Wolfrom. Es wurde ein Getriebe verwendet, das nun getestet werden soll, um herauszufinden, ob es andere Varianten gibt, die besser geeignet sind.

Für die maximale Spannkraft von $40kN$ und dem verwendeten Motor ergab sich eine benötigte Gesamtübersetzung von $i = 62$. In nachfolgender Tabelle ist der Berechnungsprozess dargestellt. Es wurde darauf geachtet, möglichst nahe an der Mindestübersetzung zu bleiben, um das schnelle Positionieren des Spannmittels weiterhin gewährleisten zu können.

Bezeichnung	Kurzzeichen	Modul/Zähnezahl/ Übersetzung	Gleichung	Bedingung
1.Stufe				
Modul	m_1	1		
Sonnenrad	n_{S1}	18		Vielfaches d. Planetenanzahl
Planeten	n_{P1}	15	$\frac{(n_{H1}-n_{S1})}{2}$	ganzzahlig
Hohlrad	n_{H1}	48		Vielfaches d. Planetenanzahl
Übersetzung	i_1	3,67	$1 + \frac{n_{H1}}{n_{S1}}$	
2.Stufe				
Modul	m_2	0,92	$\frac{m_1(n_{H2}-n_{P2})}{n_{H1}-n_{P1}}$	
Sonnenrad	n_{S2}	21	$n_{H2} - 2 * n_{P2}$	Vielfaches d. Planetenanzahl
Planeten	n_{P2}	15	$s * n_{P1}$	ganzzahlig
Hohlrad	n_{H2}	51	$s * n_{H1} + P$	ganzzahlig
Übersetzung	i_2	17	$\frac{s * n_{H2}}{n_{H2} - s * n_{H1}}$	
Anzahl Planeten	P	3		
Stufenfaktor	s	1		
Gesamtübersetzung	i_G	62,33	$i_1 * i_2$	≥ 60

Tabelle 4.3.: Ermittlung der Gesamtübersetzung des Planetengetriebes [5]

Simulation des bestehenden Planetengetriebes

Um das Planetengetriebe zu simulieren, wurde Kissys und Kisssoft von Gleason herangezogen. Im Folgenden sollen die gewählten Programmparameter diskutiert und dargestellt werden.

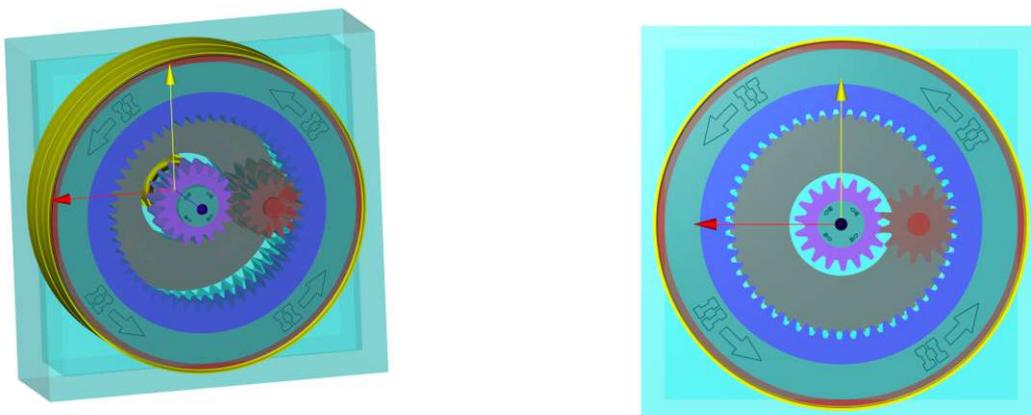


Abbildung 4.1.: Abbildung des Simulierten Planetengetriebes in Kisssoft

Der Antrieb findet über den das Sonnenrad (SunShaft) statt. Das erste Hohlrads (RingShaft1) ist feststehend. Im Vergleich dazu, ist das zweite Hohlrads (RingShaft2) drehbar gelagert. Die Planeten (Planet) der ersten Stufe, sind fest mit den Planeten (Planet) der zweiten Stufe verbunden, auf dem Planetenträger (Pin) gelagert und haben ein unterschiedliches Modul. Stufe 1 hat Modul 1 und Stufe 2 Modul 0,92. So wird die hohe resultierende Übersetzung sichergestellt.

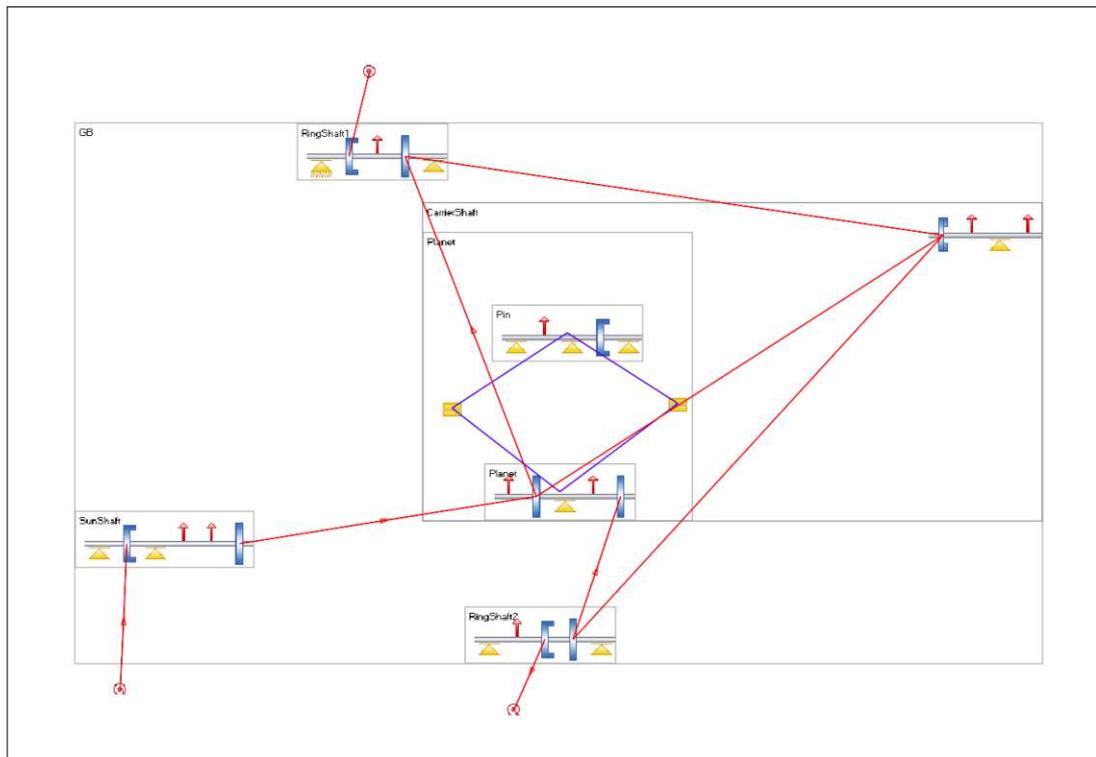


Abbildung 4.2.: Kissys Diagramm

Die Programmparameter wurden so nahe wie möglich an die realen Bedingungen angepasst. In Abbildung Abbildung 4.3 sind einige dieser gewählten Parameter zu sehen.

	A	B	C	D	E
1	LUBRICATION		Status	connect all variable	disconnect all variable
2	Lubricant	ISO-VG 100	Connected	Connect	Disconnect
3	Lubrication method (for gears)	Oil bath lubrication	Connected	Connect	Disconnect
4	Lubricant temperature [°C]	70	Connected	Connect	Disconnect
5	Impurity	Oil lubrication with filtration, ISO 4406 -/13/10, beta6=200	Connected	Connect	Disconnect
6					
7	MATERIALS				
8	Gears	C45 (1)	Connected	Connect	Disconnect
9	Shafts	C45 (1)	Connected	Connect	Disconnect
10	Housing	C45 (1)	Connected	Connect	Disconnect
11					
12	RATING				
13	System required service life [h]	20000	Connected	Connect	Disconnect
14	System required reliability [%]	99	Connected	Connect	Disconnect
15	Application factor KA	1.25	Connected	Connect	Disconnect
16	Face load factor KHb	Calculation according calculation method	Connected	Connect	Disconnect
17					
18	CALCULATION METHODS				
19	Helical gears	DIN 3990:1987 Methode B	Connected	Connect	Disconnect
20	Bevel gears	Kegelräder ISO 10300:2001, Methode B	Disconnected	Connect	Disconnect
21	Worm gears	ISO/TR 14521:2010	Disconnected	Connect	Disconnect
22	Crossed helical gears	Schraubrad nach ISO 6336:2006 und G.Niemann, Methode B/C	Disconnected	Connect	Disconnect
23	Face gears	Methode ISO 6336:2006-B/ Literatur	Disconnected	Connect	Disconnect
24	Shafts	DIN 743:2012	Connected	Connect	Disconnect
25	Bearings	1 from inner geometry: Rolling bearings service life, classical calculation	Connected	Connect	Disconnect
26	Modified rating life according ISO 281	No	Connected	Connect	Disconnect
27					
28	SHAFT SETTINGS				
29	Reference temperature [°C]	20	Connected	Connect	Disconnect
30	Housing temperature [°C]	40	Connected	Connect	Disconnect
31	Shaft(s) temperature [°C]	20	Connected	Connect	Disconnect
32	Gears	Consider gears as mass and as stiffness	Connected	Connect	Disconnect
33	Consider weight	Yes	Connected	Connect	Disconnect
34	Consider gyroscopic effect	No	Connected	Connect	Disconnect
35	Consider force center point offset	No	Connected	Connect	Disconnect
36	Write temporary results in CSV files	No	Connected	Connect	Disconnect
37					
38	BEARING FRICTION				
39	Calculation method	SKF Catalog 2018	Connected	Connect	Disconnect
40	Take oil level into account	No	Connected	Connect	Disconnect
41	Oil level	0	Connected	Connect	Disconnect
42	Lubrication type	Oil bath lubrication	Connected	Connect	Disconnect
43	Seals torque loss	SKF main catalog 10000/1 EN:2013	Connected	Connect	Disconnect
44					
45	BEVEL EFFICIENCY				
46	Calculation method	Niemann	Disconnected	Connect	Disconnect
47	Coefficient of friction (if own input)	0.07	Disconnected	Connect	Disconnect
48					
49	GEAR SETTINGS				
50	Required safeties	Safeties are not depending on size	Connected	Connect	Disconnect
51	Root safety (if not depending on size)	1.4	Connected	Connect	Disconnect
52	Flank safety (if not depending on size)	1	Connected	Connect	Disconnect
53	Tooth flank with load spectrum	Consider all negative load spectrum bins as positive	Connected	Connect	Disconnect
54	Tooth root with load spectrum	Consider all negative load spectrum bins as positive	Connected	Connect	Disconnect

Abbildung 4.3.: Kissys Parameter

Anschließend wurden Formulare definiert, in denen die gewünschten Berechnungen durchgeführt werden. Es wurden sowohl Berechnungen für die Sicherheiten, als auch den Wirkungsgrad durchgeführt (Abbildung 4.4). Vor allem die Wirkungsgradberechnungen sind für diese Arbeit relevant.

Für die Berechnungen ist ein Lastkollektiv in der Software definiert worden. Das Getriebe wird in diesem Anwendungsfall nicht standardmäßig belastet und ist somit keiner Dauerbelastung mit hohen Drehmomenten ausgesetzt. Beim Vorpositionieren der Spannbacken bietet die Spindel des Schraubstockes kaum einen Widerstand, bis der Kuppelpunkt der Kraftverstärkung eintritt. Anschließend findet das Aufbringen der gesamten Spannkraft wegen der Spannkraftverstärkung in den Schraubstöcken von Allmatic innerhalb von nur 1-2 Spindelumdrehungen statt (Dieses Prinzip ist in einem YouTube Video von der Allmatic Jakob Spannsysteme GmbH dargestellt: <https://www.youtube.com/watch?v=DZqPAt5qsbw>). Das hat zur Folge, dass hohe Drehmomente nur wenige Sekunden anliegen.

Nach dem Spannvorgang besteht keine durchgehende Belastung des Getriebes aufgrund der selbsthemmenden Eigenschaften der Spindel. Beim Lösen wurde das Lastkollektiv wie oben erwähnt nur umgekehrt angekommen. Die hohen Drehmomente wirken also nur kurz zu Beginn der Bewegung. Nach Ausrücken des Dorns der Kraftverstärkung liegt wieder keine nennenswerte Belastung am Getriebe an.

	A	B	C	D
1				
2		Speed	Drehmoment [Nm]	Leistung [kW]
3	Sonne (Input)	1500	1.3	0.2042
4	Planetenträger (Output)	24.064	-12.966	0.032674
5	Hohlrad 1	0	11.679	0
6	Übersetzung	62.333		
7				
8				
9	ERGEBNISSE 1	Sonne	Planeten 1	Hohlrad 1
10	Zahnfußsicherheit	4.9288	2.8867	6.2491
11	Flankensicherheit	0.44367	0.41862	0.70473
12				
13	Planetenstufe 1			
14	Kinematik	Festigkeit		
15				
16				
17	ERGEBNISSE 2		Planeten 2	Hohlrad 2
18	Zahnfußsicherheit		2.6969	5.1448
19	Flankensicherheit		0.57263	0.71577

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Efficiency		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	204.2		Efficiency (total) [%]	82.08
12	Power Output [W]	167.6		Efficiency (gear mesh) [%]	82.66
13	Power Losses [W]	36.6		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	0		Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	35.4		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL+PVL0 [W]	0		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	1.2		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	36.6		Total Dissipation [W]	0

Abbildung 4.4.: links die Ergebnisse der Sicherheiten und rechts die des Wirkungsgrades

Wie in Abbildung 4.4 zu sehen ist, besteht hinsichtlich Zahnfußsicherheit keinerlei Bedenken, mit einer Sicherheit von 2, 8867 an den Planeten. Die Flankensicherheit ist mit 0, 41862 geringer ausgefallen, könnte so zu Schwierigkeiten in der realen Anwendung führen.

Die Wirkungsgradberechnung ist in der Simulation erstaunlich gut ausgefallen. Mit einem Gesamtwirkungsgrad von 82,08% liegen wir hier in einem akzeptablen Bereich.

Im Vergleich dazu wurde in der Arbeit [20] ein Getriebe vergleichbarer Ausführung (Wolfrom-Getriebe) ausführlichst untersucht und es wurden in Versuchen Wirkungsgrade von 35 – 55% in den verschiedensten Konstellationen erreicht.

Bei der Annahme eines Wirkungsgrades von 50% kann das erforderliche Abtriebsdrehmoment von $30Nm$ jedoch möglicherweise nicht auf Dauer sichergestellt werden.

4.2. Auswahl des Antriebmotors und Motorcontrollers

Bei der Auswahl des Motors wurden neben den Leistungsdaten auch die Baugröße als wichtiges Kriterium berücksichtigt. Die Firma Maxon Motor AG bietet in der EC-Flat-Serie bürstenlose Gleichstrommotoren mit geringer Länge an [15]. Das Modell EC 90 Flat mit einer Nennleistung von 260 Watt und der passende Motorcontroller ESCON 50/5 werden für die weitere Konstruktion und den Antriebsstrang verwendet (Siehe Abbildung 4.5[14, 16]). Die Ansteuerung des Motors wird über einen im Spannsystem bereits installierten Mikrocontroller (Raspberry Pi Pico) realisiert.

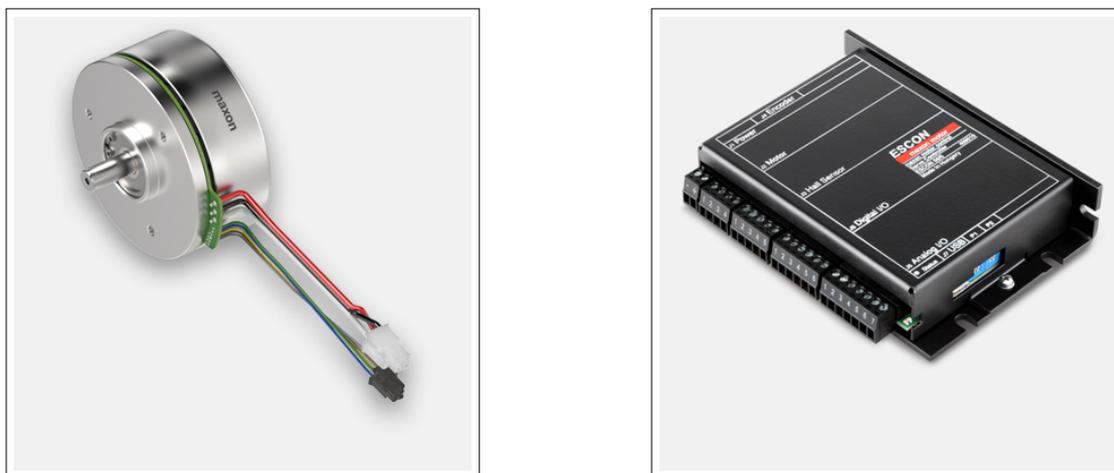


Abbildung 4.5.: links der EC 90 Flat Motor rechts der Motorcontroller ESCON 50/5

4.3. Konstruktion 3 Zykloidvarianten

Im Zuge dieser Arbeit wurden drei Varianten eines Zykloidgetriebes konstruiert und sollen in folgendem Kapitel näher erläutert werden.

Wie oben schon angeführt, entspricht die Übersetzung eines Zykloidgetriebes der Anzahl an Nocken auf der Kurvenscheibe. Unter Zuhilfenahme des Matlab Programms aus Kapitel 2.6.3, der groben erforderlichen Übersetzung und der Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Bauraumes wurde für alle 3 Varianten eine Übersetzung von 56 : 1 gewählt.

Von den drei konstruierten Varianten ähneln sich zwei stark, mit dem Unterschied der gewählten Lagertechnik zur Optimierung der Reibung im Getriebe. Die dritte Variante ist im Vergleich zu den anderen beiden Varianten zweistufig.

Variante 1: Kugellagervariante

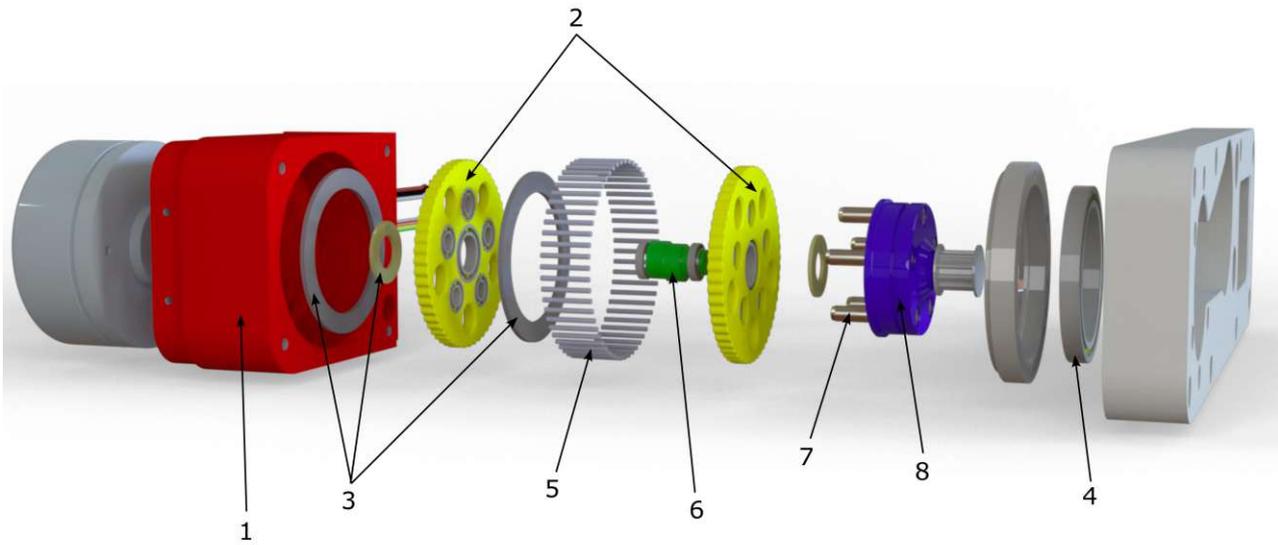


Abbildung 4.6.: Explosionsdarstellung der Kugellagervariante

Diese Variante besteht aus einem Gehäuse (1) mit Nuten, in denen Pins (5) drehbar angeordnet sind. Das Herausfallen der Pins verhindern zu einem die Kurvenscheiben (2) selbst, aber auch eine Bohrung in Verlängerung der Nuten und eine Ausnehmung auf der Abtriebsseite. Eine Schnittansicht davon ist in Abbildung 4.7 zu sehen. Weiters besteht es aus zwei Kurvenscheiben (gelb, 2), die mithilfe von Rillenkugellagern auf einer Exzenterwelle (grün, 6) gelagert sind. Die richtige Orientierung bei der Montage ist hier essenziell. Weiters besteht die Variante aus einem Abtrieb (blau, 8) mit fünf Abtriebspins (7). Diese Abtriebspins greifen in die fünf Abtriebslöcher in den Kurvenscheiben. Innerhalb dieser Löcher führen die Pins im Betrieb eine Rotationsbewegung durch und die Drehbewegung der Kurvenscheiben wird an den Abtrieb weitergegeben. Die Reibung dieser Bewegung soll durch Kugellager minimiert werden. Der Abtrieb wird in der Druckplatte des Systems ebenfalls mit einem Rillenkugellager (4) in Festlager-Konfiguration gelagert. Die axiale Lagerung und Minimierung der Reibung zwischen den Kurvenscheiben übernehmen hierbei Anlaufscheiben (3).



