

# Konzeption und Konstruktion eines modularen Schaltprüfstands

## Design of a modular gear actuator test bench

Advanced Design Project am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau  
Technische Universität Darmstadt



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Diese Arbeit wurde vorgelegt von

<b>Benjamin Henne</b>	<b>2496146</b>
<b>Timo Hopf</b>	<b>2447454</b>
<b>Matthias Müller</b>	<b>2410151</b>
<b>Hans-Christian von Rantzau</b>	<b>1568855</b>

Betreuer: Daniel Schöneberger, M.Sc.  
Andreas Reul, M.Sc.  
Bearbeitungszeitraum: 04.12.2017 bis 27.03.2018

Darmstadt, den 27.03.2018

# Konzeptionierung und Konstruktion eines modularen Schaltprüfstands



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



## Advanced Design Project

Für Benjamin Henne, Timo Hopf, Matthias Müller und Hans-Christian von Rantzau

*Design of a modular gear actuator testbench*

### Hintergrund:

Durch die zunehmende Elektrifizierung von Antrieben in Kraftfahrzeugen ändern sich die Anforderungen an die Systemkomponenten. Dazu gehört auch die Schaltung. In einem modularen Prüfstand sollen Schaltvorgänge mit unterschiedlichen Aktoren, Schaltelementen und Schaltstrategien untersucht und verglichen werden.

Hierzu soll ein Prüfstand aufgebaut werden, an dem sich Schaltelemente (z.B. Klauenkupplungen) und Aktoren leicht austauschen lassen und alle für die Bewertung der Schaltvorgänge relevante Messgrößen in ausreichender Qualität gemessen werden können. In dieser Arbeit soll der Prüfstand konzipiert und konstruiert werden.

### Aufgaben:

In diesem ADP sollen zunächst die Anforderungen an den Prüfstand, insbesondere im Hinblick auf die Modularität bezüglich der Schaltaktorik und Schaltelemente, analysiert werden. Unter Berücksichtigung dieser Anforderungen sollen Konzepte für Teillösungen und den gesamten Prüfstand entwickelt werden. Nach Auswahl eines Konzeptes inklusive seiner Teillösungen soll der Prüfstand konstruiert werden. Die notwendigen Zukaufteile und Halbzeuge sind auszuwählen, sodass mit Abschluss des ADP mit der Fertigung und dem Aufbau des Prüfstands begonnen werden kann.

Im Einzelnen sind folgende Arbeitsschritte durchzuführen:

- Erstellung einer Anforderungsliste
- Konzeptionierung eines Prüfstands
- Konstruktion und Auswahl von Prüfstandskomponenten
- Ableiten von Teilelisten für Zukaufteile und Halbzeuge

### Ziel des Advanced Design Project

Ziel des ADP ist es einen modularen Getriebeschaltungsprüfstandes zu entwickeln.

Beginn der Bearbeitung: 04.12.2017

Betreuung der Arbeit: Daniel Schöneberger, M.Sc.; Andreas Reul, M.Sc.

Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht

Darmstadt, 29.11.2017

---

## Kurzfassung

---

Die vorliegende Arbeit hatte die Neukonzeption und -konstruktion eines modularen Getriebeschaltprüfstands zum Inhalt, an dem verschiedene Kupplungselemente, Schaltaktoren und Schaltstrategien für elektrifizierte Antriebsstränge in Automobilen untersucht werden sollen. Der Prüfstand soll die Fortführung der Forschung im Bereich der Schaltaktorik und Schaltstrategien am IMS ermöglichen. Der bisherige Prüfstand war für eine Anpassung an die neuen Komponenten nicht geeignet. Eine Neuentwicklung war deshalb erforderlich.

Die zentrale Aufgabe bei der Neuentwicklung war die Kompatibilität unterschiedlicher Komponenten und deren einfacher Austausch. Dafür wurden zunächst der Funktionsumfang des bisherigen Schaltprüfstands und die Innovationen betrachtet, die am neuen Prüfstand eingebaut und untersucht werden sollen. In der Anforderungsliste erfolgte die Zusammenfassung aller Anforderungen an die Neuentwicklung. Diese war Grundlage für das Erstellen von drei Varianten, von denen eine nach der Bewertung ausgewählt wurde.

Im Auslegungs- und Konstruktionsprozess wurden Wellen, Lager und Antriebselemente berechnet und konstruiert. Dabei wurde stets auf eine einfache Erreichbarkeit und Austauschbarkeit der Komponenten geachtet. Abschließend folgen eine Darstellung der Ergebnisse und ein Fazit mit Ausblick.

**Schlagwörter:** Modularer Prüfstand, Schaltaktorik, Auslegung und Konstruktion, E-Mobilität

---

## Abstract

---

The present work was concerned with the redesign and construction of a modular gearshift test bench, where various coupling elements, shifting actuators and shifting strategies for electrified drive trains in cars shall be investigated. The test bench will enable the continuation of research in the field of shifting actuators and shifting strategies at the IMS. The existing test bench was not suitable for adaptation to new components. A new development was therefore necessary.

The central task of the new development was the compatibility of different components and their easy replacement. First of all, the scope of functions of the previous test bench and the innovations, which will be installed and tested on the new test bench, were considered. The list of requirements summarized all requirements for the new development. This was the basis for creating three variants, of which one was selected after the evaluation.

In the design process shafts, bearings, drives and powertrain components were calculated and designed. It was always paid attention to easy accessibility and changeability of the components. In the last part a presentation of the design results and a conclusion are given.

**Keywords:** Modular gear actuator test bench, gear actuators, design and calculation, e-mobility

## **Erklärungen**

Erklärung zur Abschlussarbeit gemäß § 22 Abs. 7 APB der TU Darmstadt

Hiermit versichern wir, Benjamin Henne, Timo Hopf, Matthias Müller und Hans-Christian von Rantzau, den vorliegenden ADP-Bericht ohne Hilfe Dritter und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

In dem abgegebenen Bericht stimmen die schriftliche und elektronische Fassung überein.

Datum

Unterschrift

Ich bin damit einverstanden, dass das Urheberrecht an meiner Arbeit zu wissenschaftlichen Zwecken genutzt und in Veröffentlichungen zitiert werden kann.

---

---

---

---

Datum

---

---

---

---

Unterschrift

---

# Inhaltsverzeichnis

---

KURZFASSUNG .....	3
ABSTRACT .....	3
ERKLÄRUNGEN .....	4
INHALTSVERZEICHNIS.....	6
ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	8
TABELLENVERZEICHNIS .....	10
ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS.....	11
FORMELZEICHEN UND SYMBOLE .....	12
<b>1 MOTIVATION.....</b>	<b>16</b>
<b>2 STAND DER TECHNIK.....</b>	<b>17</b>
2.1 AUFBAU BESTEHENDER PRÜFSTAND .....	17
2.2 ELEKTRISCHER AUFBAU .....	21
<b>3 ANFORDERUNGEN .....</b>	<b>22</b>
3.1 NEUE KUPPLUNGSELEMENTE UND AKTOREN.....	22
3.1.1 <i>Aktorikmodule</i> .....	22
3.1.2 <i>Kupplungselemente</i> .....	24
3.2 ANFORDERUNGSLISTE.....	25
<b>4 LAYOUT DES PRÜFSTANDS .....</b>	<b>28</b>
<b>5 BERECHNUNG UND KONSTRUKTION.....</b>	<b>32</b>
5.1 ABSCHÄTZEN DES NOTWENDIGEN WELLENDURCHMESSERS .....	32
5.2 AUSLEGUNG UND AUSWAHL DER KOMPONENTEN IM ANTRIEBSSTRANG.....	33
5.2.1 <i>Vorüberlegungen</i> .....	33
5.2.2 <i>Sensoranforderungen und -auswahl</i> .....	34
5.2.3 <i>Auswahl des Motortyps</i> .....	36
5.2.4 <i>Anforderungen an die Antriebsmotoren</i> .....	40
5.2.5 <i>Auslegung der Getriebestufe</i> .....	43
5.2.6 <i>Auswahl des Motors</i> .....	49
5.2.7 <i>Auswahl des Planetengetriebes</i> .....	51
5.2.8 <i>Motorcontroller</i> .....	53

---

5.3	WELLENKUPPLUNGEN .....	54
5.4	AUSLEGUNG SCHRAUBENVERBINDUNG RIEMENSCHEIBE NEBENTRIEBWELLE .....	56
5.5	AUFNAHME SYNCHRONKÖRPER.....	61
5.5.1	<i>Berechnung Querpressverband .....</i>	62
5.5.2	<i>Auswahl Wellenlagerung und Passungen der Wellen und Passung.....</i>	65
5.6	BETRACHTUNG UND AUSLEGUNG DES TORSIONSELEMENTS .....	68
5.7	BERECHNUNG DER TRÄGHEITEN.....	70
<b>6</b>	<b>VORSTELLUNG UND DISKUSSION DER ERGEBNISSE.....</b>	<b>73</b>
6.1	GESAMTAUFBAU .....	73
6.2	HAUPTMODUL .....	74
6.2.1	<i>Antrieb und Zwischenwelle.....</i>	74
6.2.2	<i>Hohlwelle.....</i>	75
6.2.3	<i>Hauptwelle .....</i>	75
6.2.4	<i>Nebentriebwelle.....</i>	76
6.3	NEBENMODUL.....	77
6.4	AKTOR-MODULE.....	81
6.4.1	<i>Speed2E.....</i>	82
6.4.2	<i>Aktor Modul Linearaktor.....</i>	83
6.5	ÖLSCHMIERUNG.....	84
6.6	EINGRIFFSCHUTZ .....	85
<b>7</b>	<b>AUSBLICK UND FAZIT.....</b>	<b>86</b>
<b>ANHANG A: ANFORDERUNGEN AN MÖGLICHE TRÄGHEITEN, STEIFIGKEITEN UND DÄMPFUNGEN.....</b>		<b>88</b>
<b>ANHANG B: DATENBLÄTTER.....</b>		<b>90</b>
<b>ANHANG C: LISTE DER ZUKAUFTEILE .....</b>		<b>117</b>
<b>LITERATURVERZEICHNIS.....</b>		<b>120</b>

---

## Abbildungsverzeichnis

---

<b>Abbildung 1:</b> Mechanischer Aufbau des bestehenden Prüfstands (CAD-Modell) .....	17
<b>Abbildung 2:</b> Schaltaktorik des bestehenden Prüfstands (CAD-Modell) .....	18
<b>Abbildung 3:</b> Getriebeeinheit mit Synchronkörper (CAD-Modell).....	18
<b>Abbildung 4:</b> Kupplungsmechanismus mechanisch und elektrisch (CAD-Modell) .....	19
<b>Abbildung 5:</b> Einstellbare Öldüsen (eigene Darstellung).....	20
<b>Abbildung 6:</b> Beispielhafter BLDC-Motor mit angeflanschten Hallsensoren an der Rückseite ( <a href="http://de.act-motor.cn">http://de.act-motor.cn</a> ) .....	21
<b>Abbildung 7:</b> Konzept Magnetschaltmuffe (CAD-Modell).....	22
<b>Abbildung 8:</b> Linearaktor (CAD-Modell) .....	23
<b>Abbildung 9:</b> Kupplungsmechanismus Klauenkupplung [4] .....	24
<b>Abbildung 10:</b> Prozessstrukturmodell .....	28
<b>Abbildung 11:</b> Antriebsvarianten.....	29
<b>Abbildung 12:</b> Drehzahlmessung nach dem Induktionsprinzip [9] .....	35
<b>Abbildung 13:</b> Anordnung Magnetring / Tastkopf beim magnetischen Drehzahlsensor (Anhang B 1)	36
<b>Abbildung 14:</b> Funktionskizze Gleichstrommotor ( <a href="http://www.studyelectrical.com">http://www.studyelectrical.com</a> ) .....	37
<b>Abbildung 15:</b> Funktionsskizze BLDC ( <a href="http://www.renesas.com">www.renesas.com</a> ) .....	38
<b>Abbildung 16:</b> Modellierung Teilgetriebe 1 (Anhang A) .....	40
<b>Abbildung 17:</b> Teilgetriebe 2 (Anhang A).....	42
<b>Abbildung 18:</b> Zerlegung Teilgetriebe 2.....	42
<b>Abbildung 19:</b> Spezifische Zahnkraft [12] .....	45
<b>Abbildung 20:</b> Geometrie eines Synchronriemengetriebes [11] .....	46
<b>Abbildung 21:</b> Erweiterte Strichskizze des Prüfstands mit zusätzlichen Getrieben G.....	50
<b>Abbildung 22:</b> Geschlitzte Schalenkupplung mit Nut von Mädler (Anhang B 13) .....	55
<b>Abbildung 23:</b> Metallbalgkupplung R+W BK2 ( <a href="http://www.rw-kupplungen.de">www.rw-kupplungen.de</a> ) .....	55
<b>Abbildung 24:</b> Innenverzahnung und Innendurchmesser Synchronkörper Speed2E.....	61
<b>Abbildung 25:</b> Keilnabenbuchse ( <a href="http://shop.boie.de/cache/media/1244/keilnaben.jpg.800-600.png">shop.boie.de/cache/media/1244/keilnaben.jpg.800-600.png</a> ).....	62
<b>Abbildung 26:</b> Spannungsverlauf im Pressverband, [6] .....	63
<b>Abbildung 27:</b> Synchronkörper Speed2E mit Keilnabenbuchse im Querpressverband .....	65
<b>Abbildung 28:</b> Torsionselement mit geschlitzter Hebelnabe (CAD-Modell alter Prüfstand) .....	68
<b>Abbildung 29:</b> Maße einer geschlitzten Hebelnabe [6] .....	68
<b>Abbildung 30:</b> Torsionselement mit Spannsatzaufnahme.....	69
<b>Abbildung 31:</b> Draufsicht Gesamtaufbau Prüfstand.....	73
<b>Abbildung 32:</b> Draufsicht Hauptmodul mit Unterteilung in die verschiedenen Bereiche.....	74

<i>Abbildung 33:</i> Hauptwelle mit der Verbindung zur Hohlwelle (links) und der Nebentriebwelle (rechts)	76
<i>Abbildung 34:</i> Aufbau Nebentriebwelle im Schnitt links und isometrische Ansicht rechts	76
<i>Abbildung 35:</i> Nebenmodul	77
<i>Abbildung 36:</i> Nebenwelle des Nebenmoduls mit Riemenscheibe und Schwungmasse	78
<i>Abbildung 37:</i> Bodenplatte Nebenmodul	79
<i>Abbildung 38:</i> Spanneinheit Nebenmodul - isometrische Ansicht	80
<i>Abbildung 39:</i> Spanneinheit Nebenmodul - Draufsicht	80
<i>Abbildung 40:</i> V-förmige Zentrierung der Module	81
<i>Abbildung 41:</i> Aktor Modul Speed2E	82
<i>Abbildung 42:</i> Eingeschränkter Bauraum Linearaktor	83
<i>Abbildung 43:</i> Aufbau Aktor Modul Linearaktor	83
<i>Abbildung 44:</i> Beispielgeometrie des Bereich 1 des Eingriffsschutzes	84
<i>Abbildung 45:</i> Eingriffsschutz am Prüfstand	85