Abbildung 4.7.: Schnittdarstellung der Pinführung

Folgend sind die wichtigsten Bestandteile des Getriebes zusammengebaut in einem Schnitt dargestellt (Abbildung 4.8):

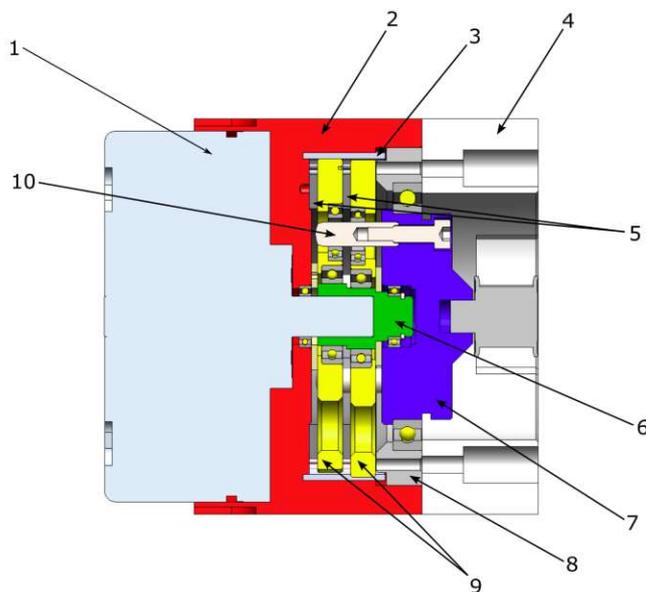


Abbildung 4.8.: Schnittdarstellung der Kugellagervariante

1. Brushless DC Motor
2. Gehäuse
3. Pins
4. Druckplatte
5. Anlaufscheiben
6. Exzenterwelle
7. Abtrieb
8. Lagerring
9. Kurvenscheiben
10. Abtriebspins (geschraubte Passstifte)

Variante 2: Gleitlagervariante

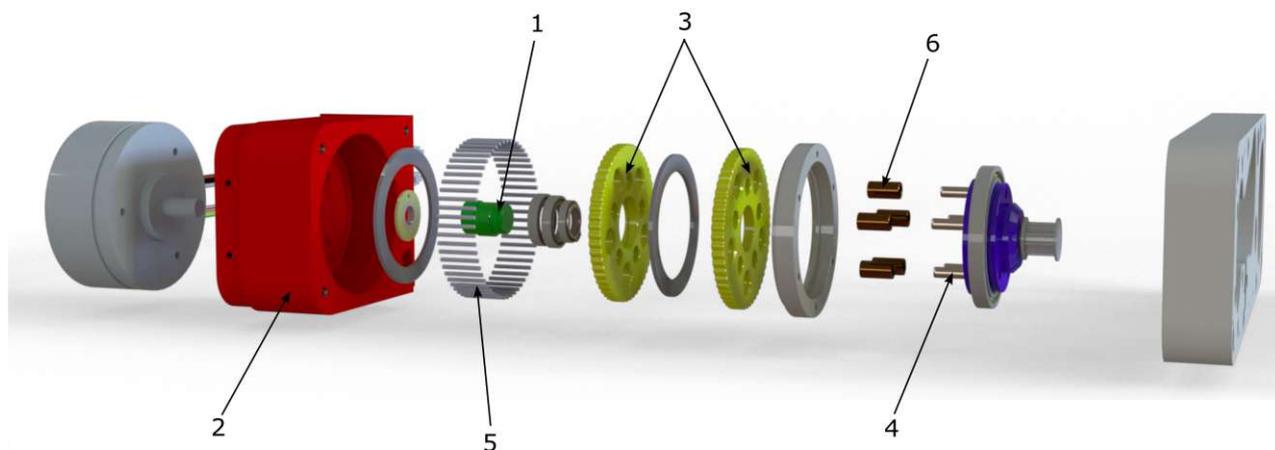


Abbildung 4.9.: Explosionsdarstellung der Gleitlagervariante

Das Prinzip der Gleitlagervariante unterscheidet sich nur geringfügig von Variante 1. Aufgrund der fehlenden Kugellager in den Abtriebslöchern der Kurvenscheiben (3) konnte die zentrale Bohrung und somit die Lagerung auf der Exzenterwelle (1) etwas größer gewählt werden. Der Abtrieb hat ebenfalls fünf Bolzen (4). In dieser Variante soll die bei Übertragung der Drehbewegung und Drehmoment entstehende Reibung durch Bronzehülsen (6) minimiert werden. Das Gehäuse (2) ist unverändert und hat wie Variante 1 Nuten, in denen die Pins (5) drehbar angeordnet sind.

Variante 3: Zweistufige Variante

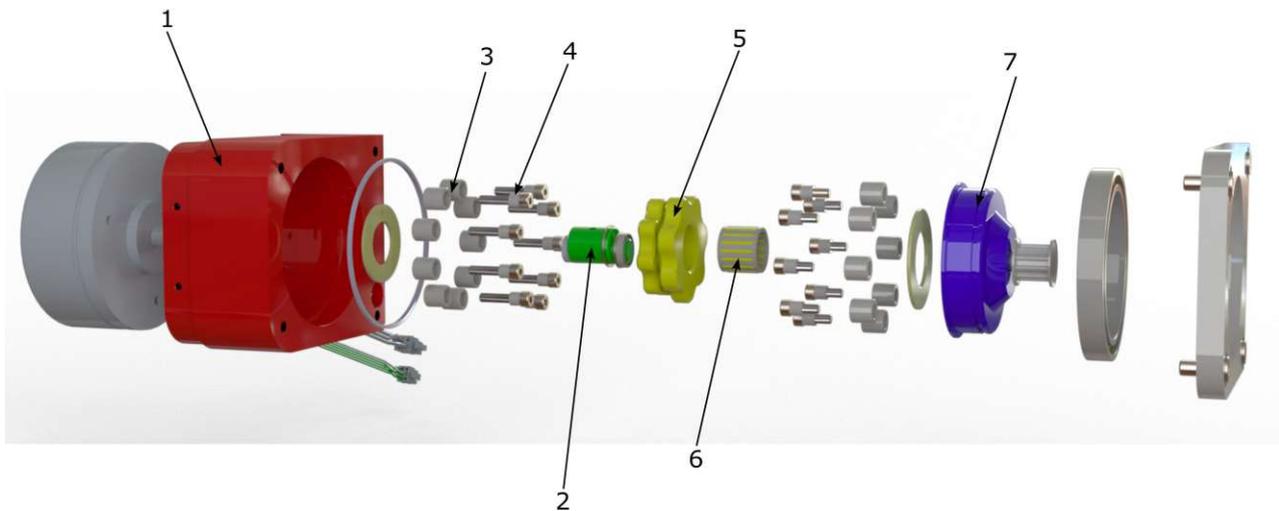


Abbildung 4.10.: Explosionsdarstellung der zweistufigen Variante

Variante 3 setzt auf ein anderes Konzept. Im Vergleich zu den vorherigen beiden Varianten handelt es sich hierbei um eine zweistufige Übersetzung. Im Gehäuse (1) werden die Pins (4) mit drehbarer Hülse (3, Abbildung 4.12) der ersten Stufe im Gehäuse fixiert. Die Exzenterwelle (grün, 2) hat nur eine Exzentrizität. Die Kurvenscheiben (5) beider Stufen sind fest miteinander verbunden (Abbildung 4.11) und mit einem Nadelkäfig (6) auf der Welle gelagert. Durch das Abstützen der Kurvenscheibe auf den fixen Pins der ersten Stufe, kann die Drehbewegung an den drehbar gelagerten Abtrieb (blau, 7) mit der Übersetzung der zweiten Stufe weitergegeben werden.

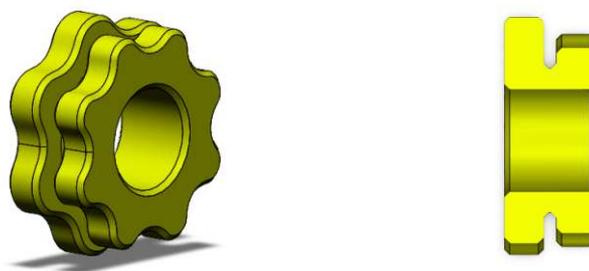


Abbildung 4.11.: zweistufige Kurvenscheibe

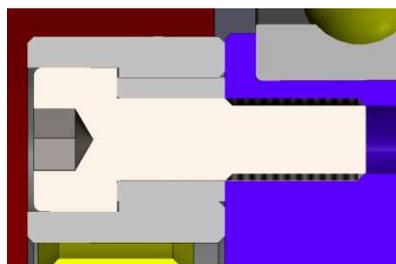


Abbildung 4.12.: Schnittdarstellung der drehbaren Hülsen

Abmaße der Getriebevarianten

Abbildung 4.13, Abbildung 4.14 und Abbildung 4.15 zeigen Schnittdarstellungen der Getriebevarianten mit einem Hinweis auf die Baulänge der jeweiligen Variante. Wie zu sehen, sind Variante 1 (Kugellager) und Variante 2 (Gleitlager) mit knapp 28mm etwas kürzer als Variante 3 (zweistufig) mit 33mm Länge. Jedes der Getriebe überschreitet den Durchmesser von 90mm des Motors nicht. Alle Getriebe, wie sie hier dargestellt sind, sind von der Außenform des Gehäuses unabhängig. Sie können also in jedes beliebige Gehäuse eingebaut werden und sind in ihrer Länge weitaus kürzer als Planetengetriebe mit vergleichbarem Übersetzungsverhältnis.

Variante 1: Kugellager

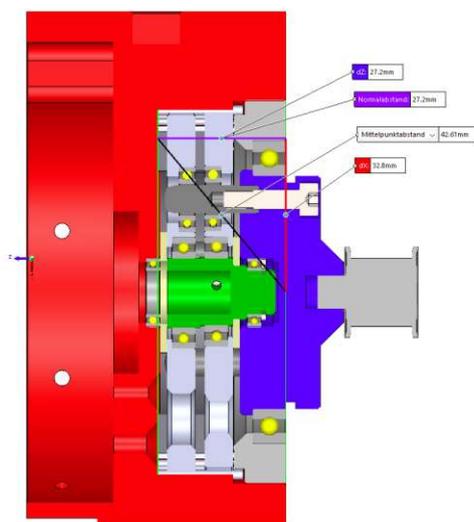


Abbildung 4.13.: Abmaße der Kugellagervariante

Variante 2: Gleitlager

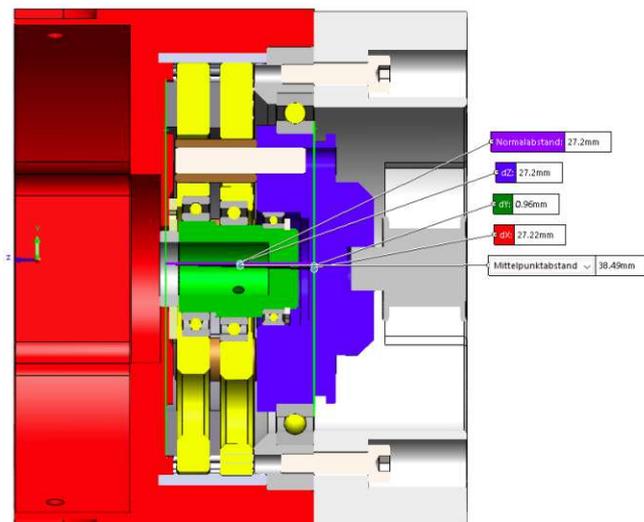


Abbildung 4.14.: Abmaße der Gleitlagervariante

Variante 3: Zweistufig

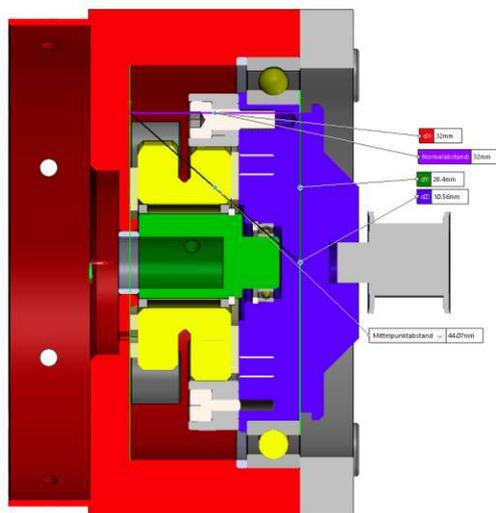


Abbildung 4.15.: Abmaße der zweistufigen Variante

4.4. Kostenvergleich der Getriebevarianten

Folgend der Kostenvergleich der Getriebevarianten. Dieser zeigt die Kosten der Zukaufteile wie Lager und Anlaufscheiben, um eine Vergleichbarkeit der Getriebe auf Kostenebene zu ermöglichen. Das Getriebe soll Teil eines Gesamtsystems werden. Die Kosten spielen daher eine erhebliche Rolle.

Wie Tabelle 4.4, Tabelle 4.5 und Tabelle 4.6 zu entnehmen ist, ist die Kugellagervariante weitaus teurer als die beiden anderen Konzepte. Diese erhöhten Kosten sind alleine auf die höhere Anzahl der Lager zurückzuführen.

Variante Kugellager					
Bezeichnung	Stück	Brutto Preis / Stk.	Netto Preis / Stk.	Gesamtpreis Brutto	Gesamtpreis Netto
Rillenkugellager 61802	2	1,29	1,08	2,58	2,15
Rillenkugellager 61810	1	5,3	4,42	5,30	4,42
Rillenkugellager 61700	2	1,2	1,00	2,40	2,00
Nadelstifte 2mm x 19,8mm	56	0,07	0,06	3,92	3,27
Anlaufscheibe Igus WTM-1224	1	2,18	1,82	2,18	1,82
Anlaufscheibe Igus WTM-1426	1	2,21	1,84	2,21	1,84
Anlaufscheibe Igus GTM-52569	2	3,8	3,17	7,60	6,33
Rillenkugellager 618/7	10	2,73	2,28	27,30	22,75
Abtriebspin	5	0,23	0,19	1,15	0,96
Circlip 50x2	1	1,9	1,58	1,90	1,58
				53,49	44,58

Tabelle 4.4.: Kostenaufstellung Kugellagervariante

Variante Gleitlager					
Bezeichnung	Stück	Brutto Preis / Stk.	Netto Preis / Stk.	Gesamtpreis Brutto	Gesamtpreis Netto
Rillenkugellager 61810	1	5,3	4,42	5,30	4,42
Anlaufscheibe Igus GTM-52569	2	3,8	3,17	7,60	6,33
Anlaufscheibe Igus WTM-1426	1	2,21	1,84	2,21	1,84
Abtriebspins	5	0,23	0,19	1,15	0,96
Bronzehülsen	5	1,09	0,91	5,45	4,54
Rillenkugellager 61702	1	2,56	2,13	2,56	2,13
Rillenkugellager 61803	2	1,39	1,16	2,78	2,32
Nadelstifte 2mm x 19,8mm	56	0,07	0,06	3,92	3,27
Circlip 50x2	1	1,9	1,58	1,90	1,58
				30,97	25,81

Tabelle 4.5.: Kostenaufstellung Gleitlagervariante

Variante Zweistufig					
Bezeichnung	Stück	Brutto Preis / Stk.	Netto Preis / Stk.	Gesamtpreis Brutto	Gesamtpreis Netto
Anlaufscheibe Igus WTM-2442	1	3,05	2,54	3,05	2,54
Anlaufscheibe Igus WTM-2036	1	2,68	2,23	2,68	2,23
Rillenkugellager 61700	1	1,2	1,00	1,20	1,00
Rillenkugellager 61812	1	6,89	5,74	6,89	5,74
Nadelkranz K16-20-17	1	13,33	11,11	13,33	11,11
Circlip 15x1	1	0,15	0,13	0,15	0,13
Circlip 16x1	1	0,16	0,13	0,16	0,13
Circlip 60x2	1	2,33	1,94	2,33	1,94
				29,79	24,83

Tabelle 4.6.: Kostenaufstellung der zweistufigen Variante

5. Simulationen der Zykloidgetriebekomponenten

Im folgendem Abschnitt werden die wichtigsten Bauteile der Zykloidgetriebe mit der Hilfe eine FEM - Analyse (Finite Elemente Methoden) überprüft. Aus Übersichtsgründen wurden hier nur die Komponenten der Getriebevariante dargestellt, für die man sich schlussendlich entschieden hat. Näheres dazu in Abschnitt 7.3.

5.1. Kurvenscheibe

In SolidWorks wurde wie in Abbildung 5.1 zu sehen, eine Bewegungsanalyse der Kurvenscheibe druchgeführt. Dafür wurden alle nicht relevanten Komponenten ausgeblendet und die Baugruppe auf das wesentliche reduziert. Volumenkörper-Kontakte zwischen der Antriebswelle und dem Kugellager (SKF 61803), der Kurvenscheiben und dem Kugellager sowie den Pins und der Kurvenscheibe definiert. Der Antrieb erfolgte über die Antriebswelle mit 150 Umdrehungen pro Minute. In der Abbilung ist zu sehen, dass während einer Umdrehung immer nur ungefähr ein drittel der Kurvenscheibe mit den Pins im Eingriff steht.

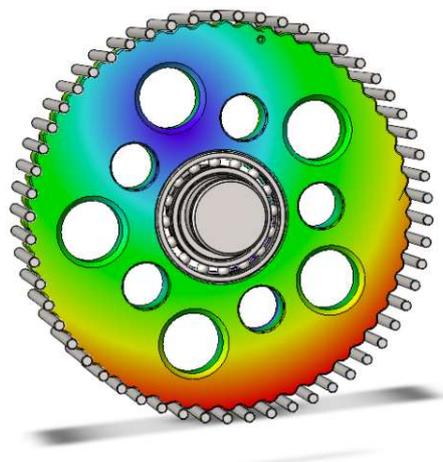


Abbildung 5.1.: Bewegungsanalyse einer Kurvenscheibe

In der Abbildung 5.2 wurde die Kurvenscheibe unter Last untersucht. Dazu wurde eine feste Einspannung an der Lagerstelle und gegengleich drehende Drehmomente von $50Nm$ einerseits auf den Nocken und andererseits auf den Abtriebslöchern definiert. Wie zu sehen ist, liegen wir in den am stärksten belasteten Bereichen weit unter der Streckgrenze des Materials. Die Kurvenscheiben wurden aus 42CrMo4 gefertigt.

Rahmenbedingungen

Einspannungen	Fixe Einspannung an der Lagerstelle und eine Gleitvorrichtung an der Rückseite
Externe Lasten	$50Nm$ gegen den Uhrzeigersinn an den Abtriebslöchern und im Uhrzeigersinn an den Nocken
Ziele	Sicherstellung der Festigkeit, Sicherheit größer 1,2

Tabelle 5.1.: Simulationsbedingungen der Kurvenscheibe

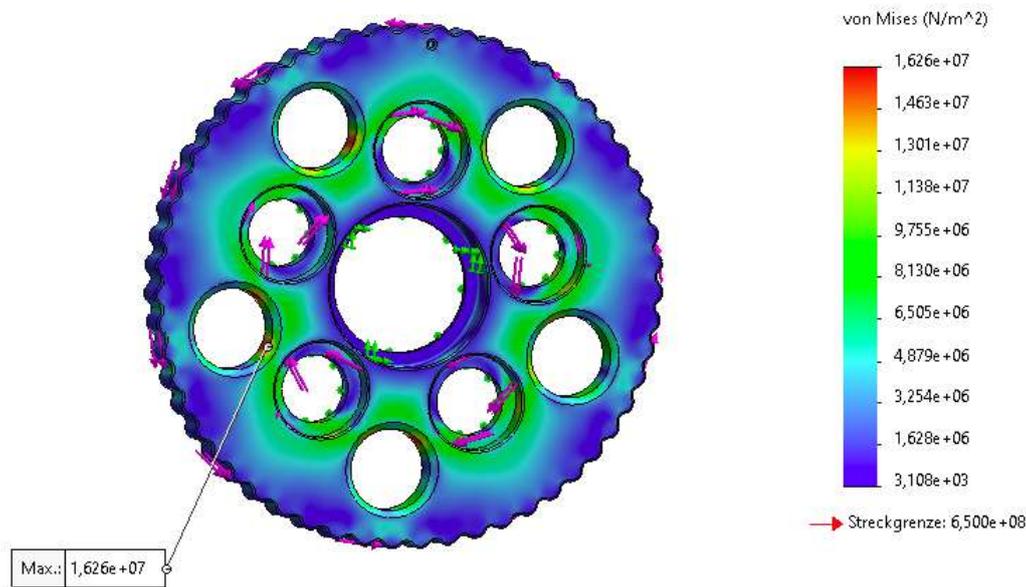


Abbildung 5.2.: Simulation der Kurvenscheibe unter einer Last von $50Nm$

5.2. Gehäuse

Des Weiteren wurde auch das Gehäuse untersucht. Für die Prototypen wurde das Gehäuse aus Aluminium (AlMgSi0,7 / EN AW 6063 Aluminium) gefertigt.

In Abbildung Abbildung 5.3 ist zu sehen, dass auch hier das Maximum mit $2,25 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$ weit unter der Belastungsgrenze des Materials liegt.

Rahmenbedingungen

Einspannungen	Fixe Einspannung an der Rückseite des Gehäuses
Externe Lasten	50Nm an den Pin-Nuten
Ziele	Sicherstellung der Festigkeit, Sicherheit größer 1,2

Tabelle 5.2.: Simulationsbedingungen des Gehäuses

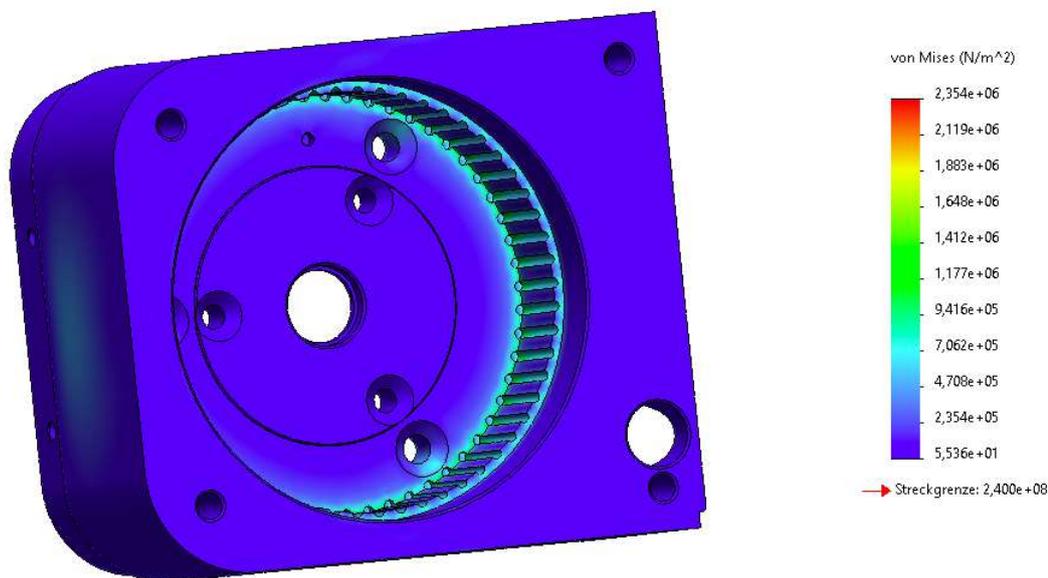


Abbildung 5.3.: Simulation des Gehäuses unter einer Last von 50Nm

5.3. Abtrieb

Aufgrund der hohen Momentenbelastung wurde der Abtrieb aus Stahl C45 gefertigt. Abbildung 5.4 zeigt die Ergebnisse der Simulation.

Mit einer maximalen Spannung von $2,095 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2$ wird hier eine Sicherheit von 2,77 erreicht. Das Konzept ist somit im Bereich der Festigkeit validiert und es kann mit der Fertigung der ersten Prototypen begonnen werden.

Rahmenbedingungen

Einspannungen	Fixe Einspannung an der Rückseite des Abtriebskörpers
Externe Lasten	50Nm an den Abtriebsbolzen
Ziele	Sicherstellung der Festigkeit, Sicherheit größer 1,2

Tabelle 5.3.: Simulationsbedingungen des Abtriebs

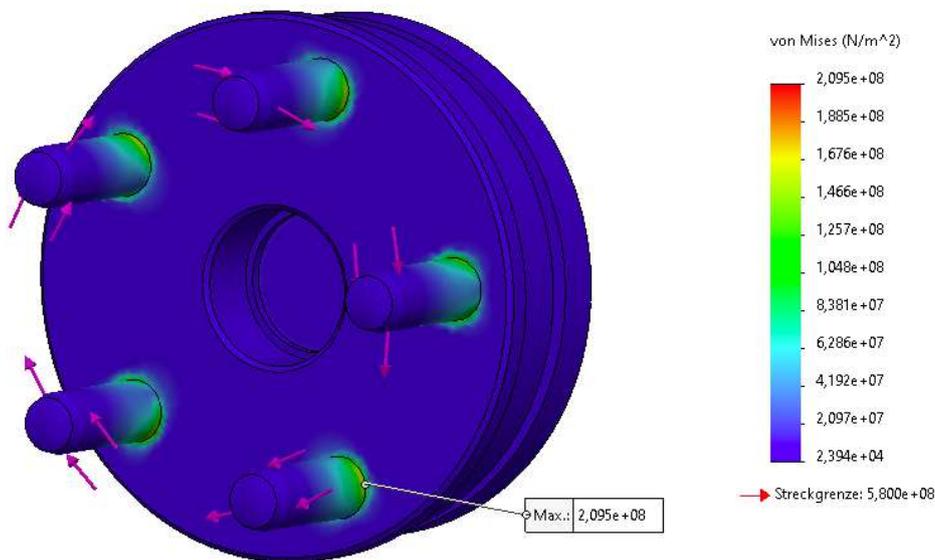


Abbildung 5.4.: Simulation des Abtriebs unter einer Last von 50Nm

6. Fertigung der Prototypen

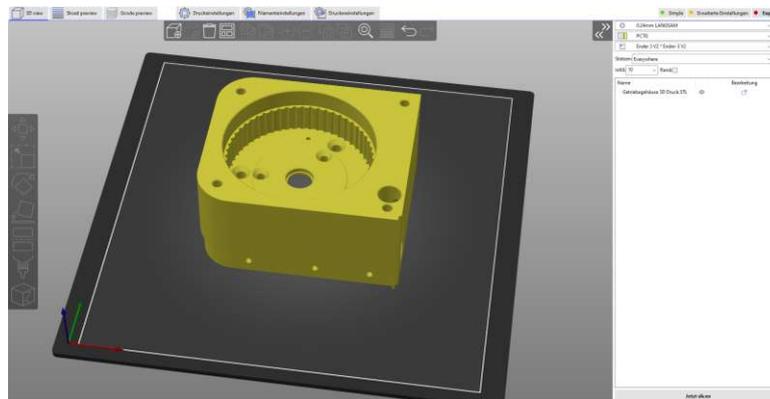
Vor der Fertigung der Metallprototypen wurde vorerst ein vereinfachtes Modell des Konzepts mithilfe von Fused Deposition Modeling gedruckt, um die Funktionalität zu verifizieren.



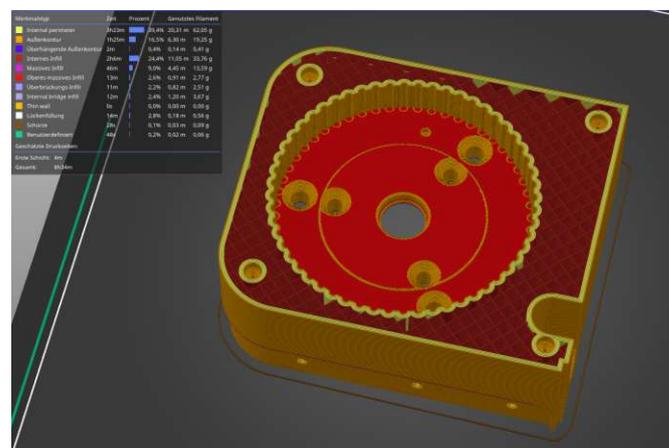
Abbildung 6.1.: Vereinfachtes 3D gedrucktes Gehäuse mit Nuten für Pins

6.1. 3D-Gedruckte Prototypen

Anschließend konnten die konstruierten Konzeptvarianten ebenfalls 3D-gedruckt werden. Abbildung 6.2 zeigt die Vorbereitung eines der Gehäuse in der Slicer-Software SuperSlicer. In dieser geschieht die Umwandlung eines 3D-Modells in Anweisungen, die von dem Drucker verwertet werden können. Bei der Fused Deposition Methode ist das die Konvertierung eines Modells im STL-Format in das G-Code-Format. Diese Datei kann anschließend an den Drucker übergeben und der Druck gestartet werden.



(a) geöffnete STL Datei in der Slicer-Software



(b) Schnittdarstellung und Eckdaten des Druckprozesses

Abbildung 6.2.: Vorbereiten des Gehäuses zum Druck mit Slicer-Software SuperSlicer

Aus Platzgründen werden die Einstellungen nur anhand des Gehäuses in Abbildung 6.2 dargestellt. Alle Softwareeinstellungen können jedoch auf alle anderen Komponenten angewendet werden. In (b) ist ein Schnitt auf halber Höhe des Gehäuses zu sehen. Schön sichtbar sind die 4 Outlines (Konturen) und das sogenannte Grid-Infill von 25%. Die Einstellungen wären für rein optische Bauteile viel zu massiv. Um die Prototypen aber auch auf Funktion und leichte Belastungen testen zu können, wurden diese Einstellungen mit erhöhtem Materialbedarf gewählt. In Abbildung 6.3 sind einige Fotos der additiv gefertigten Prototypen zu sehen. a) Zeigt das Gehäuse mit den eingesetzten und weiterhin drehbaren Pins. b) Zeigt die eingesetzten Kurvenscheiben in Verbindung mit der Exzenterwelle und dessen Lager. c) und d) sollen darstellen, wie die Abtriebspins im eingebauten Zustand im Eingriff mit den Kurvenscheiben sind. Wobei c) die Gleitlagervariante und d) die Kugellagervariante ist. e) zeigt alle Getriebevarianten im zusammengebauten Zustand.



(a) Gehäuse mit eingesetzten Pins



(b) Eingesetzte Exzenterwelle und Kurvenscheibe



(c) Zusammengebaute Gleitlagervariante



(d) Zusammengebaute Kugellagervariante



(e) Alle FDM - Getriebevarianten

Abbildung 6.3.: 3D-gedruckte Getriebeprototypen

6.2. Fertigung der Prototypen aus Metall

Analog zu Abschnitt 6.1 zeigt Abbildung 6.4 Fotos der aus Metall gefertigten Prototypen, die für die geplanten Wirkungsgradtests verwendet wurden. a) zeigt die eingesetzten Pins im Gehäuse der Kugellagervariante. b) zeigt die danach eingesetzten Kurvenscheiben inklusive der Exzenterwelle und allen Lagern. c) zeigt die Kugellagervariante im zusammengebauten Zustand und d) nochmals alle Varianten mit den Abtriebswellen, die für die Wirkungsgradtests befestigt wurden.



(a) Gehäuse mit eingesetzten Pins



(b) Eingesetzte Exzenterwelle und Kurvenscheibe



(c) Zusammengebautr Prototyp



(d) Zusammengebaute Prototypen

Abbildung 6.4.: Aufbau der Metallprototypen

7. Erprobung der Getriebe

7.1. Wirkungsgradtests

Im folgenden Abschnitt ist die Erprobung der Getriebewirkungsgrade, welche in Zusammenarbeit mit ELRA Antriebstechnik Vertriebs Ges.m.b.H durchgeführt wurde, dargestellt.

7.1.1. Prüfstands Aufbau

Der mechanische Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 7.1 und Abbildung 7.2 dargestellt.

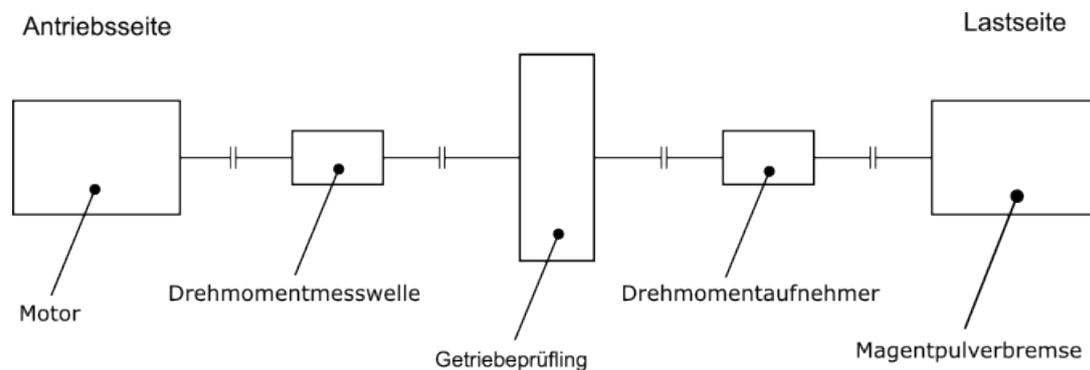


Abbildung 7.1.: Prinzip des mechanischen Prüfstandsbaus

Der Antrieb auf dem Prüfstand erfolgte über einen handelsüblichen drehzahlregelbaren Brushless Motor. Am Abtrieb wurde eine Magnetpulverbremse vom Typ FVAT 350 der Fa. Mobac mit einem Nennmoment von 35Nm und einer maximalen Drehzahl von 3000 U/min verwendet. Zwischen Antriebsmotor und Getriebeprüfung befand sich eine Drehmomentmesswelle vom Typ TS 106/011 der Fa. Magtrol, die für ein maximales Moment von 5Nm ausgelegt ist. Die Messwelle wurde sowohl mit dem Motor als auch mit dem Prüfing über eine Klauenkupplung verbunden.

Zwischen Abtrieb und Prüfung wurde ein Drehmomentgeber vom Typ ETH DRBK-50-n der

Fa. ETH Messtechnik mit einem Messbereich von 50Nm gewählt. Dieser wurde über flexible Wellenkupplungen mit dem Prüfling und der Magnetpulverbremse verbunden.

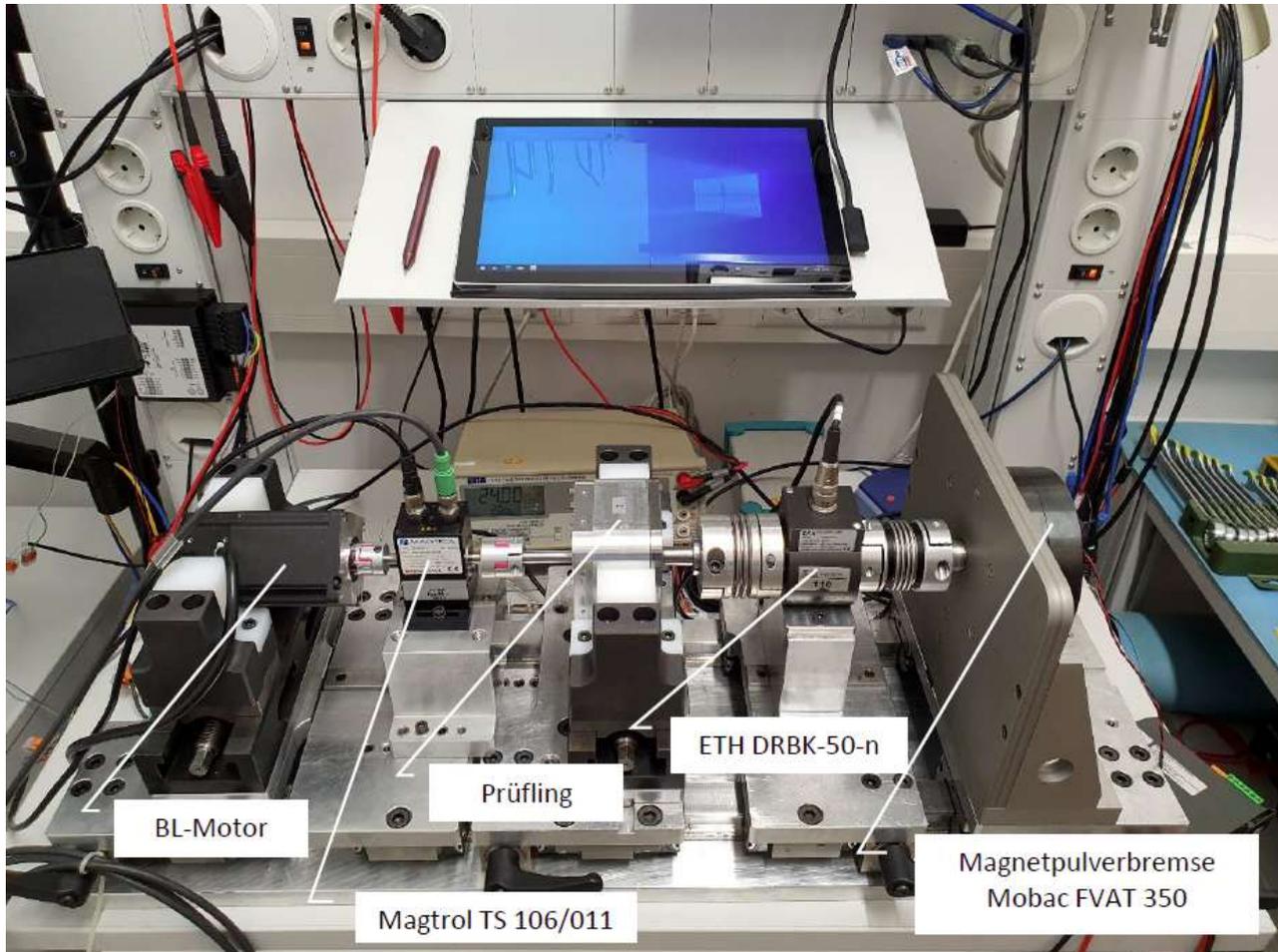


Abbildung 7.2.: Prüfstands Aufbau der Wirkungsgradtests

7.1.2. Versuchsdurchführung

Nach dem Einrichten der Prüflinge wurden zur Ermittlung der Wirkungswegradkennfelder statische Betriebspunkte bei unterschiedlichen Drehzahlen und Drehmomenten angefahren. Für jeden Prototypen wurden 32 Betriebspunkte bei acht Antriebsdrehzahlen (200, 600, 1000, 1400, 1800, 2200, 2600 und 3000 U/min) und drei Abtriebsmomenten (5Nm, 10Nm, 20Nm und 30Nm) aufgenommen.

Alle Messungen wurden mit einer Fettschmierung der Marke Loctite SuperLUBE Synthetik durchgeführt. Die genauen Daten können dem Anhang entnommen werden.

7.1.3. Testergebnisse der Wirkungsgradmessungen

Die Versuchsergebnisse sind in den Bildern Abbildung 7.3 bis Abbildung 7.7 dargestellt.

In Abbildung 7.3 sind die Wirkungsgradverläufe für die Kugellagevariante dargestellt. Der Wirkungsgrad liegt für diese Variante zwischen 70% und knapp unter 80%. Ein deutlicher Lasteinfluss ist nicht zu erkennen. Lediglich bei geringer Last von 5Nm ist ein niedrigerer Wirkungsgrad zu erkennen.

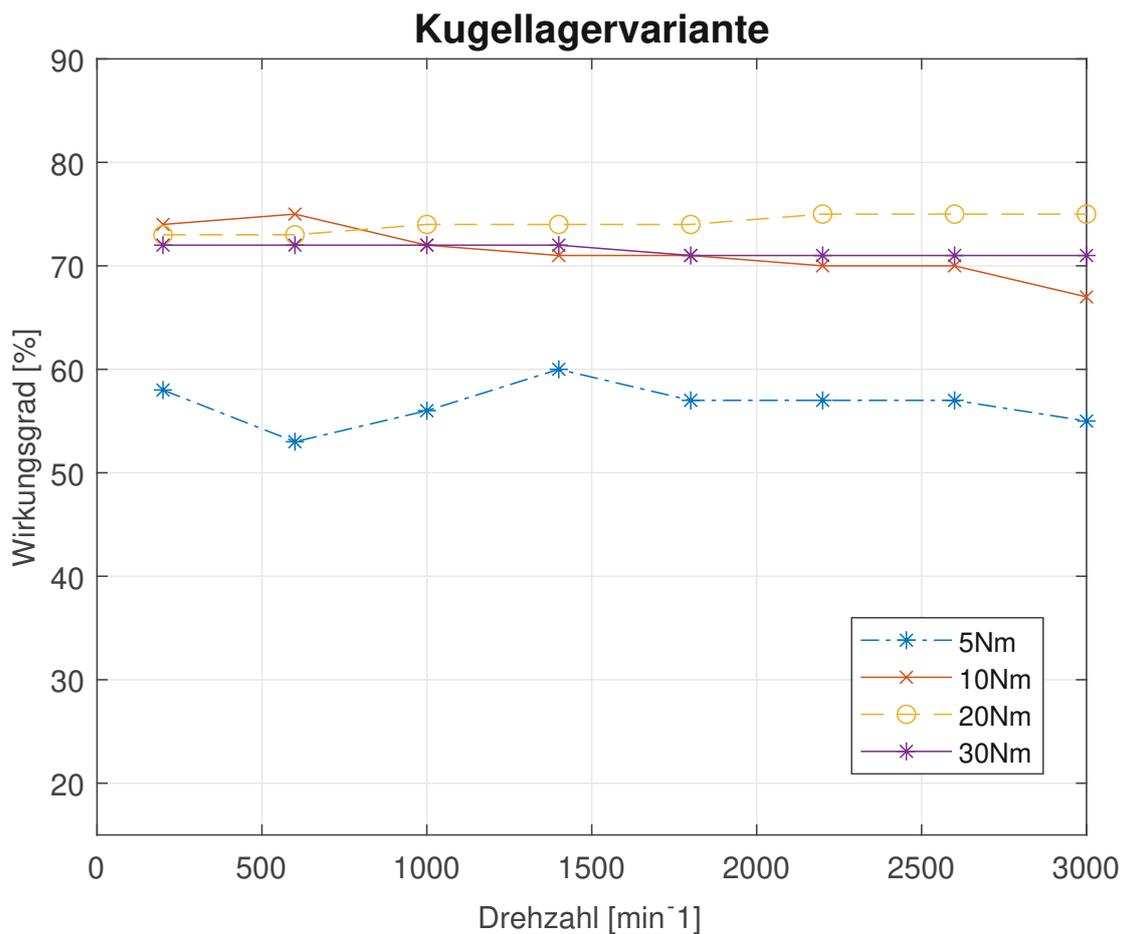


Abbildung 7.3.: gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Drehzahl der Kugellagervariante

Abbildung 7.4 zeigt den Lasteinfluss. Es ist ein steigender Wirkungsgrad mit steigender Last zu erkennen. Der Effekt minimiert sich ab ca. 15Nm.

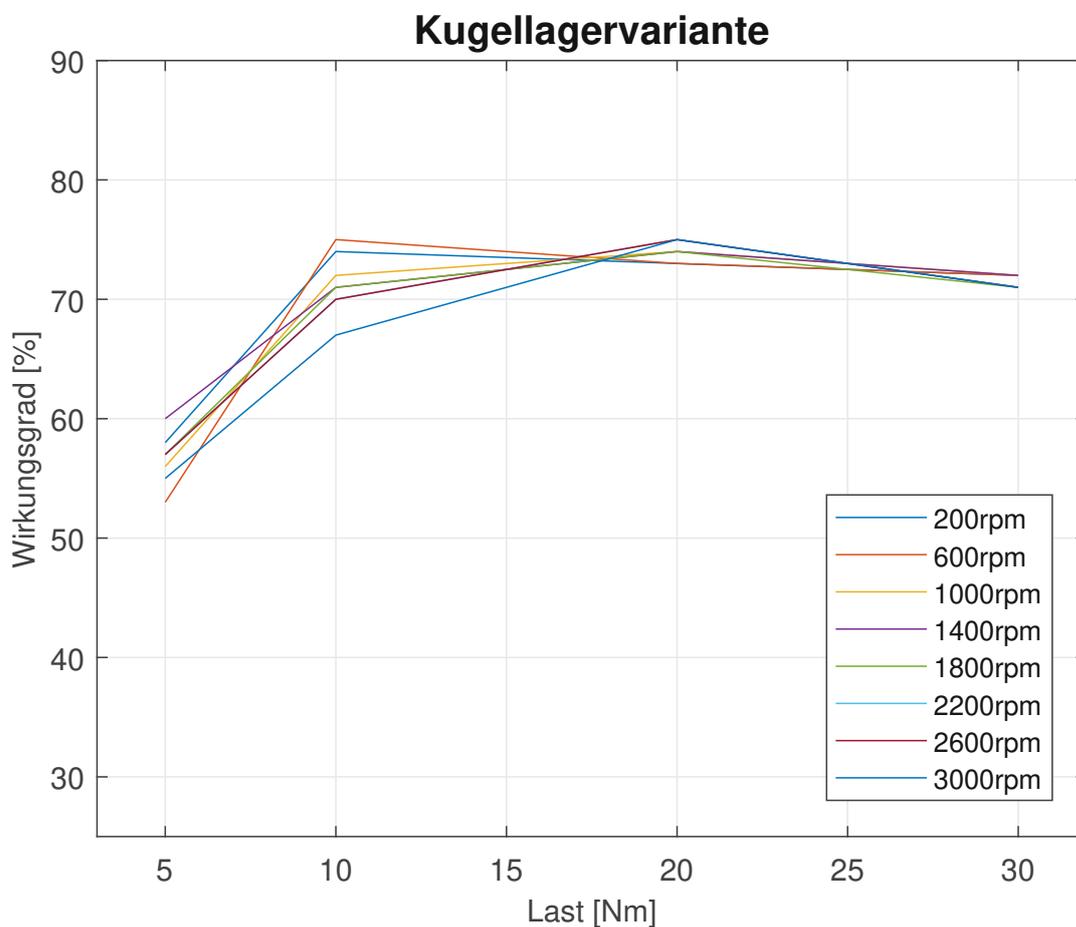


Abbildung 7.4.: gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Last der Kugellagervariante

Abbildung 7.5 zeigt das Wirkungsgradkennfeld der Gleitlagervariante. Der Wirkungsgrad liegt, wie zu erwarten, mit 63-68% etwas niedriger als der der Variante mit Kugellagern. Das kann auf die höhere Reibung der Bronzehülsen im Vergleich zu den Kugellagern zurückgeführt werden. Ein Abfall des Wirkungsgrades bei der geringeren Last von 5Nm oder 10Nm ist nicht zu erkennen. Im Grunde haben sich dieselben Verläufe wie bei der Kugellagervariante ergeben.

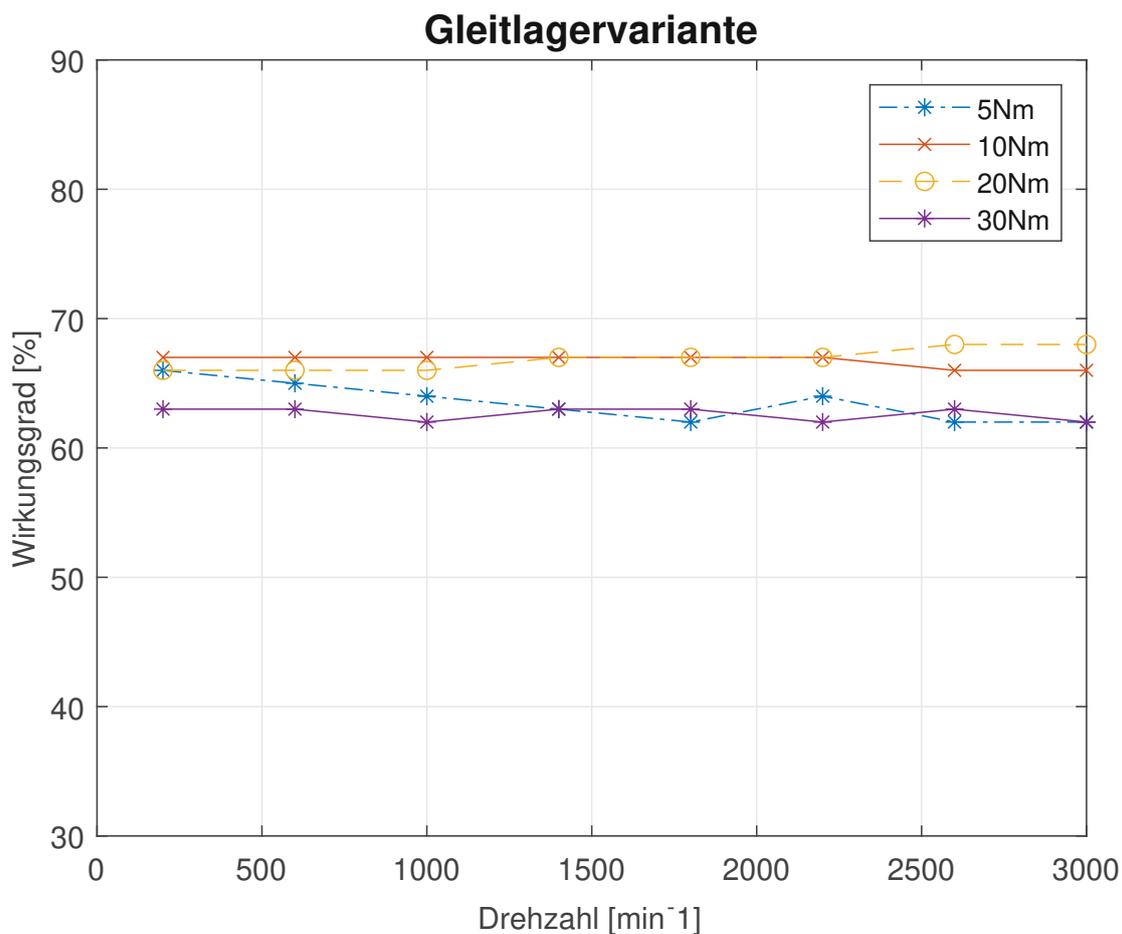


Abbildung 7.5.: gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Drehzahl der Gleitlagervariante

Abbildung 7.6 zeigt im Vergleich einen nicht so ausgeprägten Einfluss der Last auf den Wirkungsgrad.