---

## Tabellenverzeichnis

---

<b>Tabelle 1:</b> Anforderungsliste Teil 1 .....	25
<b>Tabelle 2:</b> Anforderungsliste Teil 2 .....	26
<b>Tabelle 3:</b> Paarvergleich der Bewertungskriterien .....	30
<b>Tabelle 4:</b> Erfüllung der Bewertungskriterien durch die Varianten .....	31
<b>Tabelle 5:</b> Bewertungsmatrix der Varianten .....	31
<b>Tabelle 6:</b> Hierarchie der Bewertungskriterien zur Motorauswahl .....	39
<b>Tabelle 7:</b> Paarweiser Vergleich Motorauswahl .....	39
<b>Tabelle 8:</b> Dynamik Teilgetriebe 1 .....	41
<b>Tabelle 9:</b> Lastfälle des Zahnriemens .....	43
<b>Tabelle 10:</b> Gegenüberstellung der Riemenprofile nach [11] sowie [12] .....	44
<b>Tabelle 11:</b> AT 10 GEN III Spezifische Riemenzahnbelastung [13] .....	45
<b>Tabelle 12:</b> AT 10 GEN III maximal am Zahn übertragbares Drehmoment .....	47
<b>Tabelle 13:</b> Vorspannkräfte nach [13] .....	48
<b>Tabelle 14:</b> Dynamik Teilgetriebe 2 .....	50
<b>Tabelle 15:</b> Zusammenfassung der Anforderungen an den Motor: .....	51
<b>Tabelle 16:</b> Auslegungsgrößen Planetengetriebe IMS Gear (Anhang B 3) .....	52
<b>Tabelle 17:</b> Getriebedaten IMS Gear PM72 (Anhang B 3) .....	52
<b>Tabelle 18:</b> Getriebedaten Harmonic Drive (Anhang B 5 bis Anhang B 7) .....	53
<b>Tabelle 19:</b> Einsatzorte Wellenkupplung .....	54
<b>Tabelle 20:</b> Anforderungen an die Wellenkupplung .....	54
<b>Tabelle 21:</b> Auslegungsdaten Schraubenberechnung .....	57
<b>Tabelle 22:</b> Massenträgheiten Antriebswelle 1 .....	70
<b>Tabelle 23:</b> Massenträgheiten Antriebswelle 2 .....	71

---

## **Abkürzungsverzeichnis**

---

ADP	Advanced-Design-Project
BLDC	Brushless Direct Current Motor
CAD	Computer Aided Design
DC	Direct Current
DHT	Dedicated Hybrid Transmission
DMS	Dehnungsmessstreifen
EMF	Electro-Magnetic Force
IMS	Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau
NEMA	National Electrical Manufacturers Association
SPI	Serial Peripheral Interface
SSI	Synchronous Serial Interface
VKM	Verbrennungskraftmaschine

## Formelzeichen und Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
$A_F$	Fugenfläche	mm <sup>2</sup>
$B$	magnetische Flussdichte	T
$b_L$	Breite im Lastfall L	cm
$C_0$	Statische Tragzahl	N
$C_{dyn}$	Dynamische Tragzahl	N
$d$	Wellendurchmesser	m
$d_1$	Wirkkreisdurchmesser	mm
$D_1$	Kerndurchmesser Platte	mm
$D_2$	Flankendurchmesser Platte	mm
$D_{aA}$	Durchmesser außen Außenteil	mm
$D_A$	Außendurchmesser	mm
$D_{iI}$	Durchmesser innen Innenteil	mm
$D_F$	Fugendurchmesser	mm
$d_T$	Dämpfungskonstante des Torsionsdämpfers	Nms/rad
$E$	E-Modul	Pa
$e$	zu erzielender Achsabstand	mm
$f$	Eigenfrequenz des Zahnriemens	Hz
$F_{eq}$	Äquivalente Kraft	N
$F_L$	Lorentzkraft	N
$F_t$	Umfangskraft	N
$F_{Tmax}$	maximale Trumkraft	N
$F_{Umax}$	maximale Umfangskraft	N
$F_V$	Vorspannkraft	N
$F_{Vth}$	theoretische Vorspannkraft	N

$F_W$	auf die Welle wirkende Kraft	N
$F_{Zmax}$	maximale Fliehkraft	N
$F_{zul}$	maximale Seilzugfestigkeit	N
$F'_{zul}$	tatsächliche Seilzugfestigkeit	N
G	Glättung	mm
i	Übersetzungsverhältnis	1
I	Stromstärke	A
$J_{Ges}$	Gesamtträgheit des Teilgetriebes	$\text{k}\text{g}\text{m}^2$
$J_{Getr}$	Massenträgheit des Getriebes	$\text{k}\text{g}\text{m}^2$
$J_{HW}$	Massenträgheit der Hohlwelle	$\text{k}\text{g}\text{m}^2$
$J_{Schw}$	Massenträgheit der Schwungscheibe	$\text{k}\text{g}\text{m}^2$
$J_{VKM}$	Massenträgheit der Verbrennungskraftmaschine und der Schwungscheibe	$\text{k}\text{g}\text{m}^2$
$J_{Z,i}$	Massenträgheit Zahnrad / -scheibe	$\text{k}\text{g}\text{m}^2$
$K_A$	Anwendungsfaktor stoßbehafteter Betrieb	1
$k_S$	Steifigkeit der Torsionswelle	$\text{Nm}/\text{rad}$
$k_T$	Steifigkeit des Torsionsdämpfers	$\text{Nm}/\text{rad}$
L	Zahnriemenlänge	mm
l	wirksame Leiterlänge	m
$l_F$	Fugenlänge	mm
$l_T$	schwingungsfähige Trumlänge	m
$L_{10h}$	Lagerlebensdauer	h
M	Moment	Nm
$M_{ab}$	Getriebeausgangsleistung	Nm
$M_{an}$	Getriebeeingangsmoment	Nm
$m_m$	Metergewicht des Zahnriemens	$\text{kg}/\text{m}$
$M_L$	Drehmoment im Lastfall L	Nm
$M_{Lmax}$	maximales Drehmoment für den Lastfall L	Nm
$M_{Lspez}$	spezifisches Drehmoment für den Lastfall L	Nm

$n$	Drehzahl	$\text{min}^{-1}$
$N$	Anzahl Schrauben Klemmverbindung	1
$p$	Teilung des Zahnriemens	mm
$p_F$	Fugenpressung	$\text{N/mm}^2$
$p_{Fg}$	Zulässige Flächenpressung	$\text{N/mm}^2$
$P$	Äquivalente Lagerbelastung	N
$P_W$	Wellenleistung	W
$Q_A$	Durchmesserverhältnis Außenteil	1
$Q_I$	Durchmesserverhältnis Innenteil	1
$R_{a,HW}$	Außenumradius Hohlwelle	m
$R_{a,ZS}$	Außenumradius Zahnscheibe	m
$R_e$	Streckgrenze	$\text{N/mm}^2$
$R_{i,HW}$	Innenumradius Hohlwelle	m
$R_{i,ZS}$	Innenumradius Zahnscheibe	m
$R_{m,Al}$	Zugfestigkeit Aluminium	$\text{N/mm}^2$
$S$	Sicherheitsfaktor	1
$S_H$	Haftsicherheit	1
$T$	Drehmoment	Nm
$t$	Zeit	s
$T_{Soll}$	Soll-Drehmoment	Nm
$U_F$	Fugenübermaß	mm
$U_o$	Zulässiges Übermaß	mm
$U_{\ddot{u}}$	Kleindestes messbares Übermaß	mm
$v_{max}$	maximale Umlaufgeschwindigkeit des Zahnriemens	$\text{m/s}$
$x$	Spannweg des Zahnriemen	mm
$y$	Auflageweg des Zahnriemen	mm
$z$	Zähnezahl Riemenscheibe	1
$z_1$	Zähnezahl der Riemenscheibe eins	1
$z_e$	Zähnezahl im Eingriff	1

$Z_g$	Größtes mögliches Haftmaß	mm
$Z_K$	Kleinstes Haftmaß	mm
$\alpha_A$	Wärmeausdehnungskoeffizient Außenteil	1/K
$\beta_K$	Umschlingungswinkel des Zahnriemens	°
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_{vAi}$	Vergleichsspannung Außenteil innen	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{vIi}$	Vergleichsspannung Innenteil innen	N/mm <sup>2</sup>
$\nu$	Poissonzahl	1
$\vartheta_{Aerf}$	Fügetemperatur Außenteil	1
$\tau_{zul}$	Zulässige Torsionsspannung	N/mm <sup>2</sup>
$\tau_{BM,Al}$	Scherfestigkeit Aluminium	N/mm <sup>2</sup>
$\mu$	Reibungszahl	1
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

---

## 1 Motivation

---

Das Thema Mobilität ist ein relevantes Gebiet in der deutschen Industrie, da in diesem Wirtschaftszweig viele Arbeitsplätze angegliedert sind. Zu Zeiten von Dieselfahrverboten spielt die Effizienzsteigerung von Antriebssträngen und somit die mögliche Reduzierung von Schadstoffemissionen eine große Rolle. Das Schaltgetriebe eines Kraftfahrzeugs ist ein möglicher Ansatzpunkt, um die Gesamteffizienz zu steigern.

In einem Kraftfahrzeuggetriebe ist bei einem Gangwechsel eine Differenzdrehzahl zwischen den beiden Gangstufen zu synchronisieren, was in den meisten Fällen mit einer mechanischen Synchronisierung in Form einer Reibsynchronisierung durchgeführt wird. Durch die Elektrifizierung des Antriebsstrangs ist das Ziel in Zukunft beim Synchronisierungsvorgang auf Reibelemente zu verzichten, da die Differenzdrehzahlen zwischen den Gangstufen durch die verbauten Elektromotoren angeglichen werden und somit deutlich geringer werden.

Das IMS der TU Darmstadt forscht in diesem Bereich an Schaltvorgängen mit elektrischer Drehzahlanpassung. Hierfür werden neue mechatronische Schaltaktoren, Schaltselemente sowie Schaltstrategien untersucht. Das IMS besitzt bereits einen Prüfstand, an dem ein Schaltaktor und eine Schaltgeometrie untersucht werden können. Dieser ist jedoch auf eine spezielle Kupplungsgeometrie ausgelegt und nur unter großem Aufwand mit neuen Schaltelementen und neuen Schaltaktoren austastbar. Aufgrund dieser beschränkten Flexibilität wird eine Neukonstruktion eines modularen Prüfstands angestrebt, an dem sich neuartige Schaltaktoren sowie Schaltgeometrien testen lassen.

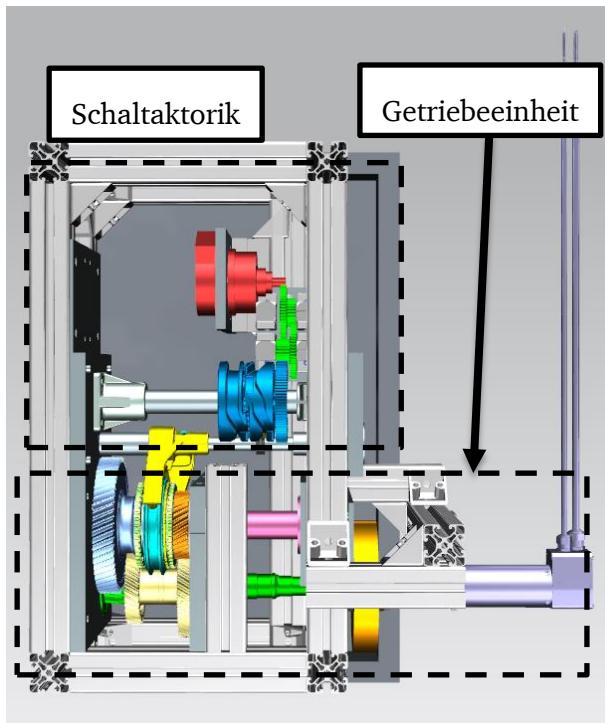
Der neue Prüfstand soll diese Untersuchungen mit Fokus auf Modularität und einfache Austauschbarkeit ermöglichen. Zusätzlich soll er verschiedene Schwungmassen aufnehmen können, die mit wenig Aufwand austauschbar sein sollen, um so die Rahmenbedingungen an ein echtes Getriebe nachzubilden zu können.

## 2 Stand der Technik

Im Folgenden wird auf den bisher bestehenden Prüfstand eingegangen und anschließend die geplante Funktionserweiterung dargestellt. Der bisherige Prüfstand diente zur Untersuchung von Schaltvorgängen und Schaltaktoren. Mit verschiedenen Sensoren wurden diverse Kenngrößen zur Beschreibung eines Schaltvorgangs erfasst, wie z.B. die Schaltgabelkräfte.

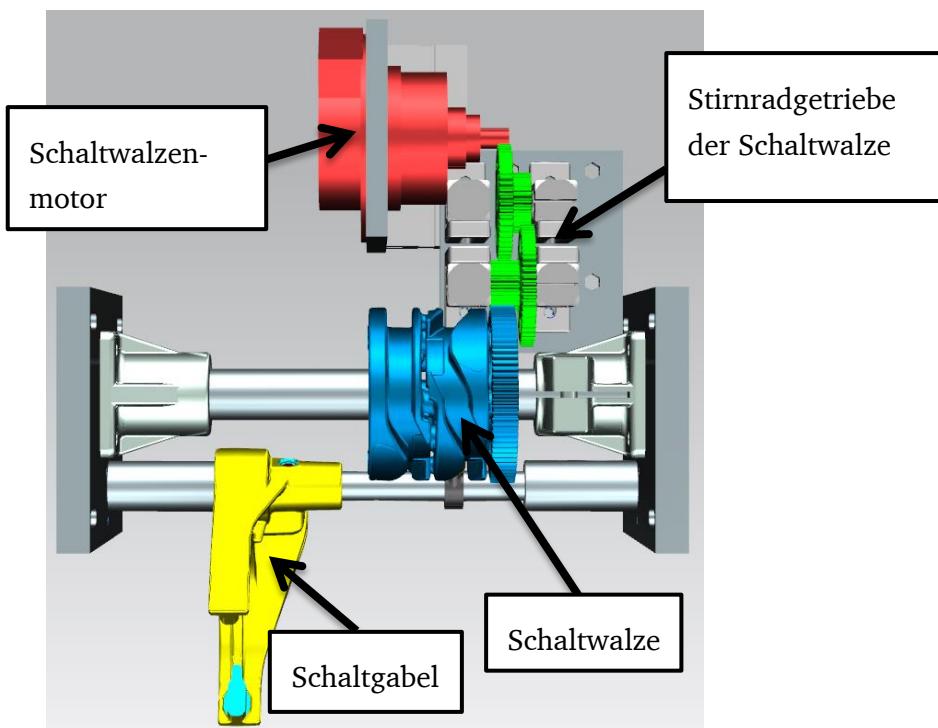
### 2.1 Aufbau bestehender Prüfstand

Der Prüfstand wurde grundlegend in einer vorangegangenen Bachelorthesis [1] aufgebaut und in weiteren Arbeiten messtechnisch ([2], [3]) erweitert. Der mechanische Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 1 dargestellt.



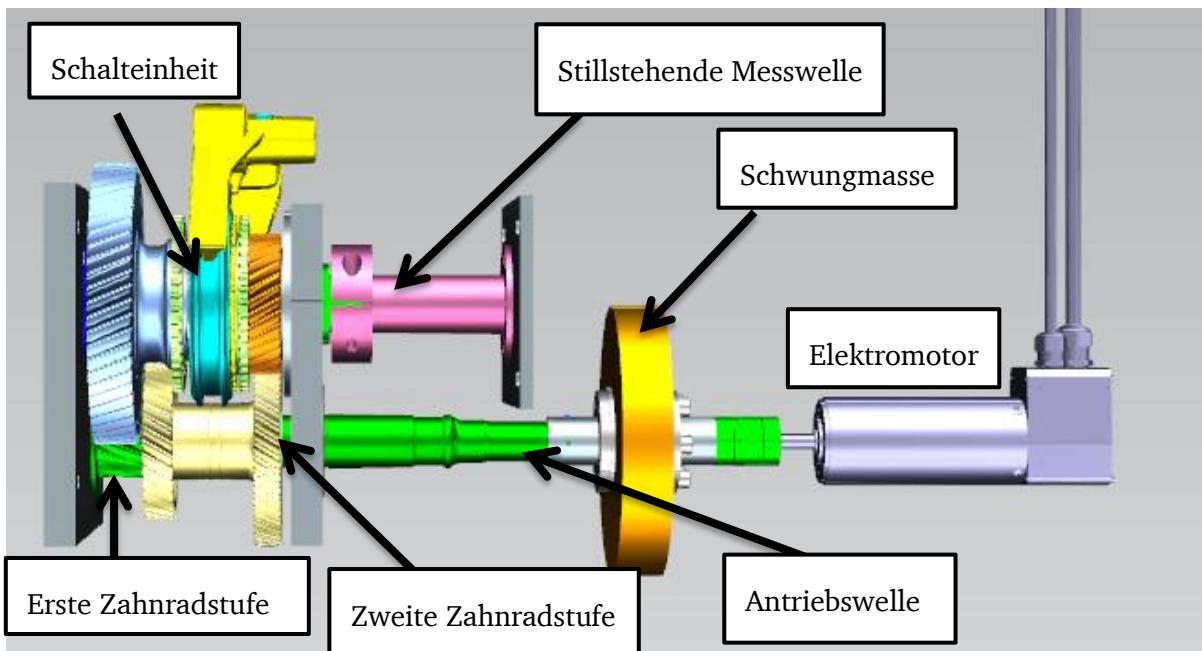
**Abbildung 1:** Mechanischer Aufbau des bestehenden Prüfstands (CAD-Modell)

Das Gehäuse des Prüfstands besteht aus ITEM-Profilen, an welchen die beiden Baugruppen „Schaltaktorik“ und „Getriebeeinheit“ montiert sind, siehe Abbildung 1. Die Schaltaktorik (Abbildung 2) besteht aus dem Schaltwalzenmotor, dem Stirnradgetriebe, der Schaltwalze und der Schaltgabel. Sie ist über einfache Stahlbauteile am Rahmen verschraubt.



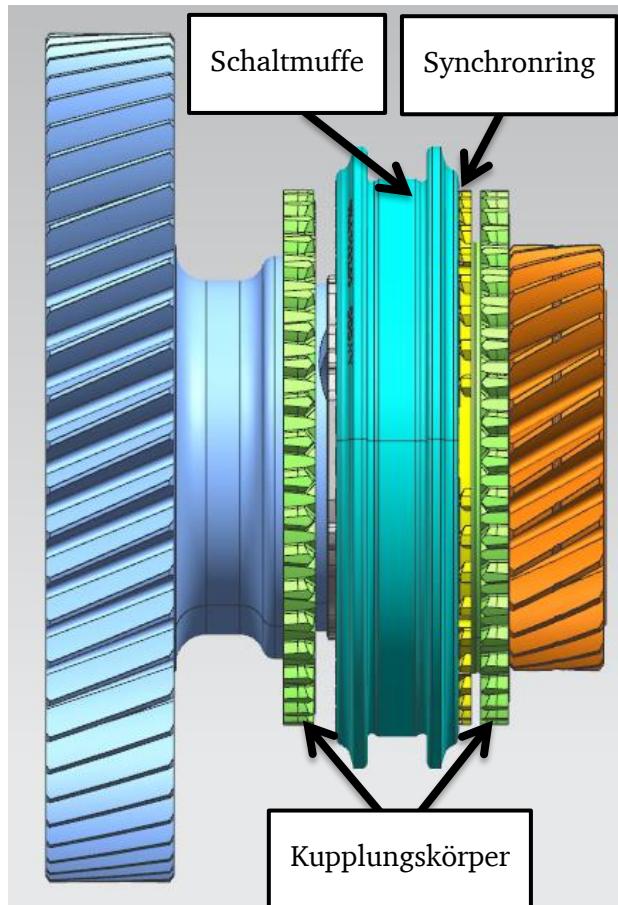
**Abbildung 2:** Schaltaktorik des bestehenden Prüfstands (CAD-Modell)

Des Weiteren ist eine zweistufige Getriebeeinheit (Abbildung 3) verbaut, die mithilfe eines Elektromotors angetrieben wird. Diese besteht aus einer Schwungmasse, einer stillstehenden Messwelle, einer Kupplungseinheit und zwei Zahnradstufen.



**Abbildung 3:** Getriebeeinheit mit Synchronkörper (CAD-Modell)

Die Schaltgabel greift in die Schaltmuffe der Kupplungseinheit ein. Der Elektromotor beschleunigt die Antriebswelle, die Schwungmasse und die Zahnradstufen in der Neutralstellung und speichert somit Rotationsenergie in den rotierenden Massen. Es können dabei Drehzahlen bis zu 1000 Umdrehungen pro Minute realisiert werden. Anschließend kann der Einrückvorgang beginnen. Durch das Drehen der Schaltwalze wird die Schaltgabel axial verschoben. Je nach Drehrichtung bewegt sich die Schaltgabel entweder in Richtung der ersten oder zweiten Zahnradstufe. Dadurch werden die Drehzahlender Antriebswelle mit der stillstehenden Messwelle synchronisiert. Die Rotationsenergie der rotierenden Massen übt ein Torsionsmoment auf die Messwelle aus, wodurch diese torquiert wird. Die Messwelle ist dabei einseitig fest mit dem Prüfstand verbunden.

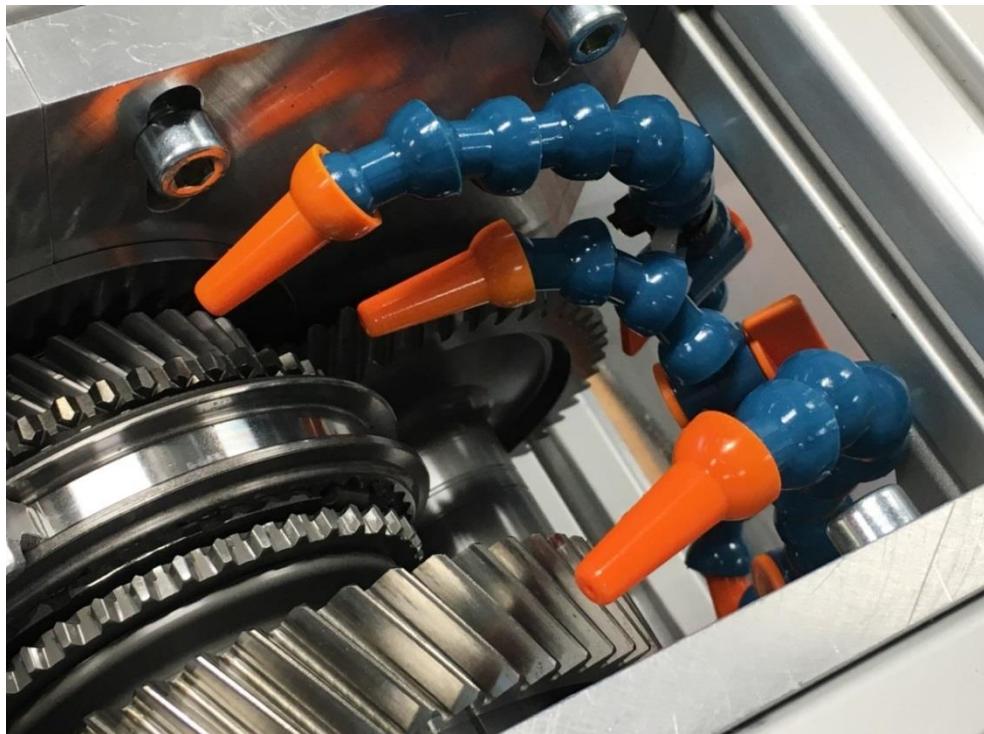


**Abbildung 4:** Kupplungsmechanismus mechanisch und elektrisch (CAD-Modell)

In Abbildung 4 ist die Kupplungseinheit genauer dargestellt. Das linke Zahnrad besitzt einen Kupplungskörper mit Außenverzahnung. Wird die Schaltaktorik betätigt, bewegt sich die Schaltmuffe beispielsweise nach links. Die Schaltmuffe besitzt eine Innenverzahnung, welche am Kupplungskörper einrastet und einen Formschluss bildet, sobald die Drehzahl angepasst ist. Auf der rechten Seite ist der gleiche Mechanismus verbaut, jedoch ist hier ein Synchronring eingesetzt, der die Differenzdrehzahl abbaut, indem die Rotationsenergie in Reibungsenergie umwandelt.

Die messtechnische Erfassung von Versuchsdaten erfolgt über verschiedene Sensoren. Die Drehzahl der Antriebswelle wird über einen Drehzahlsensor erfasst [1], der am linken Wellenstumpf der Antriebswelle angebracht ist. Die Schaltgabelkraft wird mit Dehnungsmessstreifen (DMS) an der Schaltgabel gemessen. Ein Sensor, der nach dem kontaktlosen linearen permanentmagnetischen Verschiebungsprinzip arbeitet, misst den Schaltgabelweg [3]. Das Drehmoment an der Abtriebswelle wird über eine Torsionswelle gemessen, an der ebenfalls DMS verbaut sind [4].

Für die Schmierung aufeinander abgleitender Elemente, wie z.B. Zahnradpaarungen, ist eine Ölversorgung eingebaut. Diese besteht aus einer Ölpumpe, einer Ölwanne, einem Schlauchsystem und mehreren Öldüsen (Abbildung 5), die über Ventile abgesperrt und eingestellt werden können.

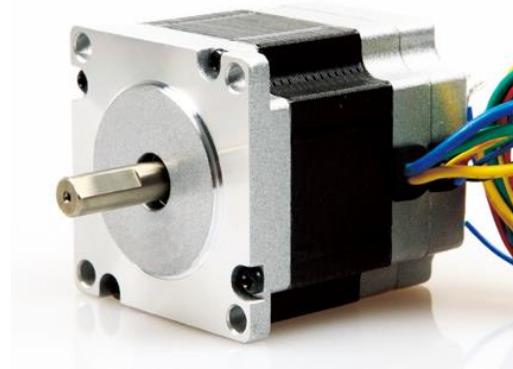


**Abbildung 5:** Einstellbare Öldüsen (eigene Darstellung)

## 2.2 Elektrischer Aufbau

In der Konfiguration des bisherigen Prüfstands wird die Getriebeeingangswelle von einem Brushless-DC-Motor (BLDC) angetrieben. Dieser wird über einen Motorcontroller angesteuert, welcher wiederum über eine serielle Schnittstelle mit dem Auswerterechner (dSpace-Board) kommuniziert. Der Auswerterechner übernimmt dabei die Drehmoment- und Drehzahlregelung des Motors. Der Controller stellt den Motor auf diese Sollwerte ein.

Hallsensoren dienen bei BLDC-Motoren zur Rotorlageerkennung. Sie werden zur Kommutierung benötigt und sind auf der Rückseite an den Motor angeflanscht (Abbildung 6). Problem hierbei ist, dass sie bei niedrigen Motordrehzahlen ( $10 - 30 \text{ min}^{-1}$ ) keine ausreichende Aussage über die Drehzahl liefern. Außerdem war am bisherigen Prüfstand die Drehmomentenwelligkeit im niedrigen Drehzahlbereich hoch, was zur Folge hatte, dass die Drehzahl nicht ausreichend gut geregelt werden konnte. Dies stellt für die Untersuchung der elektrischen Synchronisation ein Problem dar, da hier kleine Drehzahldifferenzen untersucht werden sollen und es nötig ist, dass die rotierende Welle gegenüber der stehenden Abtriebswelle sehr langsam dreht (ca.  $10 \text{ min}^{-1}$ ).



**Abbildung 6:** Beispielhafter BLDC-Motor mit angeflanschten Hallsensoren an der Rückseite  
(<http://de.act-motor.cn>)

Am bisherigen Prüfstand wurde ein zusätzlicher optischer Inkrementalgeber auf der Antriebswelle montiert. Dieser gibt die Drehrichtung sowie einen Puls pro Umdrehung aus. Er wurde direkt an das dSpace-Board angeschlossen. Bei der Auswertung ergaben sich dahingehend Unregelmäßigkeiten, dass die gemessenen Drehzahlen nicht mit den tatsächlichen Drehzahlen übereinstimmten ([2]). Diese Probleme sollen beim neuen Prüfstand umgangen werden.

## **3 Anforderungen**

Im folgenden Abschnitt werden zuerst die zusätzlichen Anforderungen an den neuen Prüfstand beschrieben und anschließend in der Anforderungsliste festgehalten.

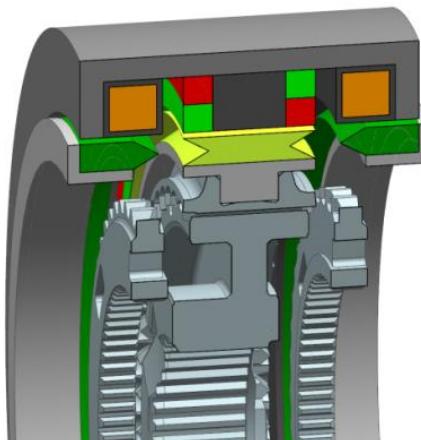
### **3.1 Neue Kupplungselemente und Aktoren**

In der Neuentwicklung des Prüfstands sollen neben der Schaltaktorik des bestehenden Prüfstands (Abbildung 2) neue Aktorikmodule sowie neue Kupplungselemente zum Einsatz kommen. Die neuen Bauteile werden im Folgenden beschrieben.

#### **3.1.1 Aktorikmodule**

Zukünftig sollen neue Aktorikmodule im Prüfstand untersucht werden. Im Folgenden werden drei neue Schaltaktoriken vorgestellt, die einen exemplarischen Überblick über mögliche zukünftige Schaltaktoriken abbilden sollen. Zusätzlich ist ausreichend Bauraum an entsprechender Stelle vorzusehen, um die Prüfstand möglichst flexibel zu gestalten und zukünftig weitere Schaltaktoren zu untersuchen.

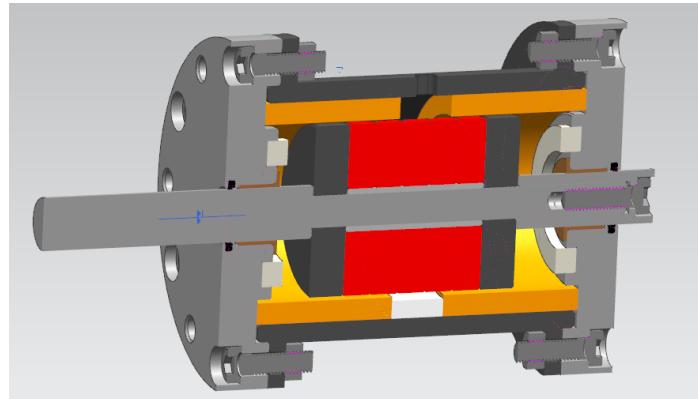
Die drei exemplarischen Schaltaktoren stellen Anforderungen an den Bauraum und an die Anbindungsstellen zum Prüfstand. Es werden dabei eine Magnetschaltmuffe, ein Linearaktor und eine spezielle Schaltgruppe für Hybridgetriebe betrachtet.



**Abbildung 7:** Konzept Magnetschaltmuffe (CAD-Modell)

Die Magnetschaltmuffe befindet sich während der Durchführung dieses ADPs noch in der Entwicklung und ist nur in Form eines vorläufigen CAD-Modells vorhanden (Abbildung 7). Das Grundkonzept bildet eine Magnetaktorik die direkt an der Schaltmuffe angreift und diese in axialer Richtung bewegt. Das Gehäuse der Schaltmuffe ist dabei fest mit dem Getriebe verbunden. Bei Betätigung

wird das Kupplungselement durch magnetische Feldkräfte verschoben und koppelt die Schaltmuffe mit den Kupplungskörpern. Damit sitzt bei diesem System der Aktor nicht wie sonst üblich neben sondern auf der Welle und es ist in diesem Bereich ausreichend Bauraum vorzusehen.



**Abbildung 8:** Linearaktor (CAD-Modell)

Beim Linearaktor handelt es sich um einen Aktor der eine reine Hubbewegung erzeugt.

Er nutzt dabei ein ähnliches Prinzip wie eine Tauchspule, wobei ein magnetischer Läufer Hubbewegungen innerhalb von zwei Spulen durchführt (Abbildung 8). Der Linearaktor wird mit der Schaltstange verbunden und kann dadurch die Schaltgabel axial bewegen. Er ersetzt dadurch den Schaltwalzenaktor und die Schaltwalze des ursprünglichen Schaltaktors (Abbildung 2). Auch für diesen Aktor muss dementsprechend Bauraum freigehalten und eine Anbindung an die Schaltgabel konstruiert werden.