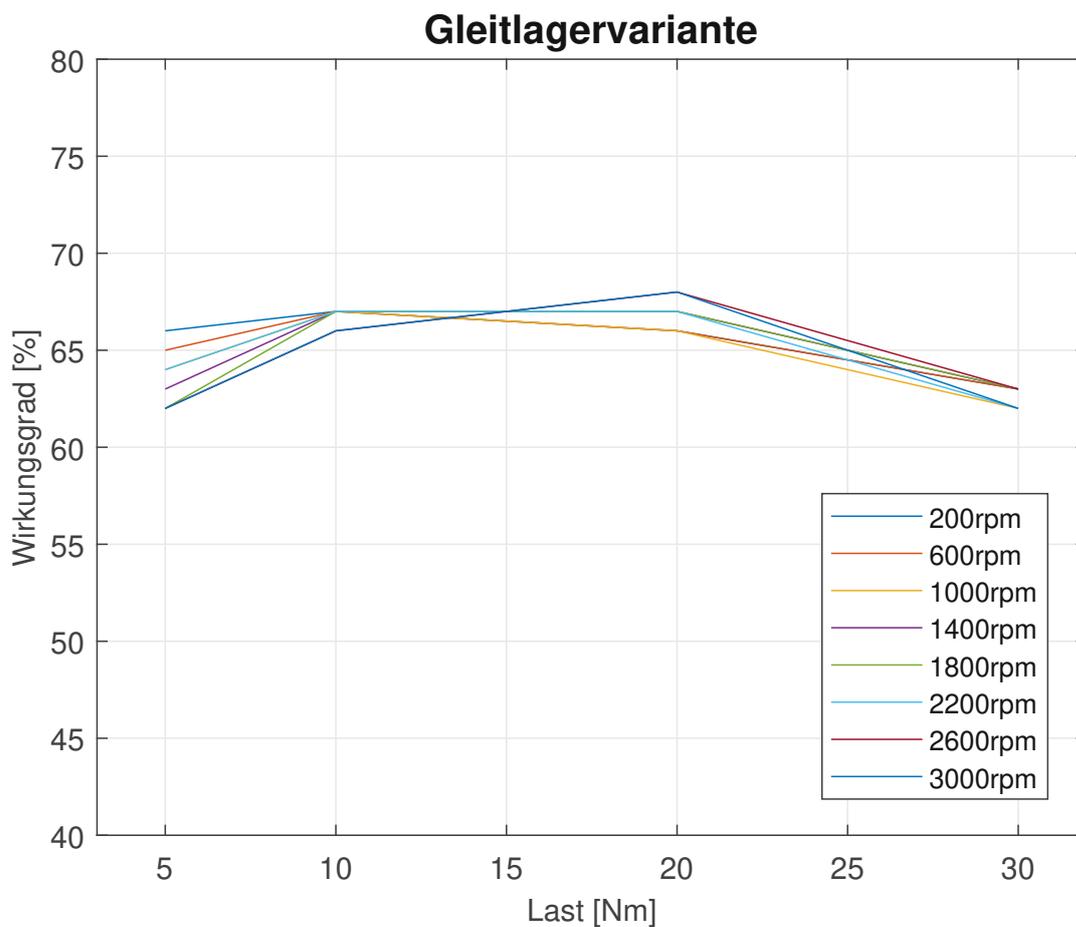


Abbildung 7.6.: gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Last der Gleitlagervariante

In Abbildung 7.7 ist hingegen etwas anderes zu beobachten. Sie zeigt das Kennfeld der zweistufigen Variante. Hier ist ein leicht steigender Wirkungsgrad von 30-40% bei Drehzahlen bis 1500U/min zu sehen. Nach 1500U/min mussten die Wirkungsgradtests aufgrund von Instabilität und Unwucht unterbrochen werden, um den Prüfaufbau nicht zu beschädigen. Bei den vorherigen einstufigen Varianten gleichen die zueinander um 180° versetzten Kurvenscheiben in Kombination mit einer geringen Exzentrizität von nur 0.5mm die Unwucht aus und haben eine gute Laufruhe. Im Vergleich dazu besitzt die zweistufige Variante eine höhere Exzentrizität von 1mm und nur eine volle Kurvenscheibe, die beiden Stufen bedient. Zusätzlich wurde das Getriebe so konzipiert, dass das Motorlager des angeflanschten Motors im Betrieb für die Fest-Los-Lagerung verwendet wird. Dies war im Prüfaufbau nicht möglich. Das Ergebnis waren starke Vibrationen, sodass die Messung abgebrochen werden musste. Auch bei leicht steigendem Wirkungsgrad lag dieser weit unter den anderen beiden Varianten. Auf eine erneute Messung des zweistufigen Zykloidgetriebes wurde daher verzichtet.

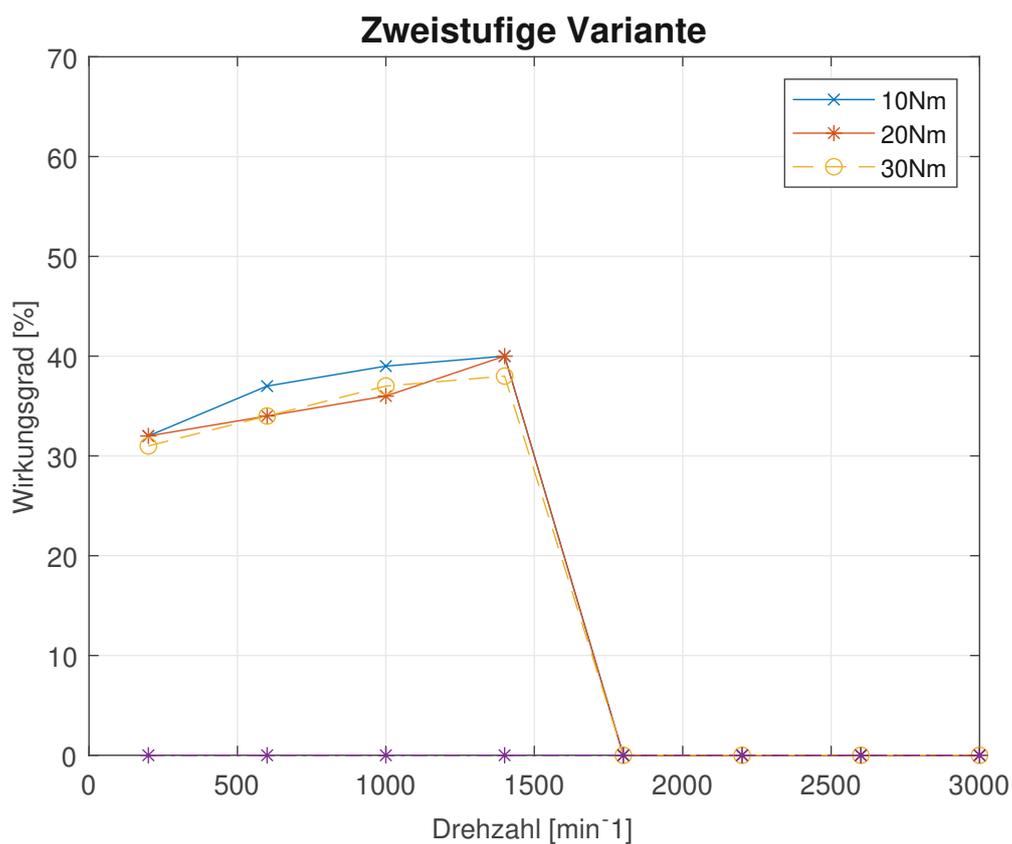


Abbildung 7.7.: gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Drehzahl der zweistufigen Variante

Auch bei diesem Konzept ist in Abbildung 7.8 kein eindeutiger Lasteinfluss auf den Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Drehzahlen zu erkennen.

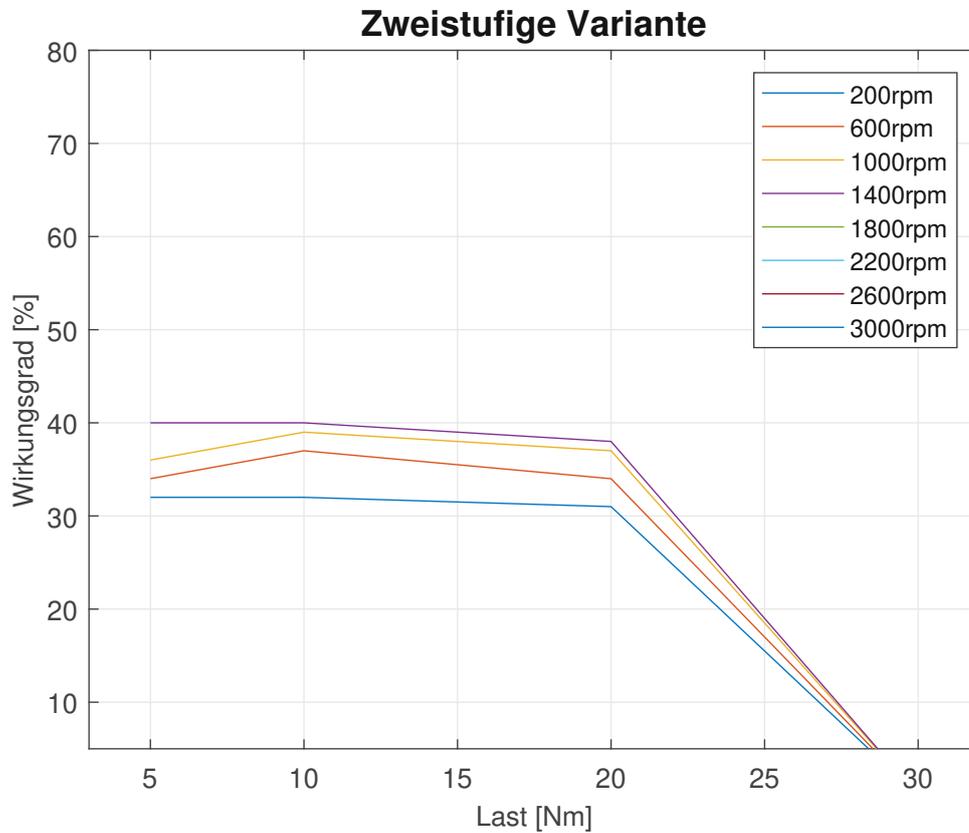


Abbildung 7.8.: gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Last der zweistufigen Variante

7.2. Maximales Drehmoment

Um das maximal übertragbare Drehmoment zu ermitteln, wurden alle Getriebevarianten in einer Vorrichtung eingespannt und der Abtrieb festgehalten. Anschließend wurde versucht, mittels Drehmomentschlüssel den Antrieb in Drehung zu versetzen. Um den Antrieb in Drehung zu versetzen, müsste im Inneren des Getriebes entweder ein Bauteil versagen, oder die Konstruktion durchrutschen.

Die Tests wurden bei allen 3 Varianten bei $200Nm$ abgebrochen, da diese Belastung bereits weit über dem benötigten maximalem Drehmoment liegt. Alle Getriebe zeigten nach der Belastung keinerlei Beschädigung und waren weiterhin funktionsfähig.

7.3. Auswahl der Getriebevariante

Die Versuchsergebnisse zeigen ein zu erwartendes Ergebnis. Die Getriebevariante mit Kugellagern zeigt den höchsten Wirkungsgrad über alle Belastungsniveaus hinweg. Im Vergleich dazu liegt das Getriebe, welches sich lediglich durch Gleitlager anstelle, von Kugellagern unterscheidet, in den Wirkungsgradtests etwas niedriger. Letzteres lässt sich auf die zusätzliche Reibung zurückführen. Die dritte und letzte Variante konnte in den Versuchen aufgrund der hohen Unwucht der Kurvenscheiben nicht voll getestet werden, und scheidet somit direkt aus. Aufgrund der unwesentlich höheren Teilekosten (wie in Abschnitt 4.4 zu sehen) und der nahezu identen Fertigungskosten fällt die Entscheidung auf Getriebevariante 1, die Kugellagervariante.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Getriebekonzept für den Antriebsstrang eines automatisierten Spannmittels zu entwickeln. Die Getriebe sollen in den Abmaßen so klein wie möglich sein und ein Drehmoment von 30Nm übertragen können. Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Getriebevarianten sicherstellen zu können, wurde für alle Varianten das gleiche Übersetzungsverhältnis von 56 gewählt.

Zu Beginn wurde eine vereinfachte Variante des Konzepts in CAD konstruiert. Eine Kurvenscheibe mit einfacher Exzenterwelle und ein vereinfachtes Gehäuse mit Nuten zur Aufnahme der Pins. Diese wurde herangezogen, um mittels eines additiven Fertigungsverfahrens (Fused Deposition Modeling 3D-Druck) die gewünschte Funktion zu verifizieren. Nach erfolgreichen Tests wurden drei Getriebevarianten ausgearbeitet und konstruiert. Von allen drei Versionen wurden ebenfalls mittels 3D-Druck erste Prototypen angefertigt und vollständig mit allen Komponenten zusammengebaut. Anschließend konnte die Fertigungsdokumentation für die finalen Prototypen aus Metall erstellt und mit der Fertigung begonnen werden.

Zwei der Varianten wurden nahezu baugleich entwickelt. Beide waren einstufig und sollten die entstehenden Unwucht aufgrund der Exzentrizität mithilfe von zwei zueinander versetzten Kurvenscheiben ausgleichen. Der Unterschied bestand in der gewählten Lagerung an den Stellen der Drehmomentübertragung (Kugellagerung gegen Gleitlagerung). Die dritte Variante setzt auf ein anderes Prinzip. Diese wurde zweistufig und ohne Ausgleich der Unwucht ausgelegt, da die beiden Kurvenscheiben fest miteinander verbunden waren.

Mithilfe eines Testaufbaus zur Erhebung der Wirkungsgradfelder aller Getriebevarianten konnte gezeigt werden, dass die Kugellagervariante die effektivste ist und diese zur Weiterentwicklung herangezogen werden sollte.

Verbesserungen und Vorschläge

Die Wahl der Pins mit einem Durchmesser von 2 mm hatte auch eine relativ feine "Verzahnung" der Kurvenscheibe zur Folge. Infolgedessen musste diese mit einem Fräser ebenfalls mit Durchmesser 2 gefräst werden. Um einem Verlaufen des Fräasers entgegenzuwirken, wurde die Geometrie mehrmals nachgefräst. Jedoch zeigten anschließende Messungen dennoch minimale Unregelmäßigkeiten in der Geometrie, welche sich im zusammengebauten Zustand durch leichtes Rupfen an bestimmten Stellen einer Umdrehung bemerkbar machten. Durch die Fertigung mithilfe von Drahterosion und anschließendem Schleifen und Polieren der Kurvenscheibe

könnte dies verbessert werden. Dadurch würde auch der Wirkungsgrad des Getriebes weiter ansteigen, da jeder zusätzliche noch so kleine Widerstand sich bei höheren Drehzahlen stark negativ auf den Wirkungsgrad auswirken kann.

Abbildungsverzeichnis

1.1. Renderings des intelligenten Spannsystems	1
2.1. Beispiele manuell betätigter Schraubstock der Firma Allmatic Jakob Spannsysteme GmbH [3, 2]	3
2.2. Rekonstruktion des Kompasswagen des Ingenieurs Ma Jun (Original existiert nicht mehr)[9]	3
2.3. Achtgang-Automatikgetriebe der Firma ZF [26]	4
2.4. Aufbau des Zykloid-Getriebes	5
2.5. Einfaches Standgetriebe mit raumfesten Achsen [20]	7
2.6. Bauarten von Zahnradgetrieben [10]	8
2.7. Übersetzung [10]	9
2.8. links: geradeverzahntes Zahnradpaar, rechts: schrägverzahntes Zahnradpaar mit Winkel β [12]	10
2.9. Darstellung eines einfachen einstufigen Umlaufgetriebes [30]	11
2.10. Ableitung eines Planetengetriebes von einem Standgetriebe mit negativer Übersetzung [20]	12
2.11. Leistungsflüsse von Stirnradstufen [20]	15
2.12. Bauformen von Plusgetrieben [19]	17
2.13. Bauformen von Minusgetrieben [19]	18
2.14. Schematische Darstellung eines Koppelgetriebes (Wolfomgetriebe) und der Leistungsfluss [7]	19
2.15. Schnittdarstellung eines Harmonic Drive Getriebes [17]	20
2.16. Funktionsprinzip eines Harmonic Drive Getriebes [8]	21
2.17. Grundsätzlicher Aufbau eines einfachen Zykloidgetriebes	23
2.18. Vorderansicht des Aufbaus eines Zykloidgetriebes	23
2.19. Entstehung einer verkürzten Zykloide [24]	25
2.20. Vergleich gewöhnliche Zykloide und verkürzte Zykloide [11]	26
2.21. Abtriebslochmaße einer Kurvenscheibe	27
2.22. Gleichungsgesteuerte Kurven SolidWorks	28
2.23. Definieren der beiden Gleichungen	29
2.24. Erzeugte Skizze mit Symmetrielinie	30
2.25. Spiegeln der Kontur	31

2.26. Ausgetragene Kurvenscheibe	31
2.27. Konfigurationen von Kurvenscheiben	33
4.1. Abbildung des Simulierten Planetengetriebes in Kisssoft	37
4.2. Kisssys Diagramm	38
4.3. Kisssys Parameter	39
4.4. links die Ergebnisse der Sicherheiten und rechts die des Wirkungsgrades	40
4.5. links der EC 90 Flat Motor rechts der Motorcontroller ESCON 50/5	42
4.6. Explosionsdarstellung der Kugellagervariante	43
4.7. Schnittdarstellung der Pinführung	44
4.8. Schnittdarstellung der Kugellagervariante	44
4.9. Explosionsdarstellung der Gleitlagervariante	45
4.10. Explosionsdarstellung der zweistufigen Variante	46
4.11. zweistufige Kurvenscheibe	46
4.12. Schnittdarstellung der drehbaren Hülsen	47
4.13. Abmaße der Kugellagervariante	47
4.14. Abmaße der Gleitlagervariante	48
4.15. Abmaße der zweistufigen Variante	48
5.1. Bewegungsanalyse einer Kurvenscheibe	51
5.2. Simulation der Kurvenscheibe unter einer Last von 50Nm	52
5.3. Simulation des Gehäuses unter einer Last von 50Nm	53
5.4. Simulation des Abtriebs unter einer Last von 50Nm	54
6.1. Vereinfachtes 3D gedrucktes Gehäuse mit Nuten für Pins	55
6.2. Vorbereiten des Gehäuses zum Druck mit Slicer-Software SuperSlicer	56
6.3. 3D-gedruckte Getriebeprototypen	57
6.4. Aufbau der Metallprototypen	58
7.1. Prinzip des mechanischen Prüfstandsbaus	59
7.2. Prüfstandsbaus der Wirkungsgradtests	60
7.3. gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Drehzahl der Kugellagervariante	61
7.4. gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Last der Kugellagervariante	62
7.5. gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Drehzahl der Gleitlagervariante	63
7.6. gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Last der Gleitlagervariante	64
7.7. gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Drehzahl der zweistufigen Variante	65
7.8. gemessenes Wirkungsgradkennfeld über der Last der zweistufigen Variante	66

Tabellenverzeichnis

2.1. Unterteilung mechanischer Getriebe nach ihrem Wirkprinzip [13]	6
2.2. Vor- und Nachteile von Planetengetrieben	14
2.3. Bestandteile eines Harmonic Drive Getriebes [17]	20
2.4. Planetengetriebe vs. Zykloidgetriebe nach [27]	24
2.5. Vorteile von Planetengetrieben und Zykloidgetrieben [4]	25
4.1. Anforderungsliste	35
4.2. Auswahlliste der Getriebe	36
4.3. Ermittlung der Gesamtübersetzung des Planetengetriebes [5]	37
4.4. Kostenaufstellung Kugellagervariante	50
4.5. Kostenaufstellung Gleitlagervariante	50
4.6. Kostenaufstellung der zweistufigen Variante	50
5.1. Simulationsbedingungen der Kurvenscheibe	52
5.2. Simulationsbedingungen des Gehäuses	53
5.3. Simulationsbedingungen des Abtriebs	54

Literatur

- [1] Academic. *Harmonic-Drive-Getriebe*. Nov. 2022. URL: <https://de-academic.com/dic.nsf/dewiki/582502>.
- [2] Allmatic Jakob GmbH. *Allmatic NC8 125M*. 2023. URL: https://www.allmatic.de/shop/Produkte/Vorbearbeitete_Teile/NC8/NC8_125M.html.
- [3] Allmatic Jakob GmbH. *Allmatic Titan SC 125*. 2023. URL: https://www.allmatic.de/shop/Produkte/Alle_Schraubstoecke/Titan_SC_125.html.
- [4] B. Biser, B. Ivaylo und P. Vilislav. *Design of a Planetary-Cyclo-Drive Speed Reducer Cycloid Stage, Geometry, Element Analyses*. Techn. Ber. 2012.
- [5] F. Dipl. Ing. Hoffer. „Entwicklung eines intelligenten Spannsystems für den Einsatz in der verteilten Fertigung“. Diss. 2021.
- [6] U. Dipl.-Ing. Höltkemeier. *2013-konstruktionspraxis Antriebstechnik Getriebe 81*. Techn. Ber. März 2013, S. 80–82.
- [7] Dr.-Ing. Helmar Strauch. *Theorie und Praxis der Planetengetriebe*. Mainz: Krausskopf-Verlag, 1970.
- [8] S. Finhold. *Harmonic Drive: Lösungen für lebenslange Präzision*. März 2019. URL: <https://kem.industrie.de/getriebe/harmonic-drive-loesungen-fuer-lebenslange-praezision/#slider-intro-4>.
- [9] fischertechniker. „Warum das Differentialgetriebe mehrfach erfunden werden musste“. In: (Nov. 2022). URL: <https://fischertechnik-blog.de/2015/11/13/warum-das-differenzial-mehrfach-erfunden-werden-musste/>.
- [10] H. Haberhauer. *Maschinenelemente*. ger. 18., bearb. Aufl.... Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 9783662530474. DOI: 10.1007/978-3-662-53048-1.
- [11] F. V. I. u. M. HFT Stuttgart. *Ebene Kurven und Zykloiden*. Techn. Ber. Stuttgart: HFT Stuttgart, 2021.
- [12] <https://www.ahoe fler.de>. Okt. 2022. URL: https://www.ahoe fler.de/index.php?option=com_content&view=article&id=164:schraegverzahnung&catid=53:stirnradgetriebe&lang=de-DE&Itemid=215.
- [13] J. Looman. *Zahnradgetriebe : Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. ger. 2. Aufl. Konstruktionsbücher. Berlin [u.a.]: Springer, 1988. ISBN: 0387183078.

- [14] Maxon. *EC 90 flat Ø90mm, bürstenlos, 400 Watt, mit Hall-Sensoren und Kabel / offener Rotor*. 2021. URL: https://www.maxongroup.ch/maxon/view/product/motor/ecmotor/ecflat/ecflat90/500266?etcc_cu=onsite&etcc_med=Header%20Suche&etcc_cmp=mit%20Ergebnis&etcc_ctv=Layer&query=ec%2090.
- [15] Maxon. *Maxon / bürstenlose DC Motoren*. 2021. URL: <https://www.maxongroup.ch/maxon/view/content/uebersicht-BL-DC-Motoren>.
- [16] Maxon. *Maxon / ESCON 50/5*. 2021. URL: https://www.maxongroup.ch/maxon/view/product/control/4-Q-Servokontroller/409510?etcc_cu=onsite&etcc_med=Header.
- [17] A. Meinel. „Konstruktive Untersuchung für Antriebsalternativen eines elektrisch betriebenen Schwenkschnittes in einer elektrisch angetriebenen Schneidpresse“. Diss. Hochschule Mittweida (FH), 2009.
- [18] H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe : Auslegung und vielseitige Anwendungen*. ger. 2., neubearb. und... Konstruktionsbücher. Berlin [u.a.]: Springer, 1998. ISBN: 3540632271.
- [19] H. W. Müller. *Die Umlaufgetriebe : Berechnung, Anwendung, Auslegung*. ger. Konstruktionsbücher. Berlin [u.a.]: Springer, 1971. ISBN: 0387051724.
- [20] F. Mulzer. „Systematik hoch übersetzender koaxialer Getriebe“. Diss. 2009.
- [21] Nabtesco. *Geschichte des Zykloidgetriebes*. 2022. URL: <https://www.nabtesco.de/de/technologie/zykloidgetriebe#:~:text=Geschichte%20des%20Zykloidgetriebes,Zahn%C3%A4der%20%E2%80%93%20das%20Zykloidgetriebe%20war%20geboren..>
- [22] G. Pahl. *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Hrsg. von J. Feldhusen und K.-H. Grote. 8. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Okt. 2013. ISBN: 978-3-642-29568-3. DOI: 10.1007/978-3-642-29569-0.
- [23] F. Reuleaux. *Lehrbuch der Kinematik : 1, Hauptbd.. Theoretische Kinematik : Grundzüge einer Theorie des Maschinenwesens*. ger. Braunschweig: Vieweg, 1875.
- [24] tec-science. *Konstruktion der Kurvenscheibe eines Zykloidgetriebes*. Jan. 2019. URL: <https://www.tec-science.com/de/getriebe-technik/planetengetriebe/konstruktion-zykloidscheibe-kurvenscheibe/>.
- [25] tec-science. *Konstruktion von Zykloidenzahnradern*. Dez. 2018. URL: <https://www.tec-science.com/de/getriebe-technik/zykloidenverzahnung/geometrie-von-zykloiden-zahnraeder/>.

- [26] Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg). *Zahnradgetriebe '99 - Planetengetriebe - Tagung Wiesloch, 10. und 11. März 1999 (VDI Berichte Nr. 1460) VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb*; 1999.
- [27] *Wie funktioniert ein Zykloidgetriebe*. URL: <https://www.tec-science.com/de/getriebe-technik/planetengetriebe/wie-funktioniert-ein-zykloidgetriebe/>.
- [28] Wikipedia. *Harmonic Drive*. Okt. 2023. URL: https://de.wikipedia.org/wiki/Harmonic_Drive.
- [29] Wikipedia. *Lorenz Braren*. 2022. URL: https://de.wikipedia.org/wiki/Lorenz_Braren.
- [30] H. Wittel, C. Spura und D. Jannasch. *Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. ISBN: 978-3-658-34163-3. DOI: 10.1007/978-3-658-34164-0.
- [31] O. Younis. *Building a Cycloidal Drive with SOLIDWORKS*. 2023. URL: <https://blogs.solidworks.com/teacher/wp-content/uploads/sites/3/Building-a-Cycloidal-Drive-with-SOLIDWORKS.pdf>.

A. Matlab Code

```
1 clear;
2 close all;
3 %% Berechnung Zykloidscheibe/Kurvenscheibe
4 % Startwerte
5
6 R=25;
7 Rr=2;
8 N=12;
9 E=1;
10 Rinnen = 8;
11 grad=(0:0.01:360);
12 t=deg2rad(grad);
13
14 Spiel = 0.2;
15
16 zk = 10;
17 zs = 10;
18 zi = 5;
19 Rabtrieb = 3+E;
20
21 REN=R/(E*N) >1
22
23
24 %Raster
25 xticks([-70:5:70]);
26 yticks([-70:5:70]);
27 xlim([-R-10,R+10]);
28 ylim([-R-10,R+10]);
29 x0=xlim;
30 y0=ylim;
31 axis("square")
32 grid on;
33 hold on;
34
35
36 % Formel für die Zykloidkurve
37
```

```

38 x=(R*cos(t))-(Rr*cos(t+atan(sin((1-N).*t)./ ...
39   ((R/(E*N)-cos((1-N).*t)))))-(E*cos(N.*t));
40 y=(-R*sin(t)+(Rr*sin(t+atan(sin((1-N).*t)./ ...
41   ((R/(E*N)-cos((1-N).*t)))))+(E*sin(N.*t));
42
43 if REN>=1
44
45   plot(x,y,"Color","r","LineWidth",2.5)
46
47   hold on
48   %Pins
49   for i=1:N
50     alpha=(i-1)*2*pi/N;
51     xpp=Rr*cos(t)+R+Spiel;
52     ypp=Rr*sin(t);
53     A=[cos(alpha), -sin(alpha); sin(alpha), cos(alpha)]*[xpp;ypp];
54     xpp=A(1,:)-E;
55     ypp=A(2,:);
56     hold on;
57     plot(xpp, ypp, 'color', '#0072BD', 'linewidth', 1);
58   end
59   %Kreis mit Exzentrizität
60   for i=1:N
61     alpha=(i-1)*2*pi/N;
62     xpp=(R+Spiel)*cos(t)-E;
63     ypp=(R+Spiel)*sin(t);
64     hold on;
65     plot(xpp, ypp, 'color', '#0072BD', 'LineStyle', '-.');
66   end
67   %Kreis ohne Exzentrizität
68   for i=1:N
69     alpha=(i-1)*2*pi/N;
70     xpp=(R-E)*cos(t);
71     ypp=(R-E)*sin(t);
72     hold on;
73     plot(xpp, ypp, '-.r');
74   end
75   %Mittleres Loch
76   for i=1:N
77     alpha=(i-1)*2*pi/N;
78     xpp=Rinnen*cos(t);
79     ypp=Rinnen*sin(t);
80     hold on;

```

```

81         plot(xpp, ypp, '-r');
82     end
83 else
84 end
85
86 % Hauptachse ohne Exzentrizität
87 xaxsX=linspace(-100, 100, 20);
88 yaxsY=linspace(-100, 100, 20);
89 xaxsY=zeros(1,20);
90 yaxsX=zeros(1,20);
91 plot(xaxsX, xaxsY, '-.r');
92 hold on;
93 plot(yaxsX, yaxsY, '-.r');
94
95 % Hauptachse mit Exzentrizität
96 xaxsX=linspace(-100, 100, 20);
97 yaxsY=linspace(-100, 100, 20);
98 xaxsY=zeros(1,20);
99 yaxsX=zeros(1,20);
100 plot(yaxsX-E, yaxsY, 'color','#0072BD','LineStyle','-');
101
102 % Abtriebslöcher
103
104 for i=1:8
105     alpha=(i-1)*2*pi/8;
106     xpp=Rabtrieb*cos(t);
107     ypp=Rabtrieb*sin(t)+Rinnen+(R-Rinnen)/2.5;
108     A=[cos(alpha), -sin(alpha); sin(alpha), cos(alpha)]*[xpp;ypp];
109     xpp=A(1,:);
110     ypp=A(2,:);
111     hold on;
112     set(gca, 'XTickLabel',[])
113     set(gca, 'YTickLabel',[])
114     box on
115     plot(xpp, ypp, 'color','#EDB120');
116 end

```

Listing A.1: Matlab file 'ZykloidscheibenDarstellungMatlab.m'

B. Datenblätter

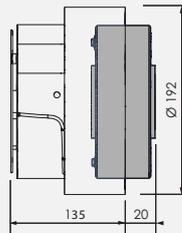
B.1. Datenblatt Magentpulverbremse

Bremsen mit Hohlwelle *Through Shaft Brakes*

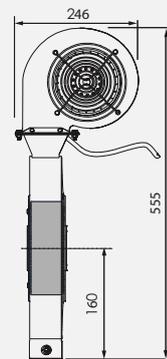
FVAT 350 FVRAT 350



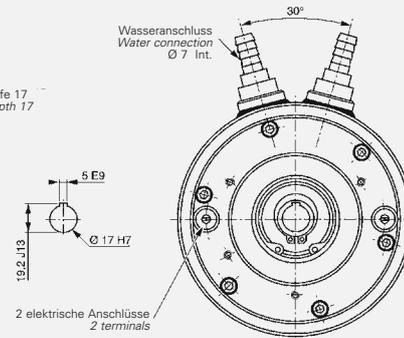
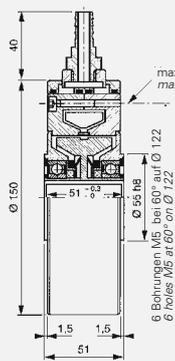
FVAT 350
(mit Axiallüfter) 24 V DC
(with axial fan) 24 V DC



FVRAT 350
(mit Radiallüfter) 230 V AC
(with radial fan) 230 V AC

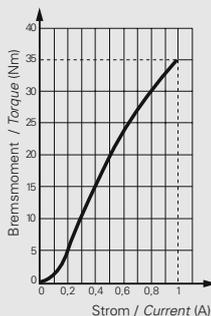


FRATO 350 mit Wasserkühlung with water cooling unit



Wasserdurchfluss	water flow requirement	l/h	100
Wassertemperatur	water temperature	°C	18 - 40
Wasserdruck max.	water pressure max.	Bar	2,5

Technische Daten	Specifications	FVAT 350	FVRAT 350	FRATO 350	
Nennmoment	Nominal torque	(Nm)	35	35	35
Kleinstes Moment	Minimal torque	(Nm)	0,33	0,33	0,33
* Kleinstes Moment RR	Minimal torque RR	(Nm)	0,66	0,66	0,66
Spulenwiderstand	Coil resistance	(Ω)	19	19	19
Gleichstrom/Nennwert	Rated current DC	(A)	1	1	1
Trägheitsmoment	Rotor inertia	(kg·m ²)	0,79·10 ⁻³	0,79·10 ⁻³	0,79·10 ⁻³
Minimale Drehzahl	Min rotation speed	(min ⁻¹ /rpm)	60	60	60
Maximale Drehzahl	Max rotation speed	(min ⁻¹ /rpm)	3000	3000	3000
Maximale Außentemperatur im Dauerbetrieb	Rated outside body temperature	(°C)	90	90	90
Höchstzulässige kurzzeitige Betriebstemperatur	Ultimate outside body temperature	(°C)	110	110	110
Einschaltzeit/Nennmoment	Switch-on time/nominal torque	(ms)	400	400	400
Ausschaltzeit/Restmoment	Switch-off time/min. torque	(ms)	320	320	320
Gewicht	Weight	(kg)	5,8	11,7	5,4
Wärme-Verlustleistung 100% Betrieb	Heat dissipation continuous sustained	(W)	500	1400	1600



B.2. Datenblatt Drehmomentmesswelle



TS SERIES

TS SERIES DREHMOMENTMESSWELLEN

MERKMALE

- Integrierte Drehmoment-, Drehzahl-, und Winkelkonditionierung
- Drehmomentbereich von 0.05 N·m bis 100 N·m
- Integrierter Drehzahlgeber mit Index
- Genauigkeit: <math>< 0.1\% (0.05\%)</math>
- Überlastbarkeit: 200 %
- Belastungsgrenze: 300 %
- Drehzahlen bis - Ausgangssignal $\pm 5\text{ VDC} (\pm 10\text{ VDC})$
- USB-Schnittstelle und Analoganschluss
- LED-Anzeige zur Kontrolle des Betriebszustands
- Berührungslose Messung (ohne Schleifringe)
- Gleichstromversorgung: 12- 32 VDC



Bild 1: TS 104 | Drehmomentmesswelle

BESCHREIBUNG

Mit den Drehmomentwellen der TS-Reihe von Magtrol lassen sich sehr genaue Drehmoment- und Drehzahlerfassung durchführen. Jede Messwelle besitzt ein integriertes, elektronisches Aufbereitungsmodul, das ein 8-poligen Ausgangssignal von 0 VDC bis $\pm 5\text{ VDC} (\pm 10\text{ VDC})$ für das Drehmoment sowie eine USB-Schnittstelle für einen direkten Anschluss an einen Computer zur Verfügung stellt. Die Drehmomentmesswellen werden mit einer Software geliefert, die eine einfache Verbindung und Datenerfassung sicherstellt. Ein Drehzahlgeber liefert mindestens 360 PPR (Impulse pro Umdrehung) Tach A, Tach B und Referenz-index Z (1 PPR). Magtrol's Drehmomentmesswellen sind sehr zuverlässig und bieten einen hohen Überlastungsschutz, eine hervorragende

Langzeitstabilität sowie eine hohe Störfestigkeit gegen Signalrauschen. Alle Drehmomentmesswellen der TS-Reihe sind auf Dehnmessstreifen basierende Messsysteme mit eingebetteter Telemetriesignalübertragung. Drei LED-Leuchten an der Messwellenabdeckung sorgen für eine visuelle Überprüfung des Messwellenstatus anhand eines Farbcodes (Kombination der 3 LEDs). Die Messwelle wird über einen 8-poligen Stecker mit 24 VDC (12- 32 VDC) versorgt. TARE & B.I.T.E: (Eingebaute Test-ausrüstung) kann entweder per Software oder über den 8-poligen Stecker aktiviert werden. Das verfügbare Drehmoment reicht von 0.05 N·m bis 100 N·m. Höhere Drehmomentbereiche (bis 100 N·m) werden in Kürze verfügbar sein. .

USB & ANALOG AUSGANG

Die Drehmomentmesswelle bietet sowohl eine isolierte USB-Schnittstelle als auch einen analogen Ausgang. Beide Signale können gleichzeitig genutzt werden. Beispielsweise können Regelkreisdaten über die USB-Schnittstelle erfasst werden, während die schnelle Datenerfassung über den Analogausgang erfolgt. Zusätzlich können Drehmoment-, Drehzahl- und Winkeldaten über die USB-Schnittstelle und gleichzeitig schnelle Regelkreisdaten über die analogen Ausgangssignale erfasst werden.

Die Aktualisierungszeit der kontinuierlichen Analogsignale beträgt $100\ \mu\text{s}$ (10 kHz). Das analoge Ausgangssignal beträgt 0 bis $\pm 5\text{ VDC}$, was dem Nennbereich der Drehmomentmesswelle bis zu 200% des Messbereichs entspricht (0 bis $\pm 10\text{ VDC}$). Die USB-Schnittstelle lässt sich einfach mit der im Lieferumfang der Drehmomentmesswelle enthaltenen LabVIEW™-Software verbinden und verwenden.



TS SERIES

ANWENDUNGEN

Drehmomentmesswellen der TS-Reihe liefern dynamische Drehmoment- und Drehzahlmessungen von:

- Scheibenwischern, elektrischen Fensterhebern, Anlassern, Generatoren und Bremsen in der Automobilindustrie
- Wasser- und Ölpumpen
- Untersetzungsgetriebe und Getriebe
- Kupplungen
- Motorisierte Ventile und Antriebe
- Bohrer, Druckluftwerkzeuge und andere Werkzeugmaschinen
- Drehmoment- und Reibungsmessung in medizinischen Geräten und der Uhrenindustrie

FUNKTIONSPRINZIP

Das Messsystem basiert auf DMS-Technologie, welche direkt auf der Messstrecke befestigt und in Wheatstone-Vollbrückenschaltung angeschlossen wird. Der Dehnungsmesstreifen und der dazugehörige Frontend-Verstärker wird von einer Hochfrequenz Leistungsübertragung gespeist.

Durch das erzeugte Drehmoment verformt sich die Messstrecke und bewirkt eine Dehnung in den Messelementen. Ein Mikroprozessor bereitet das Signal des Verstärkers auf und überträgt die Messwerte mittels berührungsloser Telemetriedatenübertragung an den Stator. Integrierte Mikrokontroller Regeln alle internen Funktionen, wie Leistungsübertragung, Datenerfassung und -filterung, Kalibrierung und Setup, TARE und B.I.T.E.-Funktionen (Eingebaute Testgeräte) sowie den LED-Betriebsstatus-Steuercode. Der Sensor wird über einen Analogstecker mit 24 VDC (12-32VDC) versorgt. Die Grenzfrequenz des Signals kann in einem Bereich von 2Hz bis zu 1000Hz ausgewählt und konfiguriert werden.

ABGESTÜTZTER- UND HÄNGENDER AUFBAU

Die Messwelle kann in fest abgestützter oder hängender Konfiguration verwendet werden. Für die meisten Anwendungen wird eine abgestützte Konfiguration empfohlen (für Anwendungen mit hoher Drehzahl obligatorisch).

Die TS-Reihe kann ohne die Basishalterung in einer hängenden Konfiguration installiert werden. Der Vorteil dieser Konfiguration ist die Verwendung eines einteiligen Kupplungselements, die

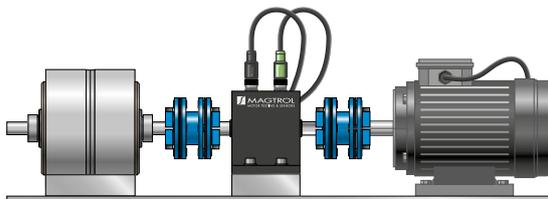


Bild 3: Unterstützte Konfiguration, obligatorisch für Standard- und Hochgeschwindigkeitsanwendungen

SYSTEMSTATUSANZEIGEN

Ein Farbcode wird durch die Aktivierung von 3 LED-Leuchten (gelb, grün, rot) auf der oberen Abdeckung der Drehmomentmesswelle angezeigt. Dieser Farbcode kommuniziert laufend den Betriebszustand der Messwelle, wie Messstatus, Tarafunktionen, Offset-Wert B.I.T.E. (Eingebaute Test-ausrüstung) und Überlast.



INTEGRIERTER ENCODER

Die Drehmomentmesswellen der TS-Reihe integrieren einen High-End-Encoder mit mindestens 360 PPR (Impulse pro Umdrehung) auf 2 unterschiedlichen Signalen (Tach A, Tach B), die um 90° phasenverschoben sind und eine Winkelmessauflösung von $\leq 0.25^\circ$ bieten. Ein drittes Signal liefert 1 PPR (Z) als Winkelreferenz. Das Messwellengehäuse ist mit «Encoder Side» markiert, um die Position des Encoders anzuzeigen. Bei Anwendungen mit niedriger Drehzahl, bei denen die Winkelposition / Genauigkeit des Testobjekts wichtig ist, muss die Messgeberseite direkt mit dem Prüfling verbunden werden, damit die Winkelmessung nicht durch die Deformationszone der Messwelle beeinflusst wird. Je nach Sensormodell kann die Anzahl der Impulse 360, 400 oder 720 PPR betragen (siehe Spezifikationstabelle); als Option sind Encoder bis zu 5.000 PPR erhältlich.

ELEKTRISCHE KONFIGURATION

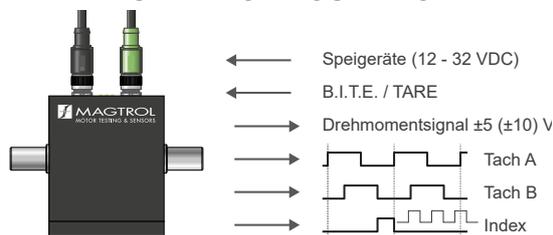


Bild 2: TS Reihe Elektrischer Ein- und Ausgang

einen kürzeren Antriebsstrang hat. Diese Konfiguration **eignet sich nur für Messungen mit niedriger Drehzahl**.

VORSICHT: TS 100-103 kann nicht in hängender Konfiguration verwendet werden, da das Gewicht der Messwelle aufgrund von Radialkräften die Genauigkeit der Messung beeinträchtigt.

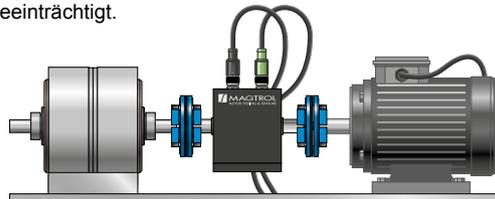


Bild 4: Hängende Konfiguration, nur für Anwendungen mit niedriger Drehzahl geeignet. Die Verwendung eines einteiligen Kupplungselements erzeugt einen kürzeren Antriebsstrang (nicht zulässig für TS 100-103).

SYSTEMKONFIGURATIONEN

Eine Drehmomentmesswelle der TS-Reihe kann in verschiedenen Konfigurationen eingesetzt werden. Sie kann alleine (über ein unabhängiges Netzteil) angeschlossen werden oder in Kombination mit anderen Geräten von Magtrol (z. B. DSP 7000 - Leistungsbremsen-Controller, Typ. 3411 - Drehmomentanzeige,...).

Die Drehmoment-messwelle kann über Magtrol-Software, wie M-TEST oder TORQUE (mitgeliefert) gesteuert werden, über welche die Messdaten gewonnen und angezeigt werden können. Die Ausgänge für Doppelsignal, analog und USB können gleichzeitig genutzt werden. Beispielsweise kann ein Kanal zur Datenerfassung und ein anderer zur Regelung einer Antriebsleitung genutzt werden.

USB-ANSCHLUSS

Wenn eine Drehmomentmesswelle ausschließlich mit einem USB-Anschluss verwendet wird, muss sie über den analogen Anschluss mit 12-32VDC gespeist werden.

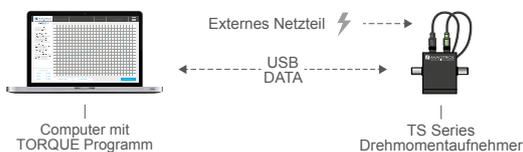


Bild 5: TS Torque Sensor USB only configuration

ANALOG MIT LEISTUNGSBREMSEN-CONTROLLER

In dieser Konfiguration erfolgt die Stromversorgung der Drehmomentmesswelle über den Leistungsbremsen-Controller. Der DSP 7000 ist ein programmierbarer Leistungsbremsen-Controller für Hochgeschwindigkeitseinsätze. Es wird nur ein analoger Anschluss verwendet und die Datenerfassung erfolgt über einen Computer mit M-TEST-Software.

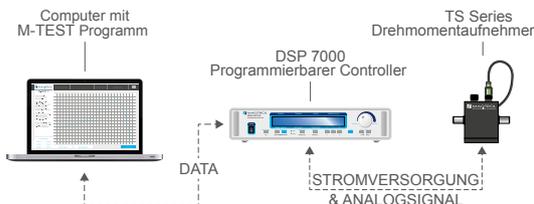


Bild 6: Analoge Konfiguration der TS-Drehmomentmesswelle mit Anschluss und Stromversorgung des DSP 7000.

ANALOG & USB MIT DREHMOMENTANZEIGE

In dieser Konfiguration erfolgt die Stromversorgung der Messwelle über die Drehmomentanzeige. Bei dem Typ 3411 handelt es sich um ein Drehmoment-/Drehzahl-/Leistungsanzeigergerät. Die USB-Verbindung zwischen der TS-Drehmomentmesswelle und dem Computer ermöglicht die Datenerfassung mittels der TORQUE-Software.