Eine weitere Schaltaktorik, die in den neuen Prüfstand zu integrieren ist, ist eine Dedicated-Hybrid-Transmission-Baugruppe (DHT) für Hybridgetriebe. Bei dieser Schaltaktorik wird die Bewegung der Schaltgabel mithilfe eines Stellmotors eingeleitet. An diesem Stellmotor ist ein exzentrisch sitzender Finger angebracht, der auf der Rückseite der Schaltgabel in ein Langloch greift und somit die Drehbewegung des Motors in eine axiale Bewegung wandelt. Die Lage der Schaltgabel kann über einen magnetischen Sensor erfasst werden.

Im Rahmen der Untersuchungen mit der DHT-Schaltaktorik soll auch ein spezielles zwei Massen Schwungrad zum Einsatz kommen um die Charakteristik eines Verbrennungsmotors nachzustellen.

### 3.1.2 Kupplungselemente

Für den Kupplungsmechanismus soll zum einen eine Klauenkupplung verwendet werden. Diese ist in Abbildung 9 zu sehen. Diese besteht aus einer Schaltmuffe, in die die Schaltgabel der Aktorik eingreift, sowie dem Kupplungskörper. Durch das Verschieben der Schaltmuffe in Richtung des Kupplungskörpers wird durch den Eingriff der Klauen eine formschlüssige Verbindung hergestellt und dadurch die Antriebs- mit der Abtriebswelle verbunden.



**Abbildung 9:** Kupplungsmechanismus Klauenkupplung [4]

Daneben sollen für eine DHT-Baugruppe angefertigte Schaltgeometrien getestet werden. Diese sind direkt an den Zahnrädern angebracht, was bei der Aufnahme der Kupplungskörper zu beachten ist. Diese beiden Geometrien der Schaltelemente sollen stellvertretend für weitere Schaltelemente bei der Gestaltung des Prüfstands berücksichtigt werden. Aus diesem Grund ist eine möglichst einfache Schnittstelle vorzusehen, um zukünftig weitere Schaltelemente montieren zu können.

## 3.2 Anforderungsliste

In diesem Kapitel werden die Anforderungen für den neuen Prüfstand dargestellt und quantifiziert.

**Tabelle 1:** Anforderungsliste Teil 1

Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau		<b>Anforderungsliste</b> <b>Konzeptionierung und Konstruktion</b> <b>eines modularen Schaltprüfstands</b>	Advanced Design Project	
Technische Universität Darmstadt			Benjamin Henne Hans-Christian von Rantzau Timo Hopf Matthias Müller	
Organisationsdaten	Prozessphase	<b>Anforderungen</b>	Sollerfüllung	Einheit
Nummer	Art	Physisch Technische Anforderungen		
1		Antrieb		
1.1	F	Drehzahl an den Schaltelementen	0 - 1000	min <sup>-1</sup>
1.2	F	Drehmoment Schaltwelle im Stand	mindestens 20	Nm
1.3	W	Entkopplung von der Antriebswelle (Maximales Schleppmoment)		Nm
1.4	W	Vorhandenen Motorcontroller weiterverwenden		
1.5	W	Motorvielfalt	maximal 1	Typ
1.6	F	Betriebsspannung	12 bis max. 60	V
1.7	F	Antriebstechnologie Elektromotor		
2		Sensoren		
2.1	F	Drehzahl	0 - 1000	min <sup>-1</sup>
2.2	W	Auflösung Drehzahlsensoren	mindestens 720	1/U
2.3	W	Erkennung Stillstand der Antriebswelle		
3		Umgebungsbedingungen		
3.1	F	Temperatur	15 bis 100	C
3.2	F	Ölkapselung gegenüber Umwelt		
3.3	F	Kapselung Antriebsmotoren gegen Öl		
3.4	F	Ölbeständigkeit der Komponenten		
3.5	F	Einsehbarkeit in das System		
3.6	W	Einfaches Öffnen und Schließen der Kapselung		
3.7	F	Eingriffsschutz		
3.8	F	Schutz der Umwelt gegen umherfliegende Teile		
3.9	W	Lärmärmer Betrieb		

**Tabelle 2:** Anforderungsliste Teil 2

4		Bauraum		
4.1	F	Montage Tisch		
4.2	F	Linearantrieb (Länge & Umfang)	mindestens 200	mm
4.3	F	DHT-Schaltgruppe Inkl. Trägheiten, Dämpfer und Elastizitäten		
4.4	F	Schaltwalze		
4.5	F	Magnetsensor Schaltgabelposition		
4.6	F	Magnetschaltmuffe		
5		Modularität		
5.1	F	Wechselbarkeit der Schaltaktorik	maximal 2	h
5.2	F	Wechselbarkeit der Synchronisierungseinheit	maximal 2	h
5.3	W	Ausrichtbarkeit Kupplungselemente		
5.4	F	Wechselbarkeit Schwungmasse	maximal 2	h
5.5	W	Zentrale I/O-Klemmleiste mit Reserveklemmen		
6		Schwungmassen		
6.1		Trägheit Verbrennungsmotor $J_{V KM}$	0 bis 0,15	kg/m <sup>2</sup>
6.2		Trägheit Getriebe $J_{Getr}$	0,01 bis 0,04	kg/m <sup>2</sup>
6.3		Trägheit Verbrennungsmotor	0,01 bis 0,04	kg/m <sup>2</sup>
6.4		Steifigkeit Torsionsdämpfer	500 bis 1500	Nm/rad
6.5		Dämpfung Torsionsdämpfer	0,1 bis 3	Nms/rad

Für den Antrieb des Prüfstands wird ein Elektromotor verwendet, da dieser einfach anzusteueren ist und sich für den Laborbetrieb eignet. Eine weitere Anforderung ist die Schaltwelle im Stillstand mit 20 Nm zu verspannen, um Ausrückvorgänge zu simulieren. Außerdem muss die Betriebsspannung des Antriebs im Niederspannungsbereich liegen, sodass keine elektrische Ausbildung notwendig ist, um an dem Prüfstand zu arbeiten. Aus diesem Grund wurde die Betriebsspannung des Prüfstands auf Laborspannung zwischen 12 und 60 Volt Gleichspannung festgelegt.

Als dritter Punkt der Anforderungsliste sind die Umgebungsbedingungen festgelegt. Eine Forderung dabei ist, dass der Prüfstand gegen eine Temperatureinwirkung zwischen 15°C und 100°C resistent sein muss, um auch Versuche mit erhöhten Öltemperaturen zu ermöglichen. Zusätzlich ist eine Öl-kapselung vorzusehen, um die Ausbreitung des Spritzöls einzuschränken. Alle mit dem Öl in Berührung stehenden Teile müssen ölresistent sein. Ein Eingriffsschutz soll einerseits den Bediener schützen, falls sich rotierende Teile lösen und unbeabsichtigt umherfliegen, andererseits soll er eine Einsehbarkeit in den Prüfstand gewährleisten. Um an dem Prüfstand ohne Gehörschutz arbeiten zu können, wird ein geräuscharmer Prüfstand gewünscht.

In Teil 2 der Anforderungsliste (Tabelle 2) werden der Bauraum, die Modularität und die Schwungmassen spezifiziert. So sind die Forderungen beim Punkt Bauraum, dass die aufgezählten Baugruppen in dem Prüfstand funktional integriert werden können. Aufgrund der komplexen Geometrie der einzelnen Module wurde auf eine Quantifizierung der Anforderung verzichtet. Wichtig ist, dass ausreichender Bauraum für die Module vorgehalten wird.

Die Modularität des Prüfstands wurde mit einer Umbauzeit für Schaltaktoren, Schwungmassen und Synchronisierungseinheit von maximal zwei Stunden charakterisiert. Die Torsionsdämpfer in Punkt 6 bei den Schwungmassen sind als Ersatzwerte für die DHT-Baugruppe angegeben (siehe Anhang A). Wahlweise kann auch das Original-Bauteil verbaut werden.

## 4 Layout des Prüfstands

In einem ersten Schritt des ADPs wird das Grundkonzept für den Prüfstand entwickelt. Hierzu wird zunächst das Gesamtproblem mittels eines Prozessstrukturmodells analysiert. Das Prozessstrukturmodell dient der Strukturierung und Unterteilung eines Prozesses in Teilprozesse. Dadurch wird die Komplexität der Aufgabenstellung reduziert [5]. Eine mögliche Variante für ein Prozessstrukturmodell wird in der folgenden Abbildung gezeigt. Es sind dabei auch noch andere Anordnungen der einzelnen Prozesse sowie der Austausch einzelner Schritte denkbar.

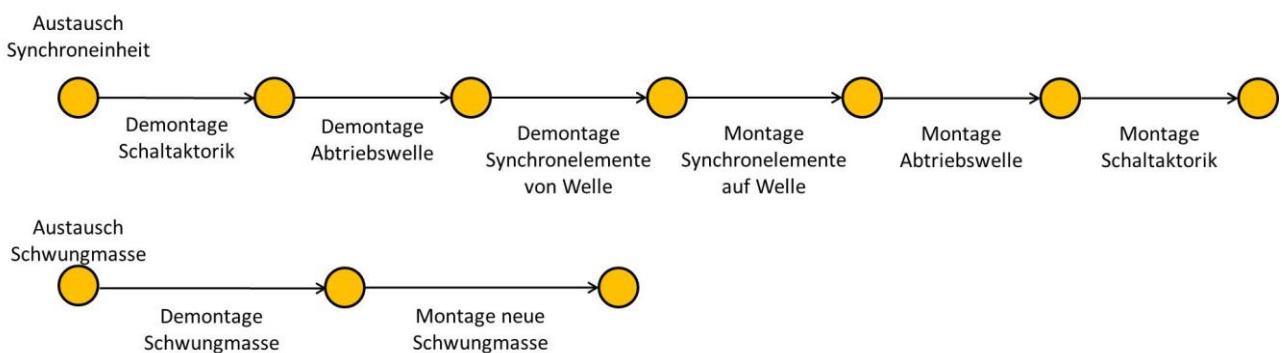


Abbildung 10: Prozessstrukturmodell

Der Prüfstand lässt sich in drei übergeordnete Bereiche aufteilen.

1. Antriebskonzept: Antriebs- und Abtriebswellen mit den dazugehörigen Lagerstellen, Antriebsmotoren, Schwungmassen und Schaltelementen
2. Aktorik: Schaltgabeln und deren Antriebe
3. Sensorik: Alle Elemente zur Messung der relevanten Größen wie Drehmoment, Drehzahl und Stellweg

Ein zentrales Element stellt dabei das Antriebskonzept dar, da dieses den Austausch der Kupplungselemente beeinflusst. Der Antrieb setzt sich dabei aus der Abtriebswelle, zwei Antriebswellen, den Schaltelementen, den Schwungmassen und der Lagerung der Wellen zusammen. Wichtig ist für die Konstruktion die Modularität der Schaltelemente und der Schwungmassen. Diese müssen gut zugänglich sein, um die geforderte Modularität zu gewährleisten. Bei der Analyse haben sich dabei drei relevante Varianten ergeben (Abbildung 11).

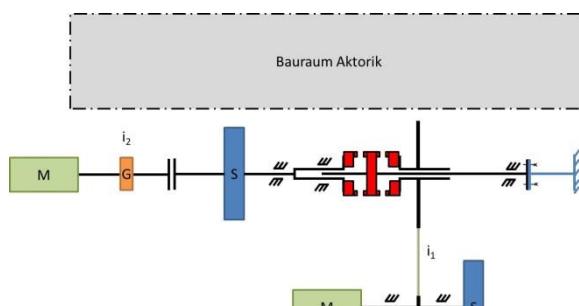
Alle drei Varianten setzen sich im Bereich der Schaltaktorik aus einer fest eingespannten Welle mit der Schaltmuffe und der Lagerung auf einer der Antriebswellen zusammen. Diese Welle ist über das Torsionselement fest mit dem Prüfstandsausbau verbunden. Auch die Wahl des Bauraums für die Aktoren ist bei allen Varianten ähnlich ausgeführt und reduziert die Bauraumeinschränkung für die Aktoren auf ein Minimum. Alle Varianten werden mit einer Übersetzungsstufe an einer der zwei Antriebswellen, der Hohlwelle, ausgeführt, die wiederum durch eine Getriebestufe angetrieben

wird. Dadurch kann hier bereits Einfluss auf die Übersetzung genommen werden. Die Getriebestufen werden dabei entweder mittels Zahnradstufe oder Riemen- bzw. Kettengetriebe ausgeführt. Hauptunterschied zwischen den Varianten stellt der Antrieb der linken Welle dar.

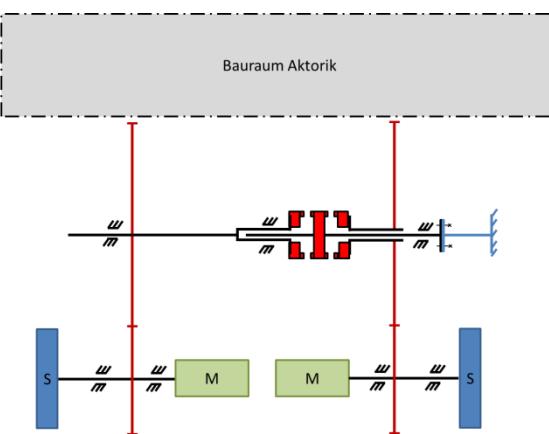
Bei Variante 1 wird der Motor koaxial an die Welle angebunden. Bei dieser Variante wird ein Getriebe zur Variation des Übersetzungsverhältnisses vorgesehen. Um die Schwungmasse in das System integrieren zu können muss eine Wellenkupplung integriert werden. Die zweite und dritte Variante setzen auf eine parallel angeordnete Antriebswelle mit Übersetzungsstufe. Dadurch kann auf ein Getriebe verzichtet werden. Variante 2 setzt dabei auf eine Zahnradstufe, wobei Variante drei mit einem Riemengetriebe arbeitet.

Im Folgenden werden die drei Varianten bewertet und die vielversprechendste weiter ausgestaltet.

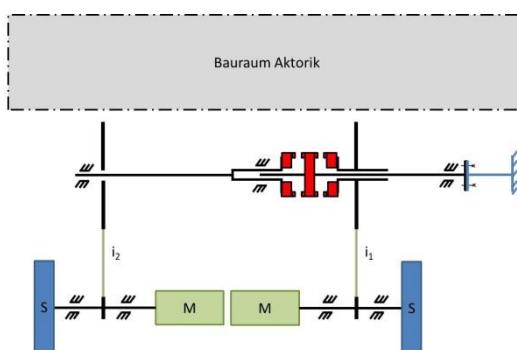
Variante 1



Variante 2



Variante 3



Legende

	Motor
	Schwungmasse
	Getriebe
	Lager
	Synchronkörper
	Wellenkupplung
	Zahnriemen/Kette
	Zahnradstufe

Abbildung 11: Antriebsvarianten

Für die Bewertung der Varianten werden Bewertungskriterien definiert, und deren Gewichtung durch einen Paarvergleich bestimmt. Anschließend werden die Varianten bewertet. Je Bewertungskriterium können 0 bis 2 Punkte vergeben werden. Die Variante die das Kriterium am besten erfüllt erhält 2 Punkte, die zweit beste 1 Punkt und die schlechteste 0 Punkte. Die Punkte werden mit der Gewichtung multipliziert und aufaddiert. Dadurch ergibt sich ein Gesamtwert für jede Variante. Diejenige Variante mit der höchsten Punktzahl stellt dabei die erfolgversprechendste Variante dar und wird weiterverfolgt.