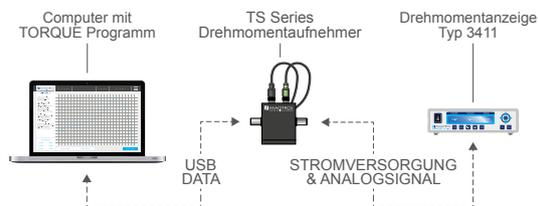


Bild 7: TS-Drehmomentmesswelle mit Drehmomentanzeigergerät Typ 3411

TECHNISCHE DATEN

MECHANISCHE DATEN								
MODELL	NENN DREHMOMENT(ND)	WELLEN-DURCHMESSER	MAX. DREHZAHL	ENCODER-AUFLÖSUNG	DREH-STEIFIGKEIT ⁱ⁾	TRÄGHEITSMOMENT	WINKELVERFORMUNG ⁱ⁾	GEWICHT
	N·m	mm	min ⁻¹	PPR ^{g)}	N·m / rad	kg·m ²	Graden	Kg
TS 100	0.05	6	15000	360 ^{h)}	19	1.96 x 10 ⁻⁶	0.15	0.50
TS 101	0.1				19		0.31	
TS 102	0.2				50	0.23		
TS 103	0.5				160	0.18		
TS 104	1	8	15000	360 ^{h)}	330	2.19 x 10 ⁻⁶	0.17	0.65
TS 105	2				330	2.19 x 10 ⁻⁶	0.34	
TS 106	5				685	2.23 x 10 ⁻⁶	0.42	
TS 107	10	9	8000	400 ^{h)}	1260	2.34 x 10 ⁻⁶	0.46	0.70
TS 109	20	18			3600	3.14 x 10 ⁻⁵	0.32	1.25
TS 110	50				7400	3.38 x 10 ⁻⁵	0.39	1.30
TS 111	100	19	6000	720	9600	3.54 x 10 ⁻⁵	0.60	1.35
TS 112 ^{a)}	200	30			38700	4.67 x 10 ⁻⁴	0.30	5.00
TS 113 ^{a)}	500				62800	4.81 x 10 ⁻⁴	0.46	

DREHMOMENTMESSUNG	
Maximales dynamisches Drehmoment (Spitzenwert, Überlastbarkeit)	200 % des NDs
Maximales Statisches Drehmoment ohne Zerstörung	300 % des NDs
Resolution at RT	11 000 Punkte
Abtastrate	16 Bits bei 10 000 Abtastvorgängen / Sekunde
Kombinierter Fehler (Linearität & Hysterese)	< 0.1 % des NDs ^{c)} (0.05 % auf Anfrage)
Spektrale Rauschdichte	2 ppm VON RT / √ Hz typisch ^{b,c)}
Drehzahleinfluss auf das Nulldrehmoment	< 0.015 % / 1000 min ⁻¹ ^{d)}
Änderungsempfindlichkeit bei Stromversorgungswechsel ^{e)}	< 50 (ppm bei RT / V)

USB DREHZAHL- UND WINKELMESSUNG			
MODELL	TS 100 - TS 107	TS 109 - TS 111	TS 112 - TS 113
Drehzahl- und Winkelmessung	360 Impulsen 2 Signalen, 90° Phasenverschiebung (quadrature X4) + Optischer Index-Encoder	400 Impulsen	720 Impulsen
Berechnete Drehzahlgenauigkeit (USB-Ausgang)	< ± 0.05% ^{f)}		
Winkelauflösung (USB)	0.25°	0.225°	0.125°
Genauigkeit (über 360°)	± 0.25°	± 0.225°	± 0.125°
Thermodrift	< 50 ppm über Temperaturbereich		

a) Diese Modelle befinden sich derzeit in der Entwicklung.

b) Entspricht <0.05% von RT, Spitze zu Spitze über die gesamte 1kHz Bandbreite.

c) Bei TS 100 (0.05 N·m) wird dieser Parameter um den Faktor 2 degradiert. Gilt sowohl für den Analog- als auch für den USB-Ausgang

d) Bei TS 100 (0.05 N·m) und TS 101 (0.1 N·m) wird dieser Faktor um 2 degradiert.

e) Veränderung des Abtriebsdrehmoments durch Stromversorgungswechsel

f) Bei konstanter Drehzahl, basierend auf der letzten 360°-Drehung

g) PPR bedeutet Pulse Per Revolution (Impulse pro Umdrehungen)

h) Verfügbar erhältlich mit 1 000 PPR Drehgeber (Max. Drehzahl 5000 min⁻¹) oder 5000 PPR Drehgeber (Max. Drehzahl 1 000 min⁻¹)

i) Berechnet in der Mitte der Wellenabgänge

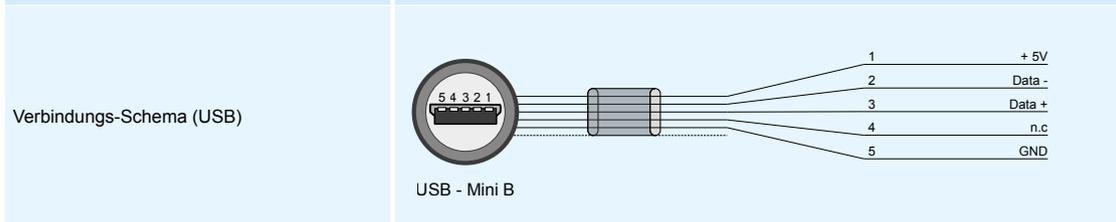
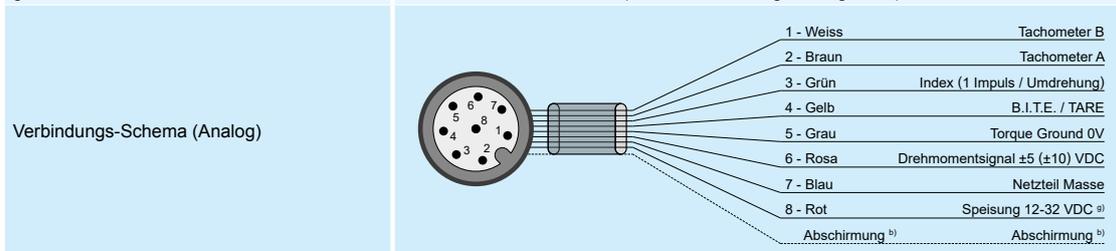
TECHNISCHE DATEN

UMGEBUND & ZERTIFIZIERUNGEN

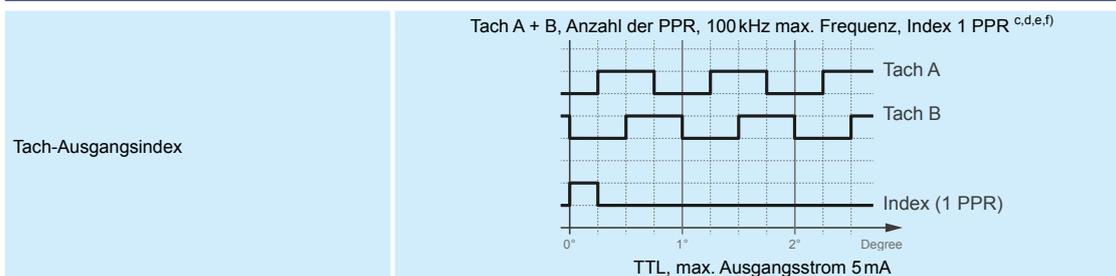
Lagerungstemperaturbereich	-40 °C bis +85 °C
Betriebstemperaturbereich	-25 °C bis +80 °C
Temperatureinfluss auf Nullpunkt/Empfindlichkeit	< ±0.1 % / 10 °C für den Bereich -25 °C bis +80 °C ^{a)}
Schockbelastung	IEC 60068-2-27:2008 / Class C3
Schwingungen sinusförmig	IEC 60068-2-6:2007 / Class C3
Schutzklasse	IP 44 (DIN EN 60529)
EMC / EMI-Verträglichkeit	IEC 61326-1 / IEC 61321-2-3
Auswuchtungsgüte	G2.5 entsprechend ISO 1940
Sicherheitsstandard	ISO 13849 / EN 62061
Niedrige Spannung	IEC 61010-1

ELECTRISCHE DATEN & VERBINDUNG

Stromversorgung (Spannungsbereich / max. Leistung)	12 bis 32 VDC / < 2.2W (24 VDC empfohlen)
Drehmomentausgang (Nennwert / Max.)	±5 V / ±10 V (max. Ausgangsspannung 2 mA)
Drehmomentsignal Bandbreite (-3 dB) gesteuert über einen USB-Befehl.	2 Hz / 5 Hz / 10 Hz / 20 Hz / 50 Hz / 100 Hz / 1000 Hz (50 Hz ist werkseitig voreingestellt)



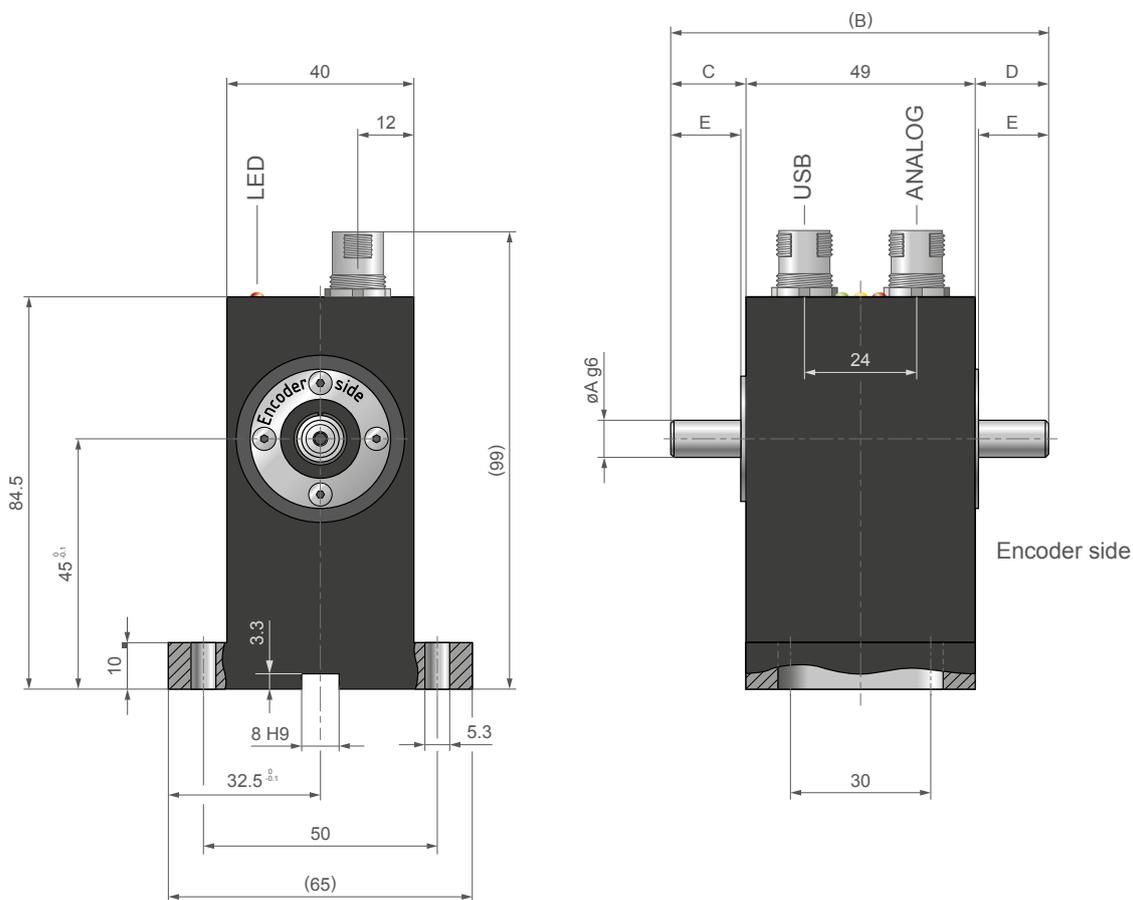
ANALOGEINGANG UND AUSGANGSSIGNAL



B.I.T.E. (Built-In Test Equipment)	B.I.T.E. Eingangspin für länger als 1s geerdet erlaubt +60% FSD Verschiebung am O/P für 5s (weitere Informationen siehe Handbuch)
TARE	TARE-Eingangspin gezogen bis zu 12V min. / 32V max. für länger als 1s wird eine TARE-Funktion im Sensor aktiviert. Je nach angelegter Spannung, wird TARE entweder gespeichert

- a) Für TS 100 (0.05N·m) wir dieser Faktor um 2 degradiert. Gilt sowohl für den analogen als auch für den USB-Ausgang.
- b) Kabelschirm benutzerseitig mit GND verbunden.
- c) PPR bedeutet Pulse Per Revolution (Impulse pro Umdrehungen)
- d) Anzahl der PPRs je nach Modell. Siehe "Encoder-Auflösung" in der Spezifikationstabelle (Seite 4)
- e) Verfügbar erhältlich mit 1000PPR Drehgeber (Max. Drehzahl 5000 min⁻¹) oder 5000 PPR Drehgeber (Max. Drehzahl 1000 min⁻¹)
- f) Das Diagramm zeigt das Verhalten für einen 360 PPR-Encoder
- g) Die Sensoren der Reihe TS sind gegen Verpolung geschützt.

ABMESSUNGEN TS 100-107



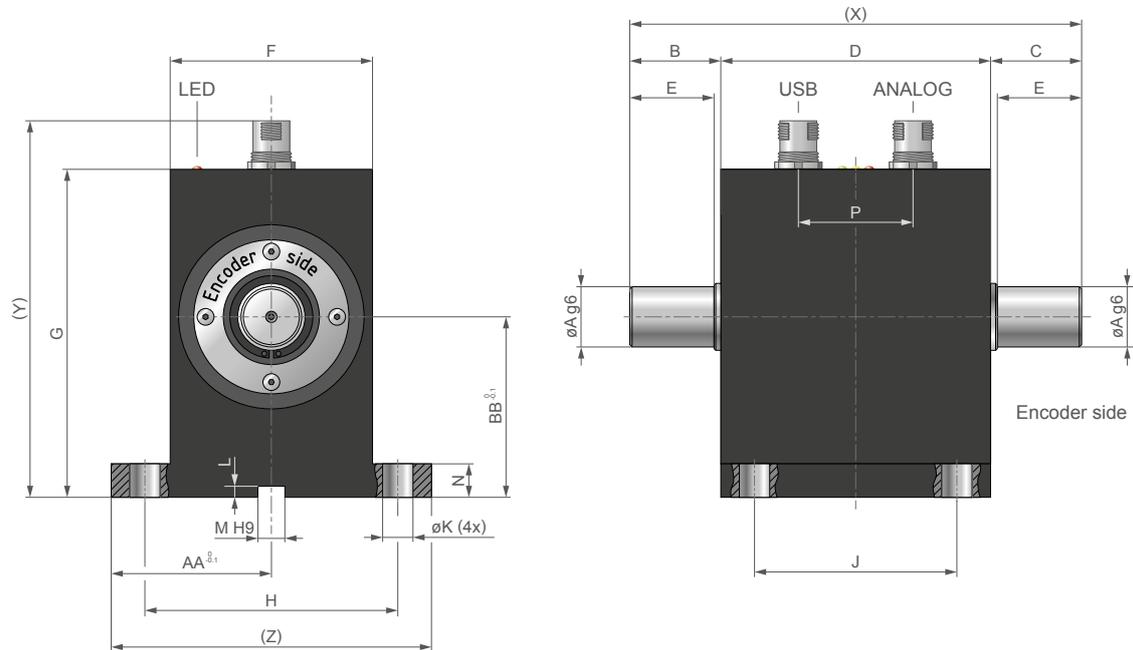
MERKE: Alle Werte sind in metrischen Einheiten angegeben. Die Abmessungen sind in Millimetern angegeben.

MODELL	DREHMOMENT [N·m]	øA g6	B	C	D	E
TS 100	0.05	6	80.8	16.1	15.7	15.0
TS 101	0.1					
TS 102	0.2					
TS 103	0.5	8	85.0	18.2	17.8	17.1
TS 104	1					
TS 105	2					
TS 106	5	9	90.8	21.1	20.7	20.0
TS 107	10					

NOTE : 3D STEP-Dateien des meisten unserer Produkte finden Sie unter: www.magtrol.com oder auf Anfrage

©2021 MAGTROL | Unsere Produkte werden ständig weiterentwickelt; Magtrol behält sich das Recht vor, technische Daten zu ändern.

Seite 6 / 9

ABMESSUNGEN TS 109-113


MERKE: Alle Werte sind in metrischen Einheiten angegeben. Die Abmessungen sind in Millimetern angegeben.

MODELL	DREHMOMENT [N·m]	øA	B	C	D	E	F	G	H	J
TS 109	20	18 g6	27.0	27.0	80	25	60	96.3	75	60
TS 110	50		37.0	37.0		35				
TS 111	100		42.0	42.0		40				
TS 112 ^{a)}	200	30 g6	46.7	47.3	110	45	95	144.0	125	80
TS 113 ^{a)}	500									

MODELL	øK	L	M	N	P	AA	BB	X	Y	Z
TS 109	9	3.3	8 H9	10	34	47.5 ^(0,1)	45 ^(0,1)	134	111	95
TS 110								154		
TS 111								164		
TS 112 ^{a)}	11	4.1	10 H9	20	34	75.0 ^(0,1)	75 ^(0,1)	204	159	150
TS 113 ^{a)}								204		

a) **Anmerkung:** Diese Modelle befinden sich derzeit in der Entwicklung.

NOTE : 3D STEP-Dateien des meisten unserer Produkte finden Sie unter: www.magtrol.com oder auf Anfrage

©2021 MAGTROL | Unsere Produkte werden ständig weiterentwickelt; Magtrol behält sich das Recht vor, technische Daten zu ändern.

Seite 7 / 9

DATENBLÄTTER

www.magtrol.com

OPTIONEN UND ZUBEHÖR

KUPPLUNG

Zur Montage der Magtrol Drehmomentmesswellen der TS-Reihe ist die paarweise Verwendung von Miniaturkupplungen ideal. Bei tiefen Drehzahlen können auch einteilige Kupplungen eingesetzt werden. Solche Kupplungen werden von vielen Herstellern, sowohl für den hängenden wie auch für den Einbau mit einer Konsole, angeboten. Die folgenden Kriterien sollten zur Wahl der optimalen Kupplung beachtet werden:

- Hohe Drehsteifigkeit (die Drehsteifigkeit der Kupplung sollte mindestens dreimal höher sein wie diejenige der Drehmomentmesswelle)
- Kupplungsbefestigung selbstzentrierend und entsprechend robust
- Drehzahlbereich
- Auswuchtung entsprechend dem Drehzahlbereich
- Fluchtung einstellbar

Je höher die Drehzahlen desto sorgfältiger muss die Auswahl der Kupplungen und deren Montage auf dem Antriebsstrang durchgeführt werden (Fluchtung und Auswuchtung). Magtrol bietet ein umfangreiches Sortiment an Kupplungen und berät Sie gern bei der richtigen Auswahl für Ihren Drehmomentaufnehmer.



Bild 8: MIC Reihe
Miniaturkupplung

TSB - DREHMOMENT UND DREHZAHL -BOX

Magtrol TSB «Torque Speed Box» ermöglicht die Datenerfassung von zwei Drehmomentaufnehmern gleichzeitig und liefert den analogen Signalausgang des Drehmoments und den TTL-Signalausgang der Drehzahl.



Bild 9: TSB | Torque Speed Box

SOFTWARE «TORQUE»

Die TORQUE-Software von Magtrol ist ein benutzer-freundliches, unter LabVIEW™ laufendes Programm, mit dem automatisch Drehmoment-, Drehzahl-, Leistungs- und Winkel-daten erfasst werden. Die Daten können gedruckt, grafisch dargestellt oder schnell als Microsoft®-Excel-Tabelle gespeichert werden. Zu den Standardfunktionen von TORQUE gehören: Mehrachsendiagramme, gemessene Parameter vs. Zeit, einstellbare Abtastraten und mehrsprachige Anzeige.

MODEL 3411 - DREHMOMENTANZEIGE

Das Drehmomentanzeigergerät MODEL 3411 von Magtrol dient zur Speisung der TS-/TM-/TMHS-/TMB-Drehmomentaufnehmer und zur Anzeige von Drehmoment, Drehzahl und mechanischer Leistung. Merkmale:

- Drehmomenteinheiten standardmässig frei wählbar: metrisch, englisch und SI
- Grosse Vakuum-Fluoreszenz-Anzeige
- Integrierte Testfunktion (B.I.T.E.)
- Überlastschutz
- Tarierfunktion
- USB- und Ethernetschnittstelle
- 2 BNC-Ausgänge auf der Rückseite: Drehmoment (analoges Rohsignal vom Sensor) und Drehzahl (TTL oder analog)
- Menügesteuerte Kalibrierung
- Inkl. Magtrol TORQUE Software



Bild 10: Drehmomentanzeige | MODEL 3411

DSP 7000 - HOCHGESCHWINDIGKEITS-CONTROLLER FÜR LEISTUNGSBREMSEN

Magtrol's DSP7000 Programmierbarer Hoch-geschwindigkeits-Controller für Leistungsbremsen setzt modernste digitale Signalverarbeitungstechnologie ein und bietet ausgezeichnete Einsatzmöglichkeiten in der Motorenprüfung. Geeignet für jede Magtrol Hysteresebremse, Wirbelstrombremse, Magnetpulverbremse sowie Magtrol Drehmomentmesswelle oder Hilfsgeräte, garantiert der DSP7000 eine komplette PC-Kontrolle durch optionale USB- oder IEEE-488-Anschlüsse. Standardausstattung:

- DSP7001 (einkanlig): Kostengünstig und leicht zu handhaben
- DSP7002 (zweikanlig): Ermöglicht das Betreiben von zwei Prüfeinrichtungen unabhängig voneinander oder in Tandemkonfiguration
- Eingebautes Alarmsystem
- Drehzahl- und Drehmomentmodus
- Programmierbare, digitale PID-Werte
- Integrierte, stromgeregelte Speisung
- Wählbare Drehmomenteinheiten



Bild 11: DSP7000 Programmierbarer Hochgeschwindigkeits-Controller



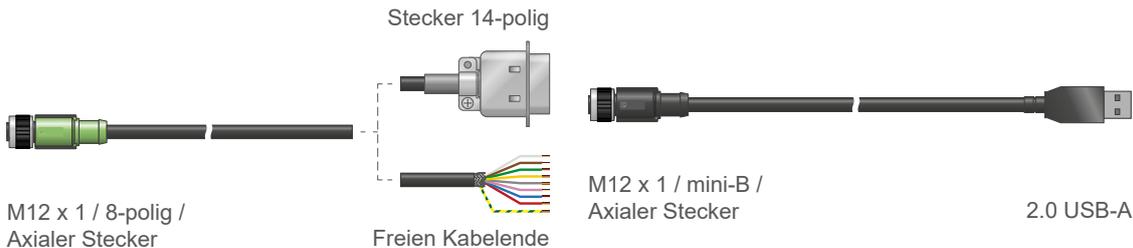
TS SERIES

OPTIONEN UND ZUBEHÖR

VERBINDUNGSKABEL (ANALOG & SPEISUNG / USB)

Jede Drehmomentmesswelle der TS-Reihe wird mit einem 3-Meter-Kabel für die Stromversorgung und für analoge Signale (gerader M12-Stecker und Anschlussdrähte) sowie einem 2-Meter-USB-Kabel (M12 Mini-B / 2.0 USB-A) geliefert.

Andere Längen und Kabelkonfigurationen (z.B. mit einem 14-poligen Stecker für den Anschluss einer Drehmomentanzeige Modell 3411 oder dem Hochgeschwindigkeits-Controller für Leistungsbremsen DSP 7000) sind auf Anfrage erhältlich.



BESTELLNUMMER	ER 12	-	/ 0	-
0 : mit freiem Kabelende 1 : Stecker 14 Polig ^{a)} 1 : Kabellänge 5 m 2 : Kabellänge 10 m 3 : Kabellänge 20 m 4 : Kabellänge 3 m				

BESTELLNUMMER	957-11-07-251	-
3 : Kabellänge 2 m 4 : Kabellänge 5 m		

a) Anwendung mit MODEL 3411 Anzeigegerät oder DSP 7000 Controller

BESTELLINFORMATIONEN

BESTELLNUMMER	TS	---	/ XX
100, 101, ... , 113 : Modell TS			

Beispiel: Drehmomentmesswelle TS 109 würde wie folgt bestellt werden : **TS 109/XX**

B.3. Datenblatt Drehmomentaufnehmer



tel. +49 (0) 79 72 93 10-0
hagstrasse 10 · D-74417 gschwend
vertrieb@eth-messtechnik.de

Datenblatt

Drehmomentaufnehmer

DRBK + DRBK-A

Messbereiche von 0,5 bis 1000 Nm



Merkmale DRBK

- preisgünstig
- Strom- und Spannungsausgang
- Sehr kurze Bauweise
- Messgenauigkeit $\leq 0,5\%$ vom Messbereichsendwert
- Kontaktlose Signalübertragung
- Bewährte DMS Technik
- eingebauter Messverstärker
- einfache Spannungsversorgung
- universell einsetzbar
- Drehzahlmessung beim DRBK optional

Zusätzliche Merkmale DRBK-A

- Simultane Drehmoment-/Drehzahlanzeige
- Anzeige 4-stellig plus Vorzeichen
- Spitzenwertmodus (nur im Rechtslauf verfügbar)
- LCD-Display 30 x 11 mm
- Drehmomentanzeige aktualisiert 1000 Sample/Sek
- Drehzahlanzeige aktualisiert 1x Sample/Sekunde

Die Drehmomentaufnehmer der Serie DRBK eignen sich mit ihren kompakten Abmessungen und vielfältigen Montagemöglichkeiten für den Einsatz im Labor und für die Industrieumgebung.

Die berührungslose Übertragung der Versorgungsenergie und dem Messsignal ermöglicht einen verschleißarmen und wartungsfreien Dauerbetrieb. Für die unterschiedlichen Anwendungen sind diese Aufnehmer auch mit Drehzahlgeber erhältlich.

Die Drehmomentaufnehmer der Serie DRBK-A wurden speziell für Messanwendungen konzipiert, in denen kein extra Auswertegerät benötigt wird bzw. eingesetzt werden soll.

Mit dem gut ablesbaren Display sind Messungen z.B. zur Produktionsüberwachung mit minimalem Aufwand möglich!

Technische Daten DRBK + DRBK-A

Speisespannung:	11,5 bis 28,8 V DC	
Stromaufnahme:	DRBK ca. 200 mA / DRBK-A ca. 250 mA	
Signalanstieg 10-90 %:	1 ms	
Grenzfrequenz -3 dB:	1 kHz	
Spannungsausgang:	0 bis ± 5 V	
Innenwiderstand:	100 Ω	
Stromausgang:	10 \pm 8 mA Bürde max 500 Ω	
Restwelligkeit:	< 100 mVss	
Fehler für Nichtlinearität:	< 0,3 %	
Fehler für Hysterese:	< 0,3 %	
Nullpunktabweichung:	$\leq \pm 100$ mV / ± 200 μ A	
Max. Messfehler:	0,5 % (bez. a. d. Endwert)	
Arbeitstemperaturbereich:	0 - 60 °C	
Temperaturkomp. Bereich:	5 - 45 °C	
Temperaturfehler		
Nullpunkt:	0,05 % / K	
Empfindlichkeit:	0,02 % / K	
Mech. Überlastbarkeit:	100 %	
Schutzart:	IP40	
Anschluss:	12pol.- Einbaustecker	
EMV Störfestigkeit (DIN EN 61326-1 / EN 61000-6) *1		
Gehäuse		
Leitungsgeführte HF-Störungen	Prüfschärfe	Kriterium
150 kHz - 80 MHz (AM)	3 V	A
ESD (Entladung statischer Elektrizität)	Luft 8 kV	A
	Kontakt 4 kV	A
Gehäuse		
Elektromagnetisches Feld		
80 MHz - 1000 MHz (AM)	10 V/m	A
80 MHz - 2700 MHz (AM)	10 V/m	A
Leitungen - Anschlusskabel		
Burst (schnelle Transistenten)	2 kV	A
Stoßspannungen (Surge)	1 kV	B
Störaussendung (EN 61326-1 / EN 55011)		
Funktörspannung	-	Klasse B (150 kHz - 30 MHz)
(elektromagnetische Störfeldstärke)		
Funktörfeldstärke	-	Klasse B (30 MHz - 1000 MHz)
(elektromagnetische Störfeldachse)		

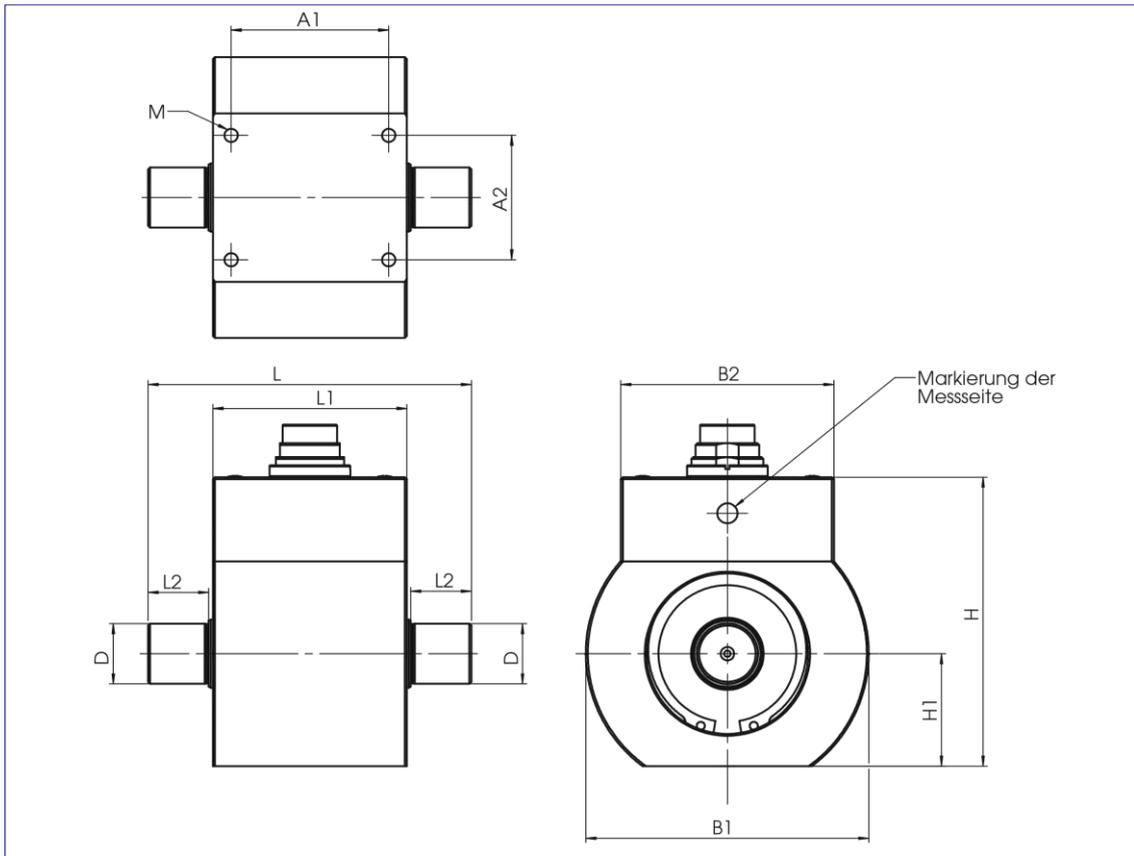
Option Drehzahl (n) bei DRBK *2	
Drehzahl:	bis 10 000 min ⁻¹ *3
Ausgang:	Open-Collector
Interner Pull Up:	4,7 k Ω (5 V Pegel)
Externer Pull Up:	24 V max / 20 mA
Impulse / Umdrehung:	60

*1 Prüfschärfe / Kriterium: Industrielle Umgebung;
Kabellängen \leq 30m.
Anwendung nicht außerhalb von Gebäuden.

*2 bei DRBK-A serienmäßig

*3 bei geeigneter externer Beschaltung bis Drehzahl max.

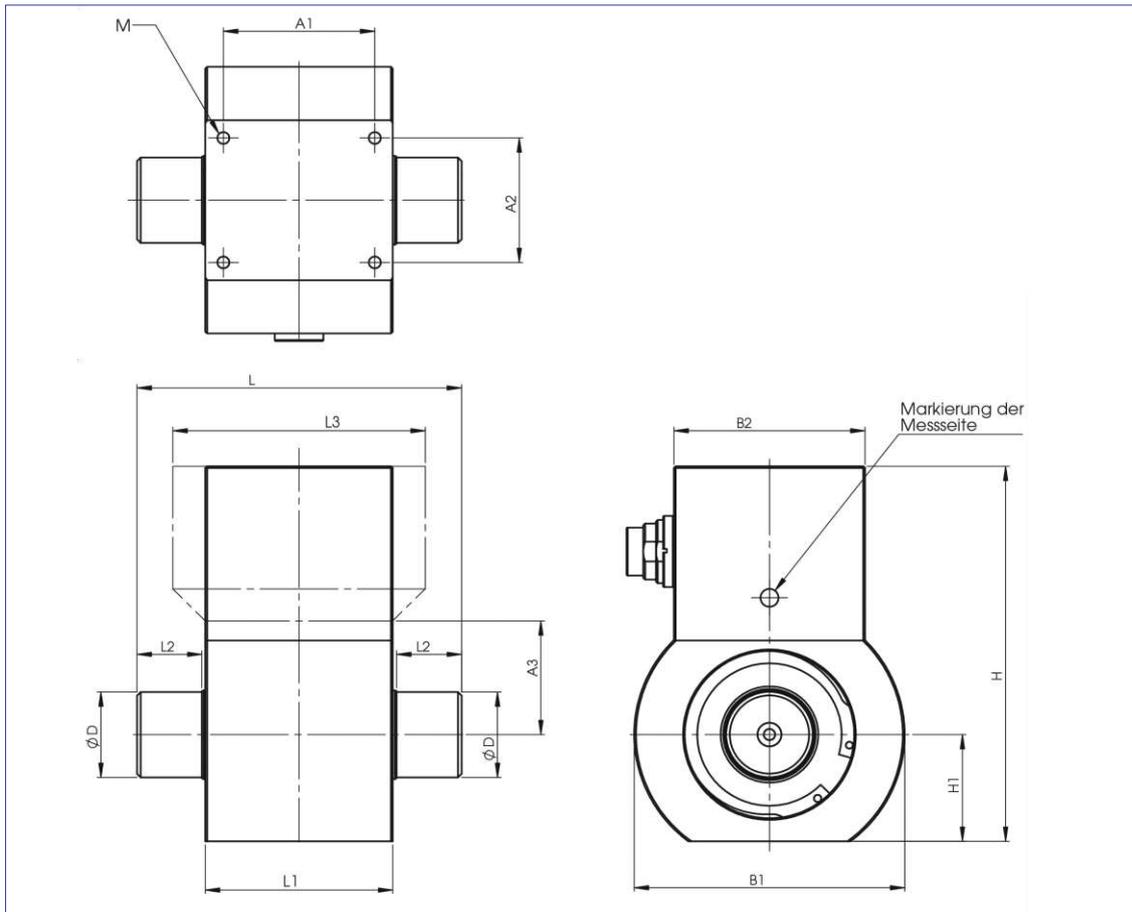
Mechanische Abmessungen DRBK



Baugrößen DRBK

Baugröße:	0	I	II	III
Messbereich: (Nm)	0,5 1 2	5 10 20	50 100 200	500 1000
Abmessungen:				
L (mm)	66	80	90	120
Ø B1 (mm)	45	70	75	105
B2 (mm)	45	53	53	76
H (mm)	56	72	77,5	97,5
H1 ± 0,05 (mm)	18	28	30	40
Ø D g6 (mm)	6	15	24	40
L1 (mm)	42	48	52	65
L2 (mm)	10	15	18	26
A1 (mm)	33	39	42	50
A2 (mm)	20	31	35	55
M	M3 x 5 tief	M4 x 6 tief	M4 x 6 tief	M5 x 10 tief
Allgemeintoleranzen DIN 2768 - m				
Gewicht ca. (g)	230	550	850	2450
Drehzahl max. (1/min)	20.000	18.000	16.000	9000

Mechanische Abmessungen DRBK-A



Baugrößen DRBK-A

Baugröße	0	I	II	III
Messbereich (Nm)	0,5 1 2	5 10 20	50 100 200	500 1000
Abmessungen:				
L (mm)	66	80	90	120
Ø B1 (mm)	45	70	75	105
B2 (mm)	54	53	53	76
H (mm)	90	100	106	122
H1 ± 0,05 (mm)	18	28	30	40
Ø D g6 (mm)	6	15	24	40
L1 (mm)	42	48	52	65
L2 (mm)	10	15	18	26
L3 (mm)	51	48	52	65
A1 (mm)	33	39	42	50
A2 (mm)	20	31	35	55
A3 (mm)	22	-	-	-
M	M3 x 5 tief	M4 x 6 tief	M4 x 6 tief	M5 x 10 tief
	Allgemeintoleranzen DIN 2768 - m			
Gewicht ca. (g)	310	610	910	2530
Drehzahl max. (min ⁻¹)	20.000	18.000	16.000	9000

Mechanische Werte und Belastungsgrenzen DRBK + DRBK-A

Baugröße	Torsionswelle Typ	Messbereich (Nm)	Federkonstante C (Nm/rad)	Massenträgheitsmoment J (g•cm ²)			Zulässige Axiallast (N) *	Zulässige Radiallast (N) *
				Gesamt	Antriebsseite	Messseite		
0	DRBK-0.5	0,5	144	15	14,5	0,5	190	30
	DRBK-1	1	144	15	14,5	0,5	190	30
	DRBK-2	2	287	15	14,5	0,5	190	60
I	DRBK-5	5	1100	130	115	15	930	25
	DRBK-10	10	2700	130	115	15	930	45
	DRBK-20	20	5400	130	115	15	930	90
II	DRBK-50	50	20 x 10 ³	400	300	100	1580	210
	DRBK-100	100	36 x 10 ³	400	300	100	1580	420
	DRBK-200	200	52 x 10 ³	420	310	110	1580	845
III	DRBK-500	500	290 x 10 ³	3300	1900	1400	3920	1420
	DRBK-1000	1000	420 x 10 ³	3500	2000	1500	3920	2875

*Die Werte für Axial- und Radiallast gelten für das nicht-fixierte Gehäuse

Besonderheiten

- Ausgänge Kurzschlussfest
- Signalausgang für „Aufnehmer bereit“ 100 mA, Pegel = Speisespannung

Erhältliches Zubehör

Messkabel, Auswertegeräte, Kupplungen

Passende Kupplungen

für Baugröße 0 KB2/20-38-6-x

für Baugröße I KB4K/20-39-15-x

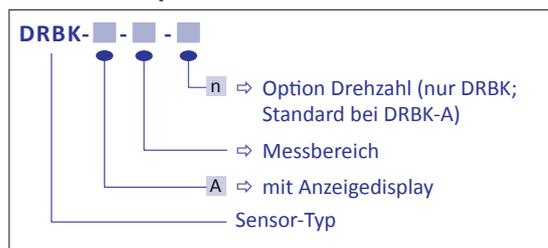
für Baugröße II KB4K/200-60-24-x

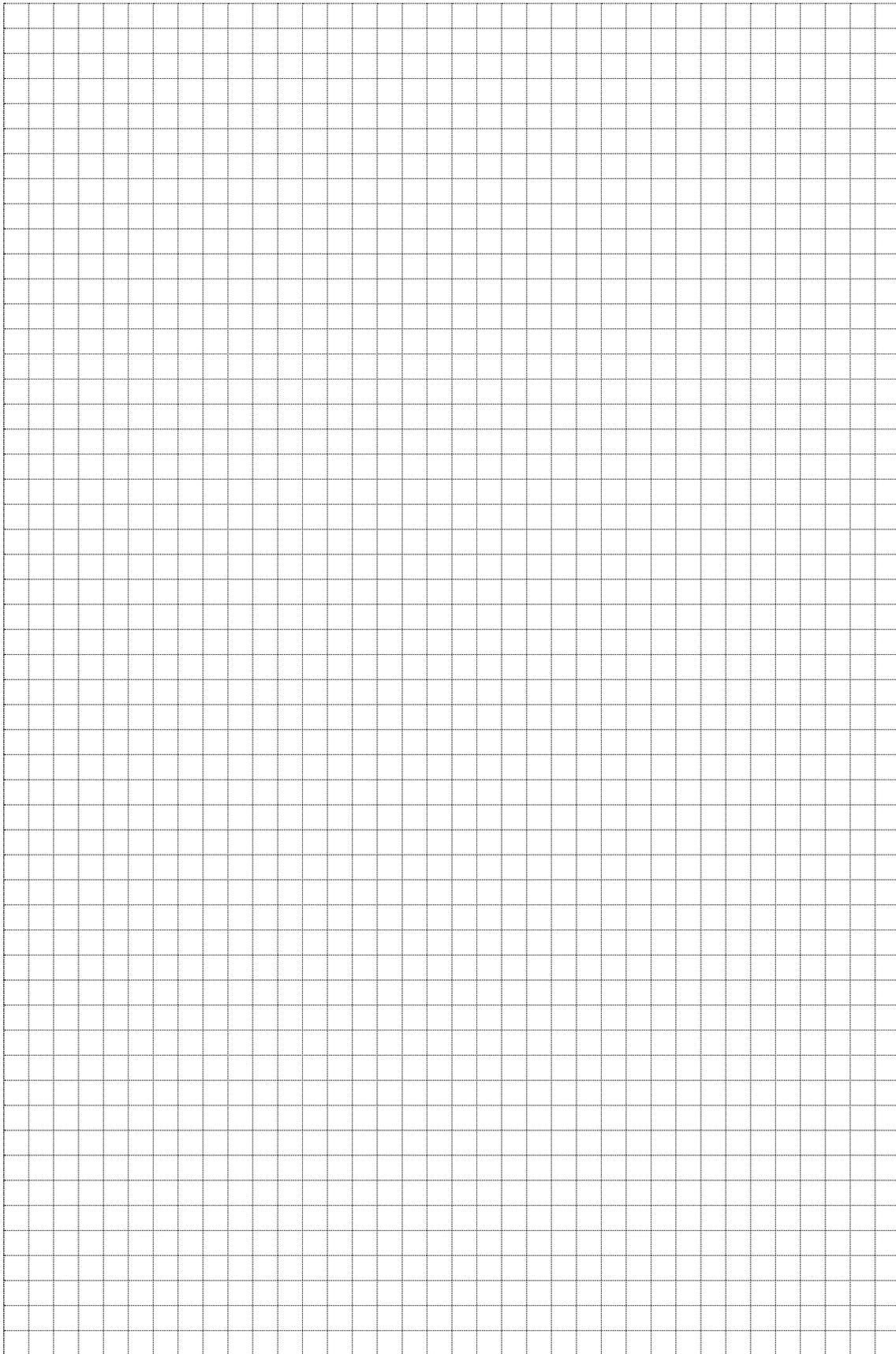
für Baugröße III KB4K/1000-84-40-x

Bestellcode Kupplung

Typ/Größe - Länge - ØD1 - ØD2

Bestellbeispiel





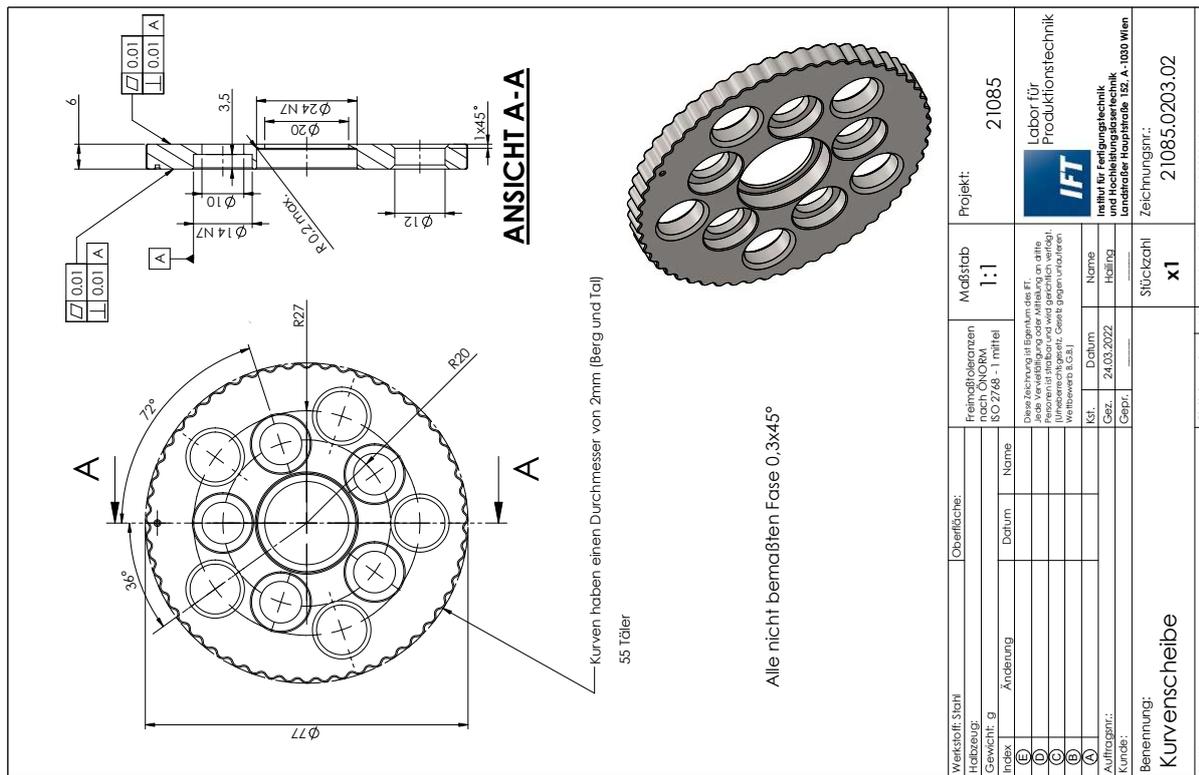
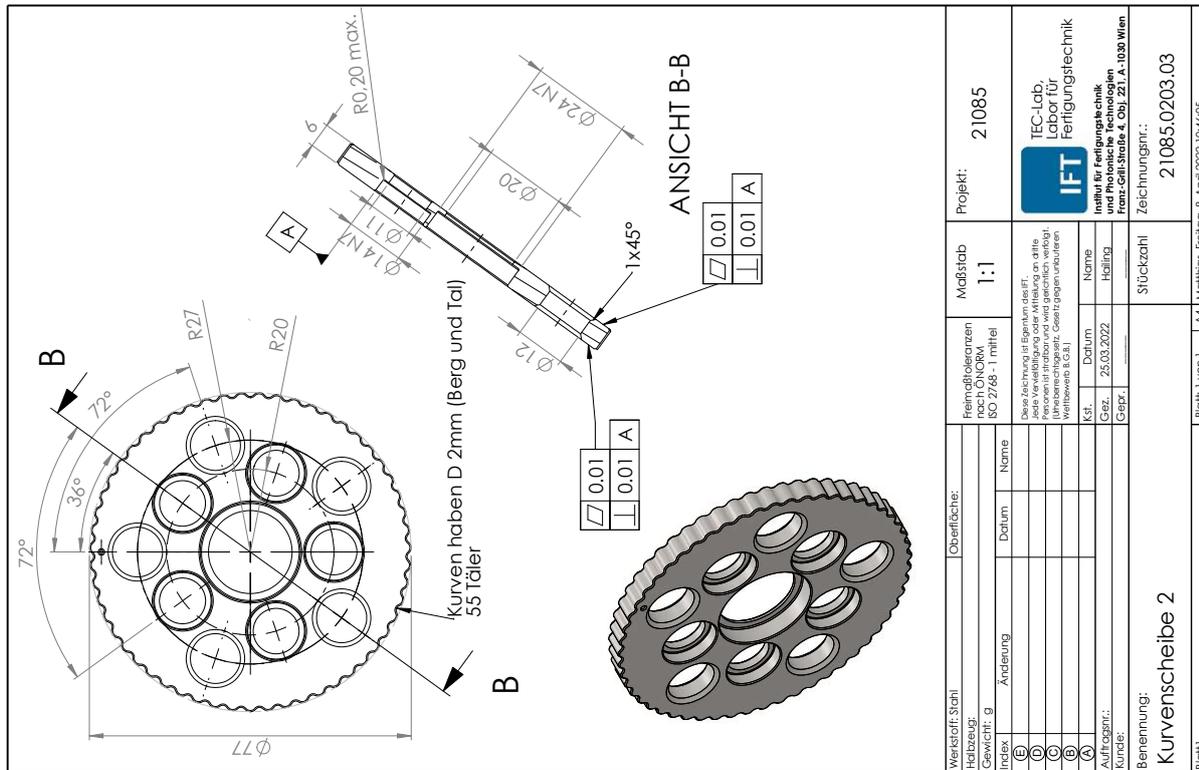
C. Werkstattzeichnungen