Bewertet werden die Varianten anhand von fünf Kriterien:

1. Messgenauigkeit: Anzahl der Schnittstellen zwischen Schwungmasse und Schaltelement
2. Montierbarkeit Schwungmasse: Anzahl der Arbeitsschritte zum Austauschen der Schwungmasse
3. Montierbarkeit Schaltelemente: Anzahl der Arbeitsschritte zum Austauschen der Schaltelemente
4. Komplexität Lagerung: Anzahl demontierbar auszuführender Lager
5. Komplexität der Variante: Anzahl unterschiedlicher Baugruppen

Zunächst wird ein Paarvergleich der Bewertungskriterien (Tabelle 3) vorgenommen.

**Tabelle 3:** Paarvergleich der Bewertungskriterien

Bewertungskriterien	Messgenauigkeit	Montierbarkeit Schwungmassen	Montierbarkeit Synchronelemente	Komplexität der Lagerung	Komplexität der Variante
<b>Messgenauigkeit</b>	1	0	0	0	0
<b>Montierbarkeit Schwungmassen</b>	2	1	2	1	1
<b>Montierbarkeit Synchronelemente</b>	2	0	1	0	1
<b>Komplexität der Lagerung</b>	2	1	2	1	0
<b>Komplexität der Variante</b>	2	1	1	2	1
<b>Spaltensumme</b>	9	3	6	4	3
<b>Normierte Spaltensumme</b>	0,36	0,12	0,24	0,16	0,12

Im zweiten Schritt wird die Erfüllung der Kriterien durch die Varianten bestimmt. Dabei werden die definierten Kriterien untersucht. Das Ergebnis zeigt Tabelle 4.

**Tabelle 4:** Erfüllung der Bewertungskriterien durch die Varianten

Bewertungskriterien	Variante		
	1	2	3
<b>Messgenauigkeit</b>	1	2	2
<b>Montierbarkeit Schwungmassen</b>	3	2	2
<b>Montierbarkeit Synchronelemente</b>	1	2	2
<b>Komplexität der Lagerung</b>	1	2	1
<b>Komplexität der Variante</b>	3	2	3

Mit den Ergebnissen aus Tabelle 4 werden Punktzahlen für die Bewertungsmatrix bestimmt. Das Ergebnis zeigt Tabelle 5. Mit den Gewichtungsfaktoren ergibt sich daraus die Gesamtpunktzahl der einzelnen Varianten.

**Tabelle 5:** Bewertungsmatrix der Varianten

Bewertungskriterien	Faktor	Variante		
		1	2	3
<b>Messgenauigkeit</b>	0,36	2	1	1
<b>Montierbarkeit Schwungmassen</b>	0,12	1	2	2
<b>Montierbarkeit Synchronelemente</b>	0,24	2	1	1
<b>Komplexität der Lagerung</b>	0,16	2	1	2
<b>Komplexität der Variante</b>	0,12	1	2	1
<b>Gesamtpunktzahl</b>	1	<b>1,76</b>	1,24	1,28

Variante 1 stellt demnach das Konzept mit dem höchsten Erfüllungsgrad dar und wird daher weiterverfolgt.

## 5 Berechnung und Konstruktion

In diesem Kapitel sollen die Vorüberlegungen in konkrete Konzepte überführt und die dazugehörigen Berechnungen angestellt werden.

### 5.1 Abschätzen des notwendigen Wellendurchmessers

Für die Auslegung der Abtriebswelle des Prüfstandes wird der mindestens notwendige Wellendurchmesser abgeschätzt. Dieser dient in der Konstruktion der Welle als Richtwert. Eine genaue Berechnung und ein Festigkeitsnachweis kann erst nach der Konstruktion durchgeführt werden, da die zulässigen Spannungen von vielen Konstruktionsdetails, wie z.B. dem Durchmesser, Kerbformen, abhängt [6, p. 378]. Zunächst muss hierbei die Belastung der Welle bestimmt werden.

Die Abtriebswelle ist im Prüfstand auf einer Seite fest gelagert, wodurch sie sich nicht drehen kann. Beim Schaltvorgang wird die Abtriebswelle über die Schaltmuffe mit der rotierenden Antriebswelle verbunden und bremst die Antriebswelle dadurch ab. Durch die Massenträgheiten im System entsteht ein Torsionsmoment, welches von der Abtriebswelle aufgenommen wird. Neben dem Torsionsmoment wird die Welle auch durch Radialkräfte belastet. Diese entstehen zum einen durch die Gewichtskräfte der Komponenten auf der Welle, zum anderen durch die Getriebestufe, mit der die Losräder angetrieben werden. Für die grobe Abschätzung des Wellendurchmessers werden die Radialkräfte vernachlässigt und somit eine Welle mit reiner Torsionsbeanspruchung angenommen. Der notwendige Wellendurchmesser kann nach [6, p. 373] wie folgt abgeschätzt werden:

$$d \geq 1,76 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{zul}}} \quad (1)$$

Aus vorangegangenen Arbeiten lässt sich ein maximales Drehmoment von 120 Nm entnehmen [4, p. 67]. Dadurch kann die zulässige Torsionsbeanspruchung mit

$$\tau_{zul} = \frac{\tau_{tD}}{S_{Dmin}} = \frac{330 \frac{N}{mm^2}}{4} = 82,5 \frac{N}{mm^2} \quad (2)$$

bestimmt werden [6, p. 379]. Als Werkstoff wird dabei für die Abschätzung ein gängiger Wellenwerkstoff 42CrMo4 verwendet. Dabei ist  $\tau_{tD}$  die Torsionswechselfestigkeit für 42CrMo4 und  $S_{Dmin}$  der Sicherheitsfaktor für dynamische Belastungen [6, TB 1-1].

Damit berechnet sich der notwendigen Wellendurchmesser mit Gleichung (1) zu:

$$d \geq 1,76 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{zul}}} = 1,76 \cdot \sqrt[3]{\frac{120 \text{ Nm}}{82,5 \frac{N}{mm^2}}} \approx 19,9 \text{ mm} \quad (3)$$

## 5.2 Auslegung und Auswahl der Komponenten im Antriebsstrang

Der Antriebsstrang umfasst den Elektromotor, eventuelle Übersetzungsstufen, Verbindungselemente, Drehzahlsensor und die Wellen. Diese Elemente sollen im Folgenden dimensioniert und ausgewählt werden.

### 5.2.1 Vorüberlegungen

Zentrale Aufgabenstellung ist es, die Probleme mit der Drehzahlmessung bei kleinen Drehzahlen, die am alten Prüfstand aufgetreten sind [2], zu vermeiden. Dafür gibt es verschiedene Möglichkeiten:

#### 1. Betrieb des Motors bei höheren Drehzahlen und Untersetzung

Laut den Anforderungen soll die Synchronisierung bei Differenzdrehzahlen ab  $10 \text{ min}^{-1}$  erfolgen können. Drehzahlen von mindestens  $1000 \text{ min}^{-1}$  sollen erreicht werden können. Wird eine Getriebestufe eingesetzt, kann der Motor schneller drehen als die angetriebene Welle. So kann man den Betrieb des Motors bei kleinen Drehzahlen umgehen. Typische Nenndrehzahlen von Kleinmotoren liegen bei  $1000$  bis  $6000 \text{ min}^{-1}$ , wobei bei letzteren das stellbare Drehmoment klein wird. Daher werden ein Motor mit der Nenndrehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  und ein Übersetzungsverhältnis von mindestens drei angestrebt. Dadurch könnte der Motor bei Drehzahlen  $\geq 30 \text{ min}^{-1}$  betrieben werden.

Kleinmotoren stellen ihre Leistung meist über eine hohe Drehzahl bereit und weisen nur kleine Nennmomente auf. Es gilt

$$P = M \cdot \omega \quad (4)$$

Ein Getriebe ermöglicht eine Über- bzw. Untersetzung. Mit Annahme der Leistungsgleichheit von Antriebsseite (Index „an“) und Abtriebsseite (Index „ab“) folgt aus Formel (4):

$$\frac{M_{ab}}{M_{an}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = i \quad (5)$$

Eine Untersetzung ist also vorteilhaft, um das Moment über-, bzw. die Drehzahl zu untersetzen. Dadurch kann ein leistungsgleicher Motor mit kleinerem Nennmoment ausgewählt werden. Elektromotoren können kurzzeitig überlastet werden, das heißt, dass durch höhere Ströme höhere Momente erzielt werden können. Die dabei entstehende Wärme muss allerdings ausreichend gut abgeführt werden. Dies ist ein weiterer Vorteil einer Untersetzung, da der Motor zur Erzielung der erforderlichen Momente nicht in der Überlast betrieben werden muss. Auf eine zusätzliche Kühlung kann deshalb verzichtet werden.

## 2. Closed-Loop-Regelung

Eine andere Möglichkeit bietet sich mit der Nutzung eines Absolutwertgebers statt eines Inkrementalgebers. Absolutwertgeber können über eine entsprechende Schnittstelle (z.B. SSI- oder SPI-Schnittstelle) direkt mit dem Motorcontroller kommunizieren und messen die Absolutlage des Rotors mit einer hohen Auflösung. Das ermöglicht einerseits die genauere Kommutierung als mit den bisher verwendeten Hall-Sensoren. Andererseits könnte die Regelung des Motors direkt auf dem Controller laufen. Absolutgeber benötigen im Gegensatz zu Inkrementalgebern keine Einschaltreferenzierung, sodass die Zeit für eine Referenzfahrt bei jedem Hochlauf eingespart werden kann.

## 3. Open-Loop-Regelung

Eine dritte Möglichkeit ist, die Drehzahlregelung wie am bisherigen Prüfstand als überlagerten Regelkreis auf dem PC vorzunehmen, und den Motorcontroller als reinen Treiber zu verwenden. Dieses „Open-Loop“-Verfahren wurde am bisherigen Prüfstand mit einem optischen Inkrementalgeber verfolgt, kann aber auch anderen Gebern (absolut oder inkremental) erfolgen.

## 4. Auswertung der induzierten Gegenspannung

Eine weitere Möglichkeit besteht in der Auswertung der induzierten Gegenspannung des Motors (Back-EMF). Diese ist proportional zur Drehzahl und erfordert keine zusätzlichen Sensoren. Bei geringen Drehzahlen ist sie allerdings klein und muss verstärkt werden. Beim Anfahren muss die Rotorlage geschätzt werden, da keine induzierte Gegenspannung vorliegt. Hierfür muss außerdem ein exaktes Modell der Regelstrecke vorhanden sein. Da diese Variante aber Genauigkeitseinbußen verspricht und außerdem keine Zwänge vorliegen, auf einen Sensor zu verzichten (z.B. durch Bauraumrestriktionen), wird diese Methode nicht weiterverfolgt.

Der neue Prüfstand soll auch weiterhin über ein dSpace-Board angesteuert und am Auswerterechner ausgewertet werden. Mit der bisherigen Open-Loop-Steuerung liegen bereits Erfahrungen beim Betrieb eines Prüfstandes vor. Da es in der Vergangenheit Probleme mit der Drehmomentenwelligkeit bei niedrigen Drehzahlen (Abschnitt 2.2) gab und man nicht ausschließen kann, dass bei einer Closed-Loop-Regelung diese erneut auftreten, wird Möglichkeit zwei ebenfalls nicht weiter verfolgt.

Aus diesen Gründen wird eine Kombination der Möglichkeiten zwei und drei weiterverfolgt.

### **5.2.2 Sensoranforderungen und -auswahl**

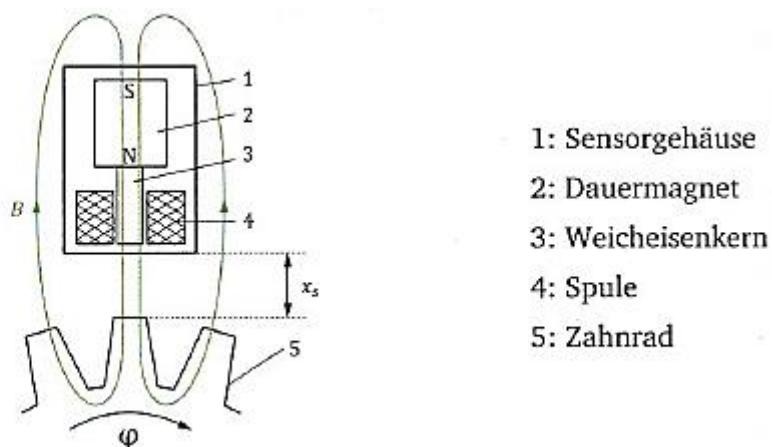
Der Drehzahlsensor soll möglichst nah an den Kupplungselementen platziert sein, um Einflussfaktoren wie z. B. Getriebeumkehrspiel auszuschließen. Dies bedeutet, dass er die Drehzahl des entsprechenden Kupplungselements erfasst, welche in einem Bereich von 0 bis  $1000 \text{ min}^{-1}$  liegt. Aufgrund des neuen Prüfstandskonzept können die Sensoren nicht wie zuvor auf einem freien Wellenenden platziert werden, sondern müssen direkt auf den Wellen angebracht werden. Dadurch sind Senso-

ren für die Montage auf Durchgangswellen vorzusehen. Gemäß den Anforderungen muss der Sensor außerdem beständig gegenüber Öl sein.

Bei der Drehzahlmessung kann man auf verschiedene Funktionsprinzipien zurückgreifen [7]. Die gängigen Sensoren bauen auf dem optischen, dem induktiven oder magnetischen Funktionsprinzip auf.

Optische Systeme haben den Vorteil, dass sie sehr genau sind (Auflösung im Hunderst-Mikrometer-Bereich). Sie haben jedoch den Nachteil eine starke Empfindlichkeit gegenüber schmutzigen Umgebungen und Kondenswasserbildung auf den Linsen (bei schwankenden Umgebungstemperaturen) haben, welche sie für den Prüfstandseinsatz ungeeignet machen [8].

Induktive Sensoren nutzen die Proportionalität von induktiver Spannung und der Änderung des magnetischen Flusses. Der magnetische Fluss ändert sich, wenn es in einem Bewegungsspiel Bereiche unterschiedlicher magnetischer Leitfähigkeit (Induktivität) bzw. unterschiedlichen magnetischen Widerstands (Reluktanz) gibt. Das lässt sich z.B. dadurch erreichen, dass ein Werkstoff, der das Magnetfeld gut führt, mit Kerben versehen wird. Das kann ein Zahnrad aus ferromagnetischem Material sein (Abbildung 12). Beim Überstreichen der Kerben mit einem Elektromagneten fällt die Induktivität und es folgt eine Flussänderung, sodass sich die induzierte Spannung verändert. Diese ist proportional zur Frequenz der Änderung, was sich bei einem Drehzahlsensor nach dem Induktionsprinzip ausnutzen lässt [9]. Diese Sensoren haben den Vorteil, dass sie gegenüber verschmutzten Umgebungen unempfindlich sind und aufgrund des berührungslosen Erfassens der Drehzahl nicht mechanisch verschleißend.

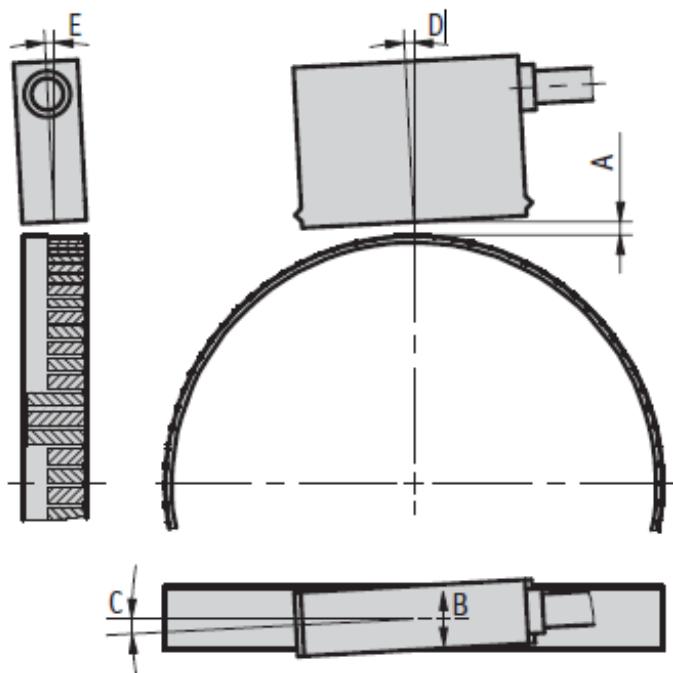


**Abbildung 12:** Drehzahlmessung nach dem Induktionsprinzip [9]

Magnetsensoren nutzen den Halleffekt aus. Sie erfassen eine Flussdichteänderung beim Überfahren eines Bereichs mit ausgeprägten magnetischen Polen. Dabei wird ein magnetisiertes Trägerband auf eine Welle geklebt und von einem Tastkopf abgetastet. Sie bieten weitgehende konstruktive Freiheiten und haben den Vorteil, dass der Wellenwerkstoff nicht zur Flussführung benötigt wird, wie bei

induktiven Sensoren. Der Nachteil dieser Sensoren ist die Empfindlichkeit gegenüber starken magnetischen Feldeinflüssen sowie eine geringere Genauigkeit gegenüber optischen Sensoren. [8].