C.1. Variante Kugellager

ANSICHT A-A

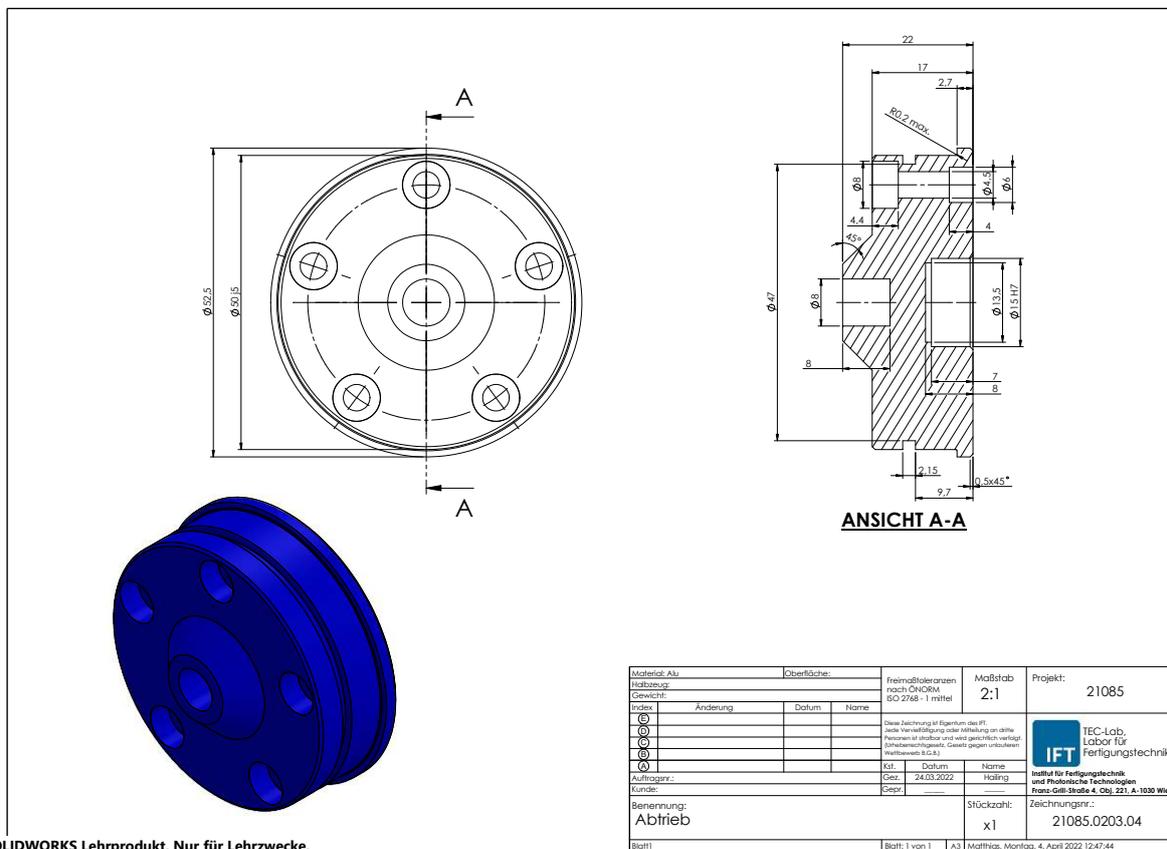
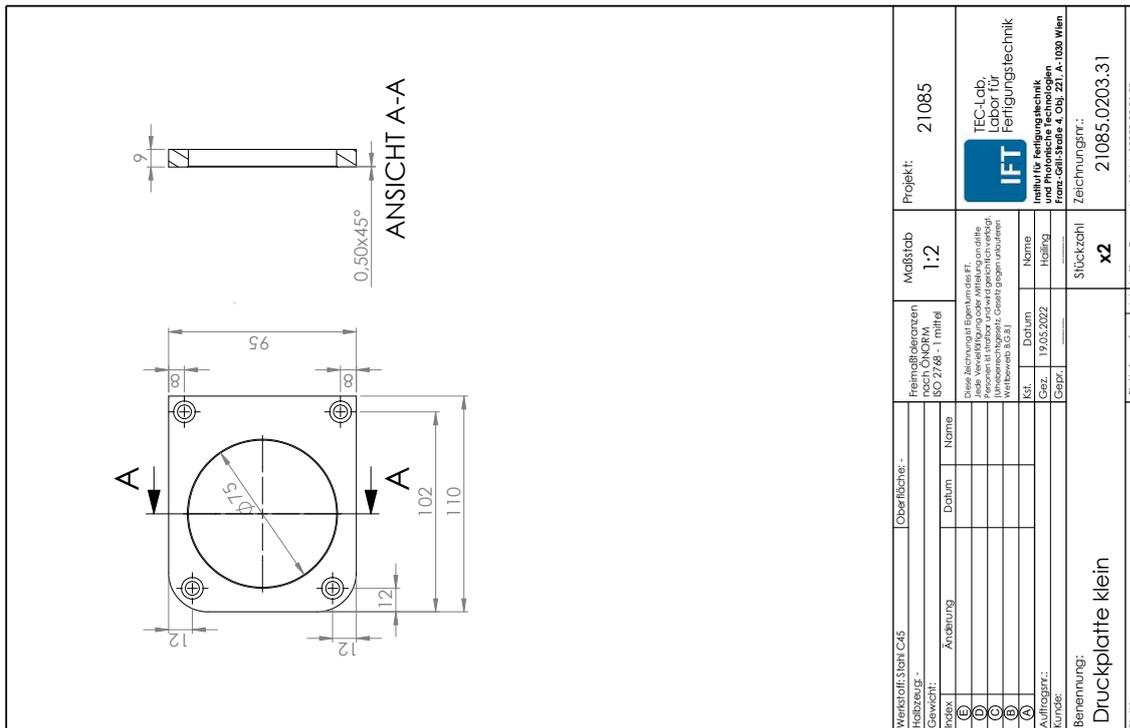
Alle nicht bemaßten Fasen 0,5x45°
Alle Radien max. R0,2mm

Werkstoff:		Oberfläche:		Freimaßtoleranzen nach ÖNORM ISO 2768 - 1 mittel	Maßstab 2:1	Projekt:
Halbzeug:		Gewicht: g				
Index	Änderung	Datum	Name	Diese Zeichnung ist Eigentum des IFT. Jede Vervielfältigung oder Mitteilung an dritte Personen ist strafbar und wird gerichtlich verfolgt. (Urheberrechtsgesetz, Gesetz gegen unlauteren Wettbewerb B.G.B.)		
Ⓔ						
Ⓒ						
Ⓒ						
Ⓐ						
Auftragsnr.:		Kst.		Datum	Name	
Kunde:		Gez.		Gepr.		
Benennung:				Stückzahl	Zeichnungsnr.:	

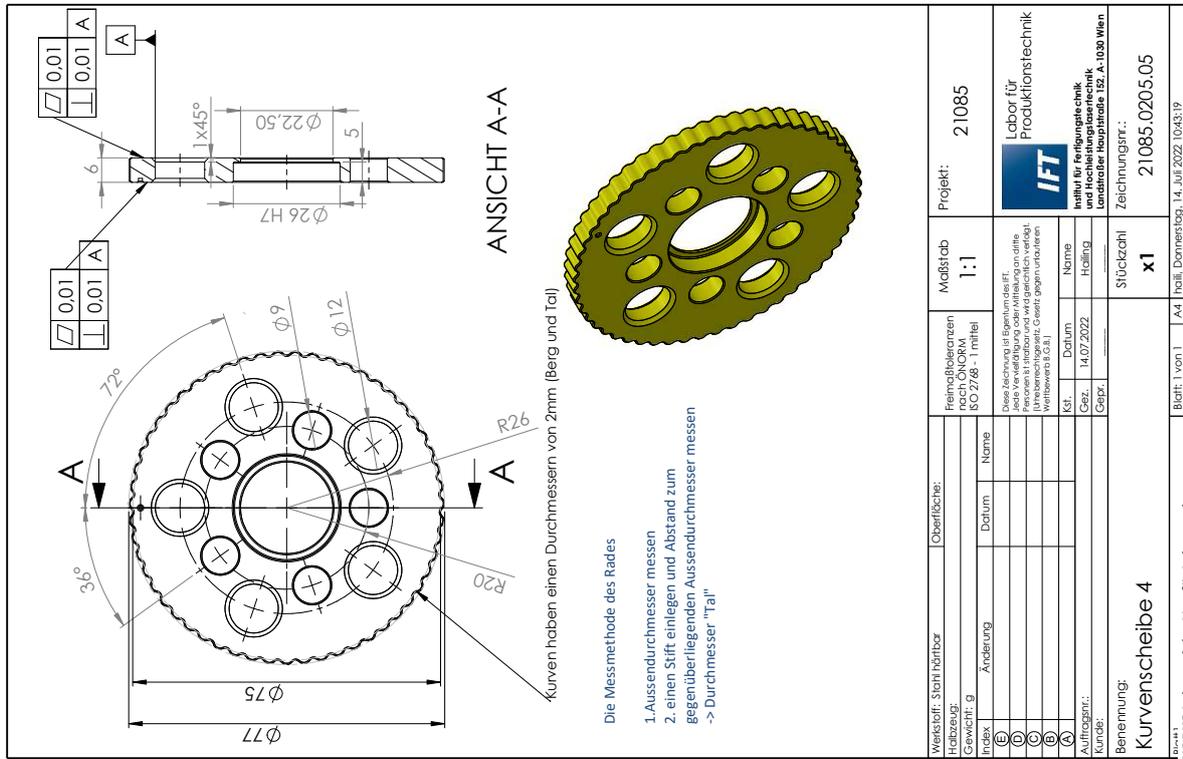


SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.

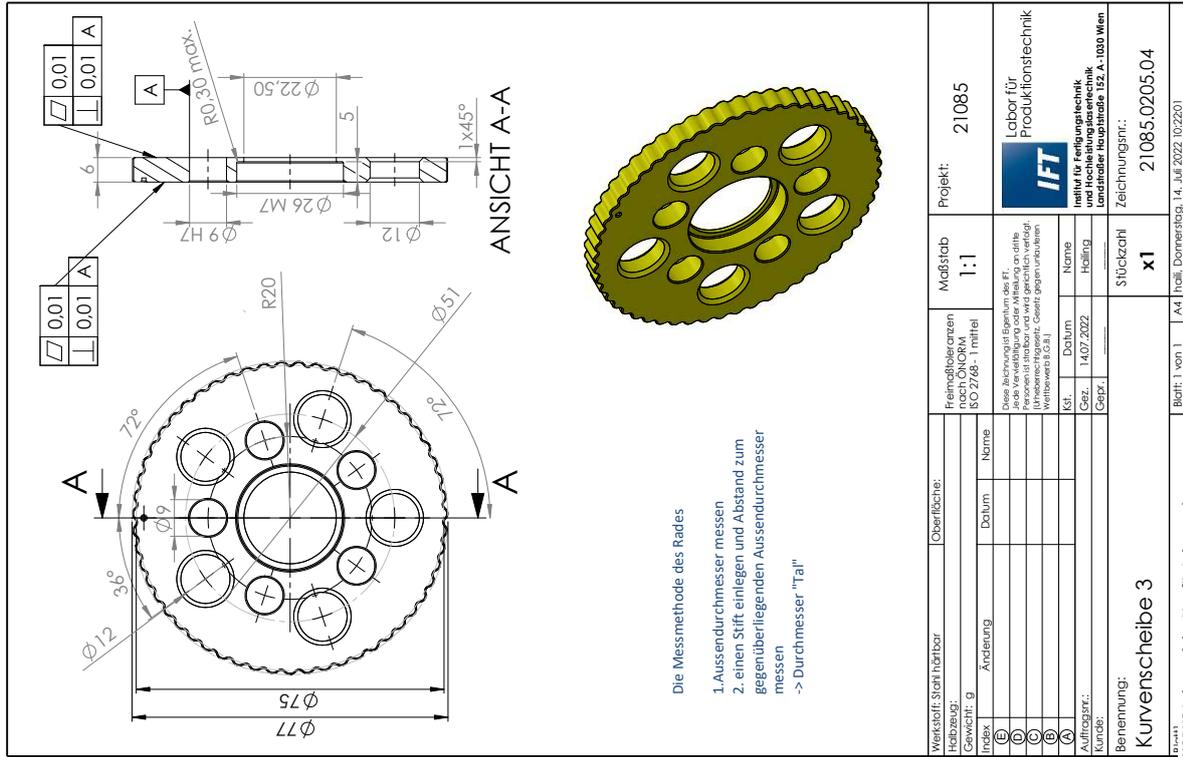
SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.



SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.



SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.



SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.

ANSICHT A-A

Entweder schleifen oder hohnen, soll eine feine Oberfläche innen haben.

Werkstoff: Stahl		Oberfläche: -		Projekt: 21085.0205.10 <small>Teil kurz (max. 40 Zeichen)</small>	
Halbzeug: -		Freimaßtoleranzen nach ÖNORM ISO 2768 - 1 Mittel		Maßstab 5:1	
Gewicht: 2,04 g		Index		Labor für Produktionstechnik	
Änderung		Datum		Name	
①				Halling	
②				Stückzahl	
③				x12	
④				Blatt: 1 von 1 A4 hoch, Freitag, 21. Oktober 2022 13:14:40	
⑤				Benennung: Gleitring	
⑥				Zeichnungsart: 21085.0205.10	
⑦				Kunde: -	
⑧				Benennung: Abstandshülse	
⑨				Zeichnungsart: 21085.0205.07	
⑩				Blatt: 1 von 1 A4 Matthias, Montag, 4. April 2022 12:43:59	

ANSICHT A-A

Werkstoff: Stahl		Oberfläche: -		Projekt: 21085	
Halbzeug: -		Freimaßtoleranzen nach ÖNORM ISO 2768 - 1 Mittel		Maßstab 2:1	
Gewicht: 2,04 g		Index		TEC-Lab Labor für Fertigungstechnik	
Änderung		Datum		Name	
①				Halling	
②				Stückzahl	
③				x1	
④				Blatt: 1 von 1 A4 Matthias, Montag, 4. April 2022 12:43:59	
⑤				Benennung: Abstandshülse	
⑥				Zeichnungsart: 21085.0205.07	
⑦				Kunde: -	
⑧				Benennung: Abstandshülse	
⑨				Zeichnungsart: 21085.0205.07	
⑩				Blatt: 1 von 1 A4 Matthias, Montag, 4. April 2022 12:43:59	

SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.

SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.

ANSICHT A-A

Alle Fasen 1x45°
Verdrehung zueinander egal
Einstichform und Tiege zwischen Scheiben auch egal

Werkstoff: Stahl		Oberfläche: -		Projekt: 21085	
Maßstab: 1:1		Freimaßtoleranzen nach ÖNORM ISO 2768 - 1 mittel		Maßstab: 1:1	
Gewicht: 24,74 g		ISO 2768 - 1 mittel		Labor für Produktionstechnik	
Trag:	Änderung	Datum	Name	 Labor für Produktionstechnik Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungstechnik Landstrader Hauptstraße 152, A-1030 Wien Zeichnungsnr.: 21085.0203.03	
①					
②					
③					
Auftragsnr.:	Datum	Kst.	Name	Diese Zeichnung ist Eigentum des IFT. Das Kopieren, Reproduzieren, Weitergeben und Veröffentlichen ist ohne schriftliche Genehmigung des IFT. (Haftung für Schäden, Gewähr gegen Urheberschaft)	
Kunde:	Gepr.	Gez.	Halling	Kundendat.: 30.03.2022 Gepr.: 30.03.2022 Zeichnungsnr.: 21085.0203.03	
Benennung: Kurvenscheibe Zweistufig		Stückzahl: x 1		Blatt: 1 von 1	
A4		A4		Matthias, Freitag, 8. April 2022 10:36:36	

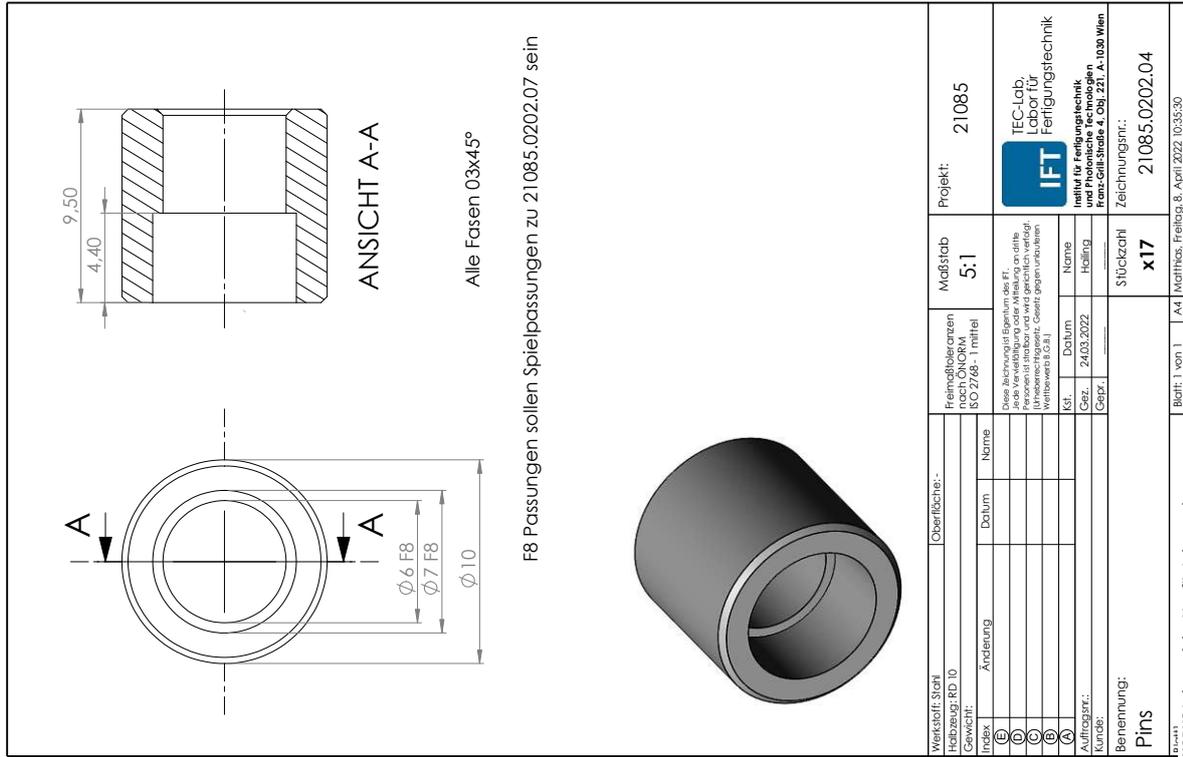
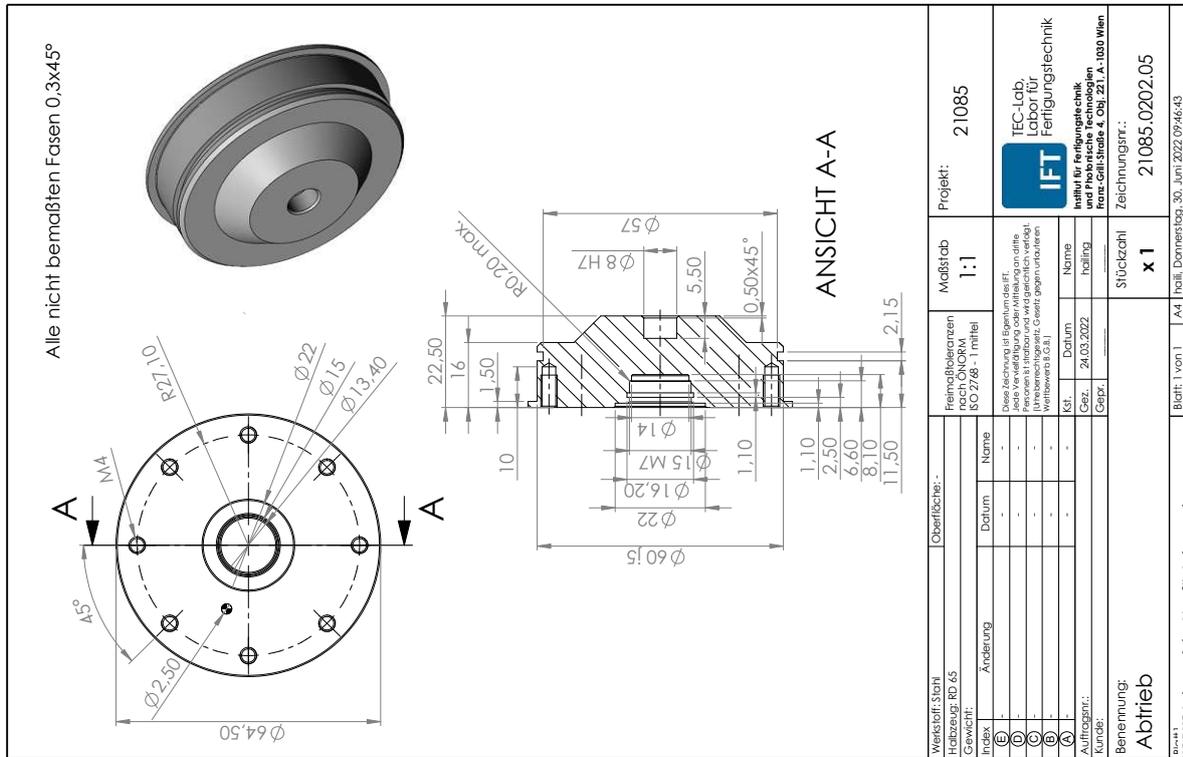
SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.

ANSICHT B-B

Stiftloch auf bei meistem Material

Werkstoff: Material nicht festgelegt		Oberfläche: -		Projekt: S31101-0001	
Maßstab: 2:1		Freimaßtoleranzen nach ÖNORM ISO 2768 - 1 mittel		Maßstab: 2:1	
Gewicht: 24,74 g		ISO 2768 - 1 mittel		Labor für Fertigungstechnik	
Trag:	Änderung	Datum	Name	 TEC-Lab Labor für Fertigungstechnik und Produktionstechnik Franz-Greif-Strasse 4, Obj. 221, A-1030 Wien Zeichnungsnr.: AAAAA.BBCC.DD	
①					
②					
③					
Auftragsnr.:	Datum	Kst.	Name	Diese Zeichnung ist Eigentum des IFT. Das Kopieren, Reproduzieren, Weitergeben und Veröffentlichen ist ohne schriftliche Genehmigung des IFT. (Haftung für Schäden, Gewähr gegen Urheberschaft)	
Kunde:	Gepr.	Gez.	Familienname	Kundendat.: xx.xx.2013 Gepr.: Zeichnungsnr.: AAAAA.BBCC.DD	
Benennung: Bauteilbenennung		Stückzahl: x 1		Blatt: 1 von 1	
A4		A4		Matthias, Freitag, 8. April 2022 10:29:47	

SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.



SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.

SOLIDWORKS Lehrprodukt. Nur für Lehrzwecke.