Aufgrund der Umgebungsbedingungen am Prüfstand mit Öl und Temperaturschwankungen sowie der konstruktiven Gegebenheiten fällt die Wahl auf einen Magnetsensor. Beim Hersteller „SIKO“ gibt es Ausführungen, die aus einem Magnetring mit definierter Polzahl und einem Abtastkopf bestehen (Abbildung 13) und mit einem Montagelansch auf die zu messende Welle aufzubringen sind. Sie sind zusätzlich nach IP 67 gegen Spritzwasser und Staub geschützt und halten so den Bedingungen am Prüfstand mit Schmierung und Abrieb stand. Der Magnetring wird auf die Welle aufgesoben und mithilfe einer Madenschraube axial und gegen Verdrehen fixiert. Der Tastkopf darf einen gewissen Abstand (Abstand A, wenige Millimeter) nicht übersteigen [8].



**Abbildung 13:** Anordnung Magnetring / Tastkopf beim magnetischen Drehzahlsensor (Anhang B 1)

Ausgewählt wird der „MR200“ (Magnetring) und „MSK210“ (Tastkopf) von SIKO. Der Magnetring kann mit einem Referenzpunkt ausgeführt werden, sodass eine Absolutlageerkennung möglich ist. Der Magnetkörper bietet mit seinen bis zu 2000 Impulsen pro Umdrehung eine Auflösung von  $0,18^\circ$  und erfüllt die definierten Genauigkeitsanforderungen. Der Tastkopf kann bis zu 0,8 mm neben dem rotierenden Ring montiert werden, wofür am Prüfstand der entsprechende Bauraum vorzuhalten ist. Datenblätter von Magnetring und Tastkopf finden sich unter Anhang B 1.

### 5.2.3 Auswahl des Motortyps

Als Motorentypen kommen Gleichstrommotoren (DC), Brushless-DC-Motoren (BLDC) oder Schrittmotoren infrage, da es sich bei diesen Typen um gängige Kleinmotoren handelt. Diese können au-

ßerdem kurzzeitig mit bis zum dreifachen Nennstrom überlastet werden. Schrittmotoren besitzen aufgrund des hohen Rastmoments schlechte Freilaufeigenschaften [10], weswegen diese nicht weiter betrachtet werden.

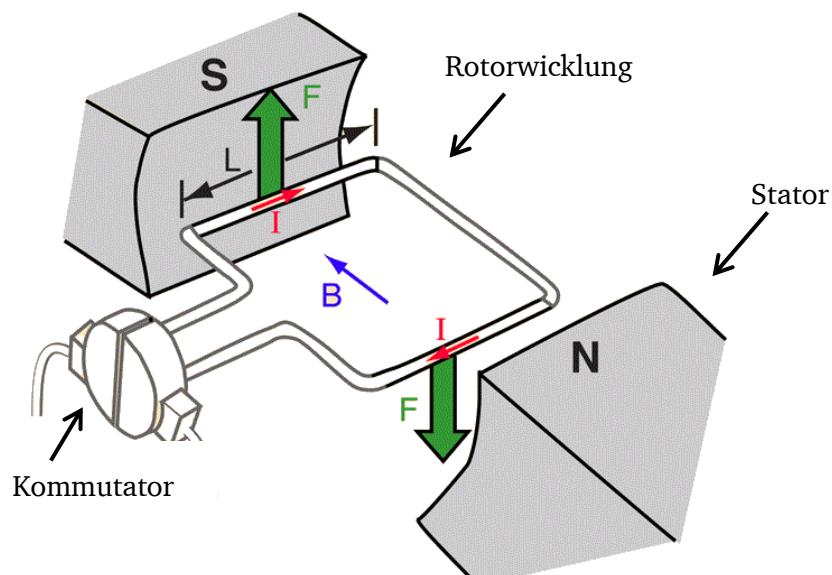
Gleichstrommotoren zeichnen sich durch einen einfachen Aufbau aus. Bei ihnen befindet sich ein drehbar gelagerter Rotor, auf welchem die Rotorwicklung sitzt, in einem äußeren Magnetfeld. Dieses äußere Feld kann durch Permanentmagneten oder eine Feldwicklung gestellt werden. Über Kohlebürsten, die auf dem Kommutator schleifen, fließt ein Strom in die Leiterwicklung auf dem Rotor (Abbildung 14). Dabei erfährt die Leiterschleife eine Kraft, die sog. Lorentzkraft. Sie berechnet sich nach

$$\vec{F}_L = I \cdot \vec{l} \times \vec{B} \quad (6)$$

(elektrodynamisches Prinzip) und ist proportional zur Stromstärke  $I$ , zur wirksamen Leiterlänge  $l$  und zur magnetischen Flussdichte  $B$ . Durch die Lorentzkraft entsteht das Drehmoment, sodass der Rotor beschleunigt wird. Je nach Drehzahl wird eine Spannung in die Leiterschleife induziert:

$$U_{ind} = k_E \cdot n \quad (7)$$

Damit der Strom auf den Rotor fließen kann, muss immer ein Schleifkontakt an den Kohlebürsten bestehen. Je nach Bauform wird für das Statorfeld eine Erregerleistung benötigt. DC-Motoren sind gut regelbar, da das Moment nach Formel (6) proportional zum Strom ist, die Drehzahl proportional zur induzierten Spannung (7). Ein Rotorlagegeber wird nicht benötigt, da der Kommutator über seine Winkellage die richtige Bestromungsrichtung zusichert. Bei modernen Gleichstrommotoren werden Wirkungsgrade von ca. 90% erreicht (z.B. Hersteller „dunkermotoren“). Anschaffungskosten sind bei DC-Motoren im Vergleich zu anderen Kleinmotoren der jeweiligen Leistungsklasse etwas geringer.

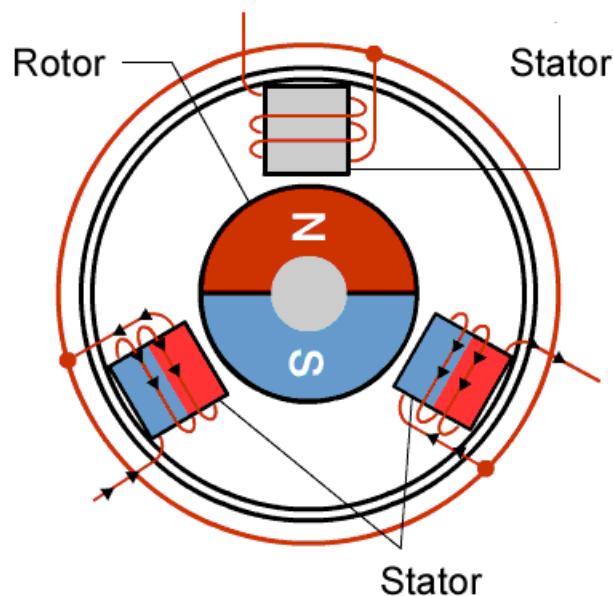


**Abbildung 14:** Funktionskizze Gleichstrommotor (<http://www.studyelectrical.com>)

Auch bei Brushless-DC-Motoren findet die Kraftentwicklung nach dem elektrodynamischen Prinzip statt. Allerdings ist im Gegensatz zum DC-Motor kein mechanischer Kontakt zwischen Rotor und Stator nötig, da das Gleichstrom-Prinzip umgedreht wurde (Abbildung 15). Auf dem Rotor befinden sich Permanentmagneten. Am Statorumfang sind Wicklungen verteilt, die nacheinander bestromt werden, sodass sich ein rotierendes Magnetfeld einstellt. Das Magnetfeld des Rotors umschließt die Spulen und interagiert nach Gleichung (6) mit dem Spulenstrom, wodurch eine Lorenzkraft entsteht. Nach Aktio gleich Reaktio stützt sich diese Kraft am Stator ab und versetzt den drehbar gelagerten Rotor in Bewegung.

Vorteil von BLDC-Motoren ist, dass kein Schleifkontakt zum Rotor benötigt wird. Das hat einen kleineren elektrischen Widerstand und weniger mechanischen Verschleiß zur Folge. Im Gegensatz zu Maschinen mit Erregerwicklung hat der BLDC zusätzliche Wirkungsgradsvorteile. Für die Kommutierung wird allerdings eine Elektronik und ein Rotorlagegeber benötigt, damit die Spulen zum richtigen Zeitpunkt weitergeschaltet werden können und das Drehmoment aufrechterhalten wird. Hallsensoren zur Kommutierung sind bei den gängigen BLDC-Motoren bereits fest eingebaut und die Kosten für die Motortreiber bzw. -controller sind nicht höher als bei DC-Motoren. Es ist außerdem eine sehr gute Dynamik realisierbar [1], was möglicherweise für zukünftige Anwendungen von Vorteil sein kann.

Die beiden Motortypen werden in den Kategorien Regelbarkeit, Robustheit und Wartung, Rotorlagegeber, Dynamik, Wirkungsgrad und Kosten miteinander verglichen. Als Methode kommt dabei erneut der paarweise Vergleich zum Einsatz.



**Abbildung 15:** Funktionsskizze BLDC ([www.renesas.com](http://www.renesas.com))

**Tabelle 6:** Hierarchie der Bewertungskriterien zur Motorauswahl

Bewertungs-kriterien	Regelbarkeit	Robustheit und Wartung	Kein Rotorlagegeber benötigt	Dynamik	Wirkungsgrad	Kosten
<b>Regelbarkeit</b>	1	0	0	1	0	0
<b>Robustheit und Wartung</b>	2	1	0	2	1	1
<b>Rotorlagegeber nötig</b>	2	2	1	2	1	1
<b>Dynamik</b>	1	0	0	1	1	0
<b>Wirkungsgrad</b>	2	1	1	1	1	1
<b>Kosten</b>	2	1	1	2	1	1
<b>Spaltensumme</b>	10	5	3	9	5	4
<b>Normierte Spaltensumme</b>	0,28	0,14	0,08	0,25	0,14	0,11

**Tabelle 7:** Paarweiser Vergleich Motorauswahl

Motortyp	Faktor	Variante	
		DC	BLDC
<b>Regelbarkeit</b>	0,28	1	1
<b>Robustheit und Wartung</b>	0,14	1	1
<b>Kein Rotorlagegeber benötigt</b>	0,08	1	0
<b>Dynamik</b>	0,25	0	1
<b>Wirkungsgrad</b>	0,14	0	1
<b>Kosten</b>	0,11	1	1
<b>Gesamtpunktzahl</b>	1	0,61	0,92

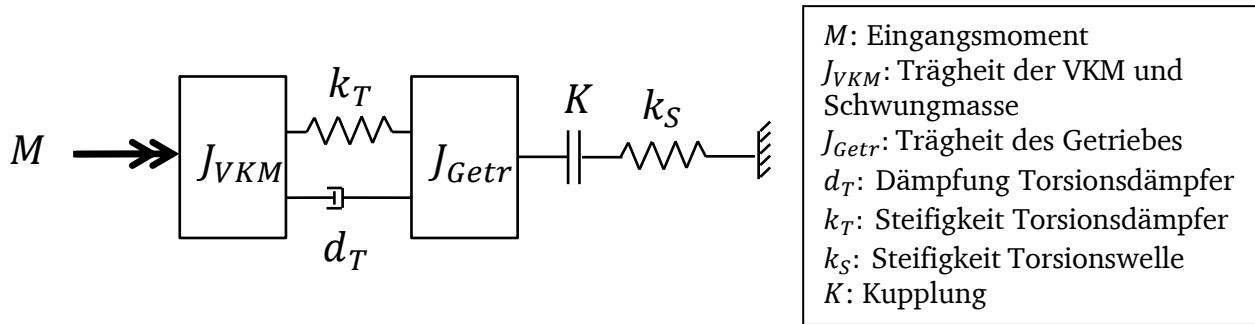
Für den BLDC-Motor ergibt sich eine höhere Punktzahl, sodass die Wahl auf diesen Motorentyp fällt.

#### 5.2.4 Anforderungen an die Antriebsmotoren

Die Elektromotoren sollen die Teilgetriebe auf die gewünschte Zieldrehzahl beschleunigen. Außerdem sollen sie in der Lage sein, die Kupplungselemente im Stillstand mit 20 Nm zu verspannen.

##### Teilgetriebe 1:

Um die Leistungsanforderungen an die Elektromotoren zu ermitteln, werden die Teilgetriebe einzeln betrachtet.



**Abbildung 16:** Modellierung Teilgetriebe 1 (Anhang A)

Die Auslegung erfolgt nach den größten zu erwartenden Lasten bzw. kürzesten Beschleunigungs- dauern. In Teilgetriebe eins wird das größte Moment benötigt, wenn das Conti-Schwungelement angebaut ist. Die Trägheit von der Hohlwelle, die zwischen Conti-Schwungelement und Kupplung sitzt, ist in  $J_{Getr}$  enthalten.

Für die Trägheit von Verbrennungskraftmaschine ( $J_{VKM}$ ) und Getriebe ( $J_{Getr}$ ) gelten nach (Anhang A) folgende Randbedingungen:

$$\begin{aligned} J_{VKM} &\leq 0,15 \text{ kgm}^2 \\ 0,008 \text{ kgm}^2 &\leq J_{Getr} \leq 0,04 \text{ kgm}^2 \\ J_{ges} = (J_{VKM} + J_{Getr}) &\leq 0,19 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

Nach den folgenden Formeln werden das erforderliche Drehmoment und die erforderliche Leistung berechnet (Annahme: linearer Beschleunigungsvorgang):

$$M = J_{ges} \cdot \dot{\omega} = J_{ges} \cdot \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (8)$$

$$P_W = M \cdot \omega \quad (9)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (10)$$

Die Ergebnisse werden in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

**Tabelle 8:** Dynamik Teilgetriebe 1

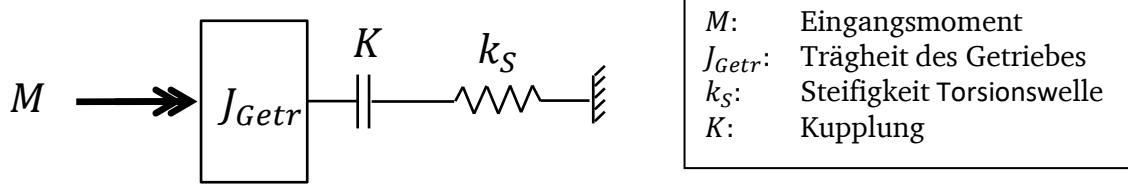
Trägheitsmoment $J_{ges}, \text{kgm}^2$	Zieldrehzahl $n, \text{min}^{-1}$	Beschleunigungs- dauer $\Delta t, \text{s}$	Erforderliches Drehmoment $M, \text{Nm}$	Erforderliche Leistung $P_W, \text{W}$
0,19	200	1	4	85
0,19	200	2,5	1,6	35
0,19	200	5	0,8	20
0,19	1000	5	4	420

Teilgetriebe 1 mit Conti-Schwungelement (größte Trägheit) muss nach der Vorgabe nur auf  $200 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt werden. Für diesen Drehzahlbereich und Beschleunigungsdauern im Sekundenbereich genügt eine Motorleistung von ca. 100 W. Sollte eine Schwungscheibe mit ähnlich großer Trägheit auf diesem Teilgetriebe auf  $1000 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt werden, so wird nach Zeile vier, Tabelle 8, eine entsprechend höhere Leistung benötigt.

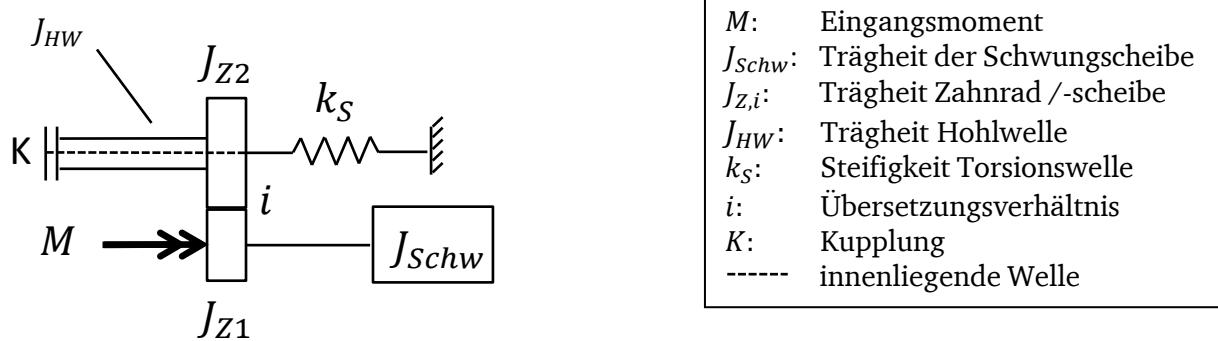
Zusätzlich muss der Antrieb für das Verspannen der Kupplungskörper 20 Nm aufbringen können. Das lässt sich mit der zusätzlichen Getriebestufe vor dem Getriebeeingang realisieren, die bereits in Abschnitt 5.2.1 erläutert wurde. Die Auswahl des Getriebes erfolgt nach Formel (5) mit dem Motor-nennmoment im Abschnitt 5.2.7.

### Teilgetriebe 2:

Analog zu Teilgetriebe 1 folgt die Betrachtung des zweiten Teilgetriebes. Dieses besteht der ausgewählten Variante entsprechend aus einer Hohlwelle, auf welche das Drehmoment über einen Riemen oder eine Kette eingebracht werden muss. Hier wäre bereits durch Riemen oder Kette eine Übersetzung möglich, sodass auch hier der Motor nicht das gesamte Verspannmoment von 20 Nm aufbringen muss.



**Abbildung 17:** Teilgetriebe 2 (Anhang A)



**Abbildung 18:** Zerlegung Teilgetriebe 2

Das Moment  $M$  wird an einer zweiten Welle eingebracht und mit einer Getriebestufe (Zahnrad oder Zahnriemen) auf die Hohlwelle übertragen. Zunächst soll das Gesamtträgheitsmoment ausgerechnet werden, Riemenmasse und -steifigkeit für den Fall eines Riemeneinsatzes werden vernachlässigt. Für alle Berechnungen wird mit  $\rho = \rho_{Stahl} = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$  gerechnet.

Modellierung der Hohlwelle:

$$J_{HW} = \frac{1}{2} \rho \pi l_{HW} \cdot (R_{a,HW}^4 - R_{i,HW}^4) \approx 0,01 \text{ kgm}^2 \quad (11)$$

mit  $l_{HW} = 100 \text{ mm}$ ,  $R_{a,HW} = 60 \text{ mm}$ ,  $R_{i,HW} = 50 \text{ mm}$ .

Modellierung der Zahnräder bzw. -scheiben, ebenfalls als Hohlwelle:

$$J_{Z,1} = \frac{1}{2} \rho \pi l \cdot (R_{a,Z1}^4 - R_{i,Z1}^4) \approx 0,0003 \text{ kgm}^2 \quad (12)$$

mit  $l = 10 \text{ mm}$ ,  $R_{a,ZS1} = 40 \text{ mm}$ ,  $R_{i,ZS1} = 25 \text{ mm}$  sowie

$$J_{Z2} = \frac{1}{2} \rho \pi l \cdot (R_{a,Z2}^4 - R_{i,Z2}^4) \approx 0,025 \text{ kgm}^2 \quad (13)$$

mit  $l = 10 \text{ mm}$ ,  $R_{a,ZS2} = 120 \text{ mm}$ ,  $R_{i,ZS2} = 40 \text{ mm}$ . Für die Trägheit der Schwungmasse wird angenommen:

$$J_{Schw} = J_{Getr,min} = 0,008 \text{ kgm}^2$$

Von der Motorseite gilt für die Trägheit [11]:

$$J_{Motor} = J_{Z1} + J_{Schw} + \frac{1}{i^2} (J_{Z2} + J_{HW}) \quad (14)$$

Für die Umrechnung der Gesamtträgheit auf die Antriebsseite ist es also erforderlich, das Übersetzungsverhältnis  $i$  zu kennen. Daher muss zunächst die Übersetzung zwischen Motorantriebswelle und Hohlwelle ausgelegt werden.

### 5.2.5 Auslegung der Getriebestufe

Die Hohlwelle und die Seitenwelle mit der Schwungmasse müssen mit einer formschlüssigen Verbindung gekoppelt werden, um eine positionstreue Übertragung zu gewährleisten. Hierfür eignet sich eine Kette oder ein Zahnriemen. Aufgrund von geringer Wartung, variablem Achsabstand und geringen Anschaffungskosten wird die Verwendung eines Riemens angestrebt. Außerdem benötigt er keine Schmierung.

Aus der Anforderungsliste und den Versuchsergebnissen von [4] ergeben sich für den Riemen verschiedene Lastfälle, die sich durch Drehzahl und Drehmoment unterscheiden. Diese bestimmen den Betriebspunkt und sind daher für die Auslegung des Zahnriemens notwendig.

**Tabelle 9:** Lastfälle des Zahnriemens

Lastfall	Drehmoment in Nm	Drehzahl in $\text{min}^{-1}$
1	20	0
2	120	120
3	*	1000

Lastfall 1 ergibt sich aus der Anforderungsliste, da der Prüfstand im Stillstand mit  $20 \text{ Nm}$  verspannbar sein soll.

In Lastfall 2 ist das in vorherigen Untersuchungen maximal gemessene Drehmoment an der Schaltwelle bei einer Drehzahl von ungefähr  $120 \text{ min}^{-1}$  [4].

Lastfall 3 folgt aus der Anforderung, dass auch die mechanische Synchronisierung aufgebaut werden soll, wobei hier mit einer Drehzahl von bis zu  $1000 \text{ min}^{-1}$  zu rechnen ist.

Für das Drehmoment in Lastfall 3 ist kein quantifiziertes Drehmoment vorhanden. Das maximale Drehmoment für diesen Lastfall wird aus der Zahnriemenberechnung festgelegt.

Für die Auswahl des Motors ist nach Abschnitt 5.2.1 eine Übersetzung von  $i \geq 3$  anzustreben.

Bei der Betrachtung des übertragbaren Drehmoments bei den leistungsstarken Zahnriemen des Herstellers Continental ContiTech AT 5 GEN III ergibt sich das Problem, dass der Zahnriemen sehr breit werden würde. Aufgrund der Schallabstrahlung ist es anzustreben, den Riemen so schmal wie möglich zu gestalten [11]. Des Weiteren sind breite Riemen mit kleiner Teilung und die zugehörigen Riemenscheiben schwerer zu beschaffen. Aus den genannten Gründen wird ein Zahnriemen mit einer größeren Teilung und einem Übersetzungsverhältnis von  $i = 1$  verbaut. Die Momente werden somit nicht übersetzt.

Um einen platzsparenden, leisen und leistungsstarken Riemen verbauen zu können, werden die verschiedenen Zahngometrien in Tabelle 10 gegenübergestellt. Pfeil- und Bogenverzahnungen werden aufgrund des ungünstigen Verhaltens bei Richtungsumkehr nicht berücksichtigt. Ein Maß für die übertragbare Leistung eines Zahnriemens ist die spezifische Zahnkraft.

**Tabelle 10:** Gegenüberstellung der Riemenprofile nach [11] sowie [12]

Riemenprofil	Schallzu- bzw. -abschlag in dB (A)	Spezifische Zahnkraft bei Stillstand, N/cm
T10	-1	51,80
AT10	-7	88,57
H(TD)8	-8	74,00
S(TD)8	-9	74,10
R(TD)8	-9	76,00

Aus der Tabelle ist erkennbar, dass die Riementypen AT10, H8, S8 und R8 im selben Geräuschbereich liegen, jedoch das Profil AT10 deutlich leistungsfähiger ist. Aus diesem Grund wird das Profil AT10 für die weitere Auslegung ausgewählt.

Für die weitere Berechnung wird die Zähnezahl der Synchronscheibe festgelegt. Die Randbedingung zugunsten von Bauraum für verschiedene Schaltaktoriken wurde auf einen Durchmesser von ca. 110 mm festgelegt. Um unter diesem Durchmesser zu bleiben wurde eine Zähnezahl von  $z = 32$

festgelegt. Dies ist eine Vorzugszähnezahl [13] und ergibt einen Wirkkreisdurchmesser von 100,04 mm.

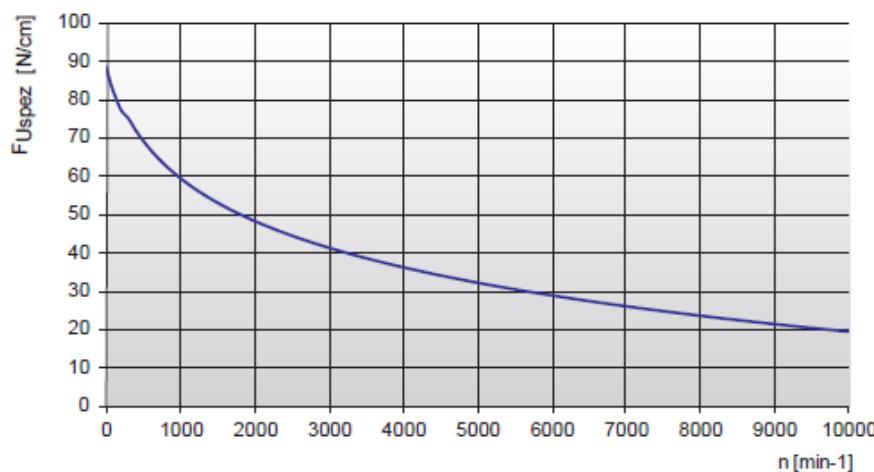
Der Festigkeitsnachweis bei Zahnriemen wird durchgeführt, indem im ersten Schritt die Momenübertragung von der Riemenscheibe auf den Zahnriemen überprüft wird. Im nächsten Schritt wird überprüft, ob die Seilzugfestigkeit des Zahnriemens ausreichend ist. Im letzten Schritt wird noch die Biegewilligkeit des Zahnriemens untersucht.

Als Zahnriemen wird der ContiTech AT 10 GEN III Zahnriemen herangezogen. Die Leistungsdaten wurden aus [13] entnommen.

**Tabelle 11:** AT 10 GEN III Spezifische Riemenzahnbelastung [13]

Lastfall	Spezifisches Zahnmoment in Ncm/cm	Drehzahl in min <sup>-1</sup>
1	14,63	0
2	12,94*	120
3	9,85	1000

Das spezifische Zahnmoment für Lastfall 2 ist mit einem Stern markiert, da es dem Datenblatt für 200 Umdrehungen pro Minute entnommen wurde, da eine Angabe für 120 Umdrehungen pro Minute nicht angegeben ist. Eine Linearisierung zwischen 100 und 200 Umdrehungen pro Minute würde einen zu hohen Wert ergeben, da der typische Verlauf über die Drehzahl einem regressiven Abfall entspricht. In Abbildung 19 ist der typische Verlauf der spezifischen Zahnkraft über den Drehzahlbereich abgebildet. Da die Umrechnung auf das spezifische Moment über den Durchmesser erfolgt und dieser als konstant festgelegt ist, ergibt sich die gleiche Verlaufscharakteristik für das spezifische Zahnmoment [12].



**Abbildung 19:** Spezifische Zahnkraft [12]

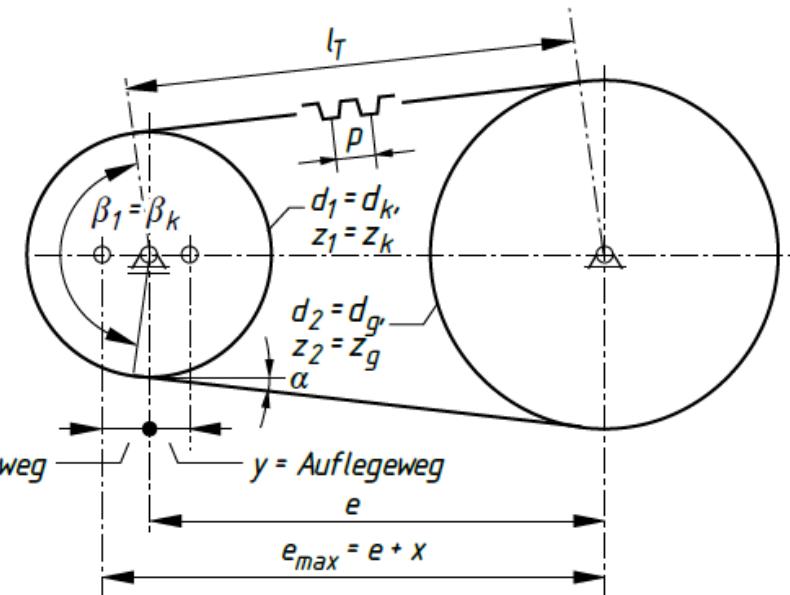


Abbildung 20: Geometrie eines Synchronriemegetriebes [11]

Aus konstruktiven Gegebenheiten ergibt sich ein zu erzielender Achsabstand  $e$  von 280 mm. Die Länge des Zahnriemens errechnet sich bei einer Übersetzung von  $i = 1$  zu

$$L = 2 \cdot e + z_1 \cdot p = 2 \cdot 260 \text{ mm} + 32 \cdot 10 \text{ mm} = 840 \text{ mm} \quad (15)$$

Im Katalog von [13] ist ein Zahnriemen mit 84 Zähnen, was einer Länge von 840 mm entspricht, vorhanden. Aus der Länge des Zahnriemens wird der Spannweg  $x$  und der Auflageweg  $y$  berechnet (vgl. Abbildung 20). Nach [6] berechnen sich die Wege nach Formel (16) und (17).

$$x \geq 0,005 \cdot L \quad (16)$$

$$y \geq (1 \dots 2,5) \cdot p \quad (17)$$

Der Spannweg  $x$  ergibt sich somit zu mindestens 4,2 mm. Der Auflagewert  $y$  wird mit dem Maximalfaktor von 2,5 berechnet und ergibt 25 mm, bei einer Teilung von  $p = 10 \text{ mm}$ . Der konstruktive Verfahrhub ergibt sich durch Addition von Spannweg  $x$  und Auflageweg  $y$  zu 29,2 mm, welcher als Bewegungsspielraum des Zahnriemens vorgehalten werden muss, um eine zwangsfreie Montage zu ermöglichen.

Die notwendige Breite des Zahnriemens  $b_L$  berechnet sich nach [13]:

$$b_L = \frac{100 \cdot M_L}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{Lspez}} \quad (18)$$

Der Index L steht für die verschiedenen Lastfälle.  $M_L$  steht für das im Lastfall L wirkende Moment,  $M_{Lspez}$  steht für das in Lastfall L angegebene spezifische Zahnmoment.  $z_1$  steht für die Zähnezahl der Riemscheibe und  $z_e$  steht für die an der Übertragung beteiligten Zähne.  $z_e$  berechnet sich aus dem Umschlingungswinkel  $\beta_K$  und der Zähnezahl  $z_1$  der Riemscheibe zu

$$z_e = \frac{z_1 \cdot \beta_k^\circ}{360^\circ} \quad (19)$$

Nach Abbildung 20 ergibt sich bei einem Übersetzungsverhältnis von  $i = 1$  ein Umschlingungswinkel  $\beta_K = 180^\circ$ . Nach Formel (19) wären theoretisch 16 Zähne an der Kraftübertragung beteiligt. Nach [6] sind jedoch durch Teilungsfehler maximal 12 Zähne an der Kraftübertragung beteiligt.

$$b_1 = \frac{100 \cdot M_1}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{1spez}} = \frac{100 \cdot 20 \text{ Nm}}{32 \cdot 12 \cdot 14,63 \frac{\text{Ncm}}{\text{cm}}} \approx 0,356 \text{ cm}$$

$$b_2 = \frac{100 \cdot M_2}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{2spez}} = \frac{100 \cdot 120 \text{ Nm}}{32 \cdot 12 \cdot 12,94 \frac{\text{Ncm}}{\text{cm}}} \approx 2,415 \text{ cm}$$

Für Lastfall 1 und 2 ergeben sich somit die erforderlichen Breiten von 3,56 mm und 24,15 mm. Die nächst größere Vorzugsbreite ist 25 mm. Da die Sicherheit in diesem Falle jedoch sehr niedrig ist, wird der Riemen mit der nächst größeren Vorzugsbreite von 32 mm ausgeführt.

$$M_{Lmax} = \frac{z_1 \cdot z_e \cdot M_{Lspez} \cdot b}{100} \quad (20)$$

Das maximal übertragbare Drehmoment der verschiedenen Lastfälle ist in Tabelle 12 für einen Synchonriemen mit einer Breite  $b = 32 \text{ mm}$  dargestellt. Durch die höhere Fliehbelastung bei höheren Drehzahlen reduziert sich das übertragbare Drehmoment.

**Tabelle 12:** AT 10 GEN III maximal am Zahn übertragbares Drehmoment

Lastfall	Maximales Drehmoment $M_{Lmax}, \text{Nm}$	Drehmoment Lastfall $M_L, \text{Nm}$	Sicherheit heit $S$
1	179,77	20	8,99
2	159,01	120	1,32
3	121,04	*	*

Ein AT 10 Gen III Riemen mit einer Breite  $b = 32 \text{ mm}$  ist von der Drehmomentübertragung an den Zähnen ausreichend und hält somit den Belastungen stand.

Das zulässige Drehmoment für Lastfall 3 wird mit derselben Sicherheit, wie in Lastfall 2 ausgelegt. Es ergibt sich somit auf 91,67 Nm für Lastfall 3.

Im nächsten Schritt werden die Trumkräfte und die daraus resultierende Wellenbelastung berechnet. Im ersten Schritt wird die Fliehkraft berechnet, da der Riemen sich von der Riemenscheibe loszulösen versucht. Zusätzlich muss die maximale Seilzugfestigkeit  $F_{zul}$  nach [11] um die maximale Fliehkraft  $F_{Zmax}$ , die auf den Riemen einwirkt reduziert werden, da diese als Vorlast zu betrachten ist. Sie berechnet sich nach [11] zu

$$F_{Zmax} = m_m \cdot v_{max}^2 \quad (21)$$

Die maximale Geschwindigkeit  $v_{max}$  wird bei einer maximalen Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  zu

$$v_{max} = n_3 \cdot \pi \cdot d_1 = \frac{1000}{60} \frac{1}{\text{s}} \cdot \pi \cdot 0,10004 \text{ m} = 5,24 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (22)$$

Für das Metergewicht  $m_m$  wurde aus [13] für einen Synchronriemen mit der Breite von  $32 \text{ mm}$   $0,234 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$  entnommen. Die maximale Fliehkraft ergibt sich somit zu  $F_{Zmax} = 6,43 \text{ N}$ .

Die maximale Seilzugfestigkeit  $F_{zul}$  eines AT 10 Gen III Riemens nach Continental ist mit  $6750 \text{ N}$  im Datenblatt für eine Breite von  $32 \text{ mm}$  angegeben. Nach [11] wird die Seilzugfestigkeit um den Wert der maximalen Fliehkraft reduziert.

$$F'_{zul} = F_{zul} - F_{Zmax} = 6750 \text{ N} - 6,43 \text{ N} = 6743,57 \text{ N} \quad (23)$$

Neben der Fliehkraft ist die maximale Umfangskraft  $F_{Umax}$  der Lastfälle ausschlaggebend für die Vorspannung des Zahnriemens. Die Umfangskraft ergibt sich aus dem Drehmoment von Lastfall 2 mit  $M_2=120 \text{ Nm}$  multipliziert mit der Sicherheit von  $S=1,32$  und dem Durchmesser der Riemscheibe  $d_1=100,04 \text{ mm}$ .

$$F_{Umax} = \frac{S \cdot M_2 \cdot 2}{d_1} = \frac{1,32 \cdot 120 \text{ Nm} \cdot 2}{0,10004 \text{ m}} \approx 3166,73 \text{ N} \quad (24)$$

Aus der maximalen Umfangskraft kann die Vorspannung berechnet werden, wobei hier verschiedene Ansätze existieren. Im Ansatz nach [11] soll die Vorspannkraft leicht größer als die halbe maximale Umfangskraft sein, hingegen bei [13] eine Fallunterscheidung mit den Zähnezahlen des Zahnriemens stattfindet (vgl. Tabelle 13).

**Tabelle 13:** Vorspannkräfte nach [13]

Zähnezahl	Vorspannkraft
<60	$F_V = \frac{1}{3} \cdot F_{Umax}$
<150	$F_V = \frac{1}{2} \cdot F_{Umax}$
$\geq 150$	$F_V = \frac{2}{3} \cdot F_{Umax}$

Für die Auslegung der Trumkräfte wird die größte Vorspannkraft verwendet, da man hiermit auf der sicheren Seite ist, dass der Zahnriemen nicht überspringt. Es wird somit der Ansatz nach Continental für einen Zahnriemen mit mehr als 150 Zähnen verwendet, obwohl der Zahnriemen nur 84 Zähne hat, um die unterschiedlichen Angaben der unterschiedlichen Ansätze durch eine konservative Auslegung zu entkräften.

$$F_{Vth} = \frac{2}{3} \cdot F_{Umax} = \frac{2}{3} \cdot 3166,73 \text{ N} \approx 2111,15 \text{ N} \quad (25)$$

Die Vorspannkraft  $F_{Vth}$  ergibt sich nach Formel (25) mit 2111,15 N. Nach [6] muss die Vorspannkraft noch um den Betrag der halben Fliehkraft erhöht werden.

$$F_V = F_{Vth} + \frac{F_{Zmax}}{2} = 2111,15 \text{ N} + \frac{6,43}{2} \text{ N} \approx 2114,37 \text{ N} \quad (26)$$

Für die Messung der Vorspannkraft wird von Continental die Messung der Eigenfrequenz  $f$  empfohlen. Diese kann über Formel (27) aus der Vorspannkraft ausgerechnet werden.

$$f = \sqrt{\frac{F_V}{4 \cdot m_m \cdot l_T^2}} = \sqrt{\frac{2114,37 \text{ N}}{4 \cdot 0,234 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot (0,26 \text{ m})^2}} \approx 182,8 \text{ Hz} \quad (27)$$

Die Eigenfrequenz  $f$  berechnet sich aus der Vorspannkraft  $F_V$ , dem Metergewicht  $m_m$  und der schwingungsfähigen Trumlänge  $l_T$ . Die zu messende Eigenfrequenz  $f$  ergibt sich im Anwendungsfall zu 182,8 Hz.

Die Kräfte auf die Wellen erheben sich nach [11] zu

$$F_W = 2 \cdot F_V = 2 \cdot 2114,37 \text{ N} = 4228,74 \text{ N} \quad (28)$$

Die maximale Trumkraft, welche mit der Seilzugfestigkeit verglichen werden muss, berechnet sich nach [11] zu

$$F_{Tmax} = F_V + \frac{1}{2} \cdot F_{Umax} = 2114,37 \text{ N} + \frac{1}{2} \cdot 3166,73 \text{ N} \approx 3697,74 \text{ N}. \quad (29)$$

Nach Formel (30) ist die Belastung geringer als die Seilzugfestigkeit, somit hält der Riemen die Belastungen aus.

$$F_{Tmax} \leq F'_{zul} \quad (30)$$

Im dritten Schritt wird die Biegewilligkeit des Zahnriemens überprüft. Der Riemen wird über die Welle einmalig bei dem Prüfstandsaufbau gespannt und hat somit keine Gegenbiegung. Dem Datenblatt ist eine Mindestzähnezahl  $z_{min} = 15$  zu entnehmen, was bei einer Zähnezahl von 32 Zähnen auf den verwendeten Riemenscheiben unproblematisch ist. Der Zahnriemen hält in allen geprüften Kategorien und ist somit für den Prüfstand ausreichend.

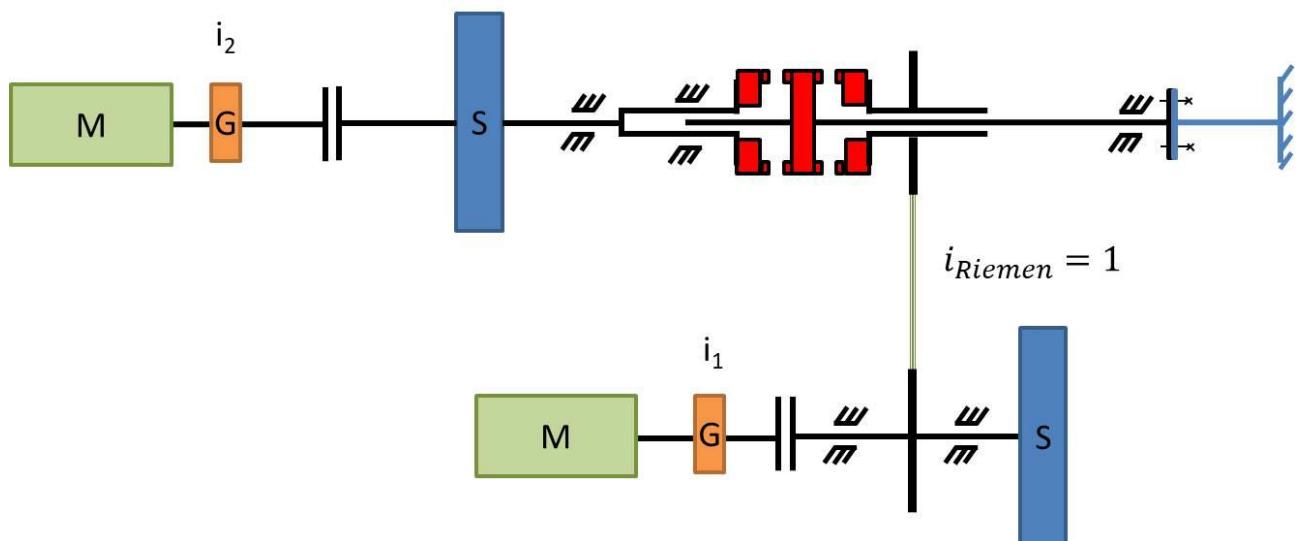
## 5.2.6 Auswahl des Motors

Mit  $i = 1$  und Formel (14) folgt für das Gesamtträgheitsmoment  $J_{ges} = 0,045 \text{ kgm}^2$ . Damit lassen sich nach den Formeln (8) bis (10) die Leistungsdaten für Teilgetriebe 2 errechnen.

**Tabelle 14:** Dynamik Teilgetriebe 2

Trägheitsmoment $J_{ges}$ , $\text{kgm}^2$	Zieldrehzahl $n, \text{min}^{-1}$	Beschleunigungszeit $\Delta t, \text{s}$	Erforderliches Drehmoment $M, \text{Nm}$	Erforderliche Leistung $P_W, \text{W}$
0,045	200	1	1	20
0,045	200	5	0,2	4
0,045	1000	1,2	4	420
0,045	1000	2,5	2	200
0,045	1000	5	1	100

BLDC-Motoren werden zunehmend nach dem anglo-amerikanischen NEMA-Standard genormt. Typische Baugrößen sind z.B. NEMA 17, NEMA 23, NEMA 24 oder NEMA 34, wobei die Zahl der Kantenlänge des Anschlussflansches in zehntel Zoll entspricht. Da das Motorvolumen mit der Leistung korreliert, bietet die Norm auch einen Anhaltspunkt für die Motorleistung. Da die Wunschforderung vorliegt, einen Motorentyp für beide Teilgetriebe zu verwenden, wird vorgeschlagen, einen Motor mit einer Nennleistung im Bereich von 100 W bis 400 W zu benutzen. Diese stellen typischerweise Nennmomente im Bereich von 1 Nm. Da auch in Teilgetriebe zwei zum einen die Drehzahl nach Abschnitt 5.2.1 unterstellt werden soll, sowie zum anderen ein Moment von 20 Nm aufgebracht werden soll, wird auch hier eine Getriebestufe vorgesehen. In Abbildung 21 erfolgt zur Verdeutlichung noch einmal die erweiterte Strichskizze des Prüfstands (M: Motor, G: zus. Getriebestufe, S: Schwungelemente).



**Abbildung 21:** Erweiterte Strichskizze des Prüfstands mit zusätzlichen Getrieben G

**Tabelle 15:** Zusammenfassung der Anforderungen an den Motor:

Auslegungsgröße	Zahlenwert
Drehmoment	1 Nm
Drehzahl	3000 min <sup>-1</sup>
Leistung	400 W

Anhand der in Tabelle 15 dargestellten Daten wird mit dem GM60BLF 140-430 ein NEMA-24-Motor des Herstellers „GEMSMOTOR“ ausgewählt. Dieser bietet eine hohe Leistung im Vergleich zu anderen NEMA-24-Motoren. Es handelt sich um einen ungekühlten Motor mit angeflanschten Hallsensoren zur Rotorlageerkennung (Anhang B 2).

### 5.2.7 Auswahl des Planetengetriebes

Für die Auswahl eines Getriebes werden verschiedene Lösungen gegenübergestellt. Um einen minimalen radialen Bauraum zu erreichen wird der Einsatz von Planetengetrieben vorgeschlagen. Mit diesem Getriebetyp lassen sich hohe Übersetzungen auf kleinem Bauraum realisieren. Durch axiale Verschiebbarkeit der Antriebsmotoren auf dem Montagetisch lassen sich die Getriebe einfach austauschen. Auch ein Betrieb ohne Getriebestufe ist auf diese Weise einfach möglich. Dann steht zwar nur ein kleines Moment zur Verfügung, es können aber Drehzahlen bis hin zur Motornendrehzahl erreicht werden. Bei der Getriebeauswahl wird ein Abtriebsdrehmoment von 20 Nm angestrebt. Für das Eingangsmoment am Getriebe wird das Motornennmoment in Höhe von 1,28 Nm verwendet.

Bei der Auswahl eines Getriebes des Herstellers *IMS Gear* (Anhang B 3) gilt:

$$M_{Nenn} = M_{Motor} \cdot i \cdot \eta \quad (31)$$

Ebenso führt dieser Hersteller den Getriebesicherheitsfaktor  $c_B$  ein, der bei wechselnder Drehrichtung und einer täglichen Betriebsdauer von 3 h zwischen 1,3 und 1,9 liegt. Für das Abtriebsmoment  $M_{Ab}$  gilt

$$M_{Ab} = c_B \cdot M_{Nenn} \quad (32)$$

**Tabelle 16:** Auslegungsgrößen Planetengetriebe IMS Gear (Anhang B 3)

Größe	Zahlenwert
Soll-Nennmoment $M_{Nenn}$	20 Nm
Motormoment $M_{Motor}$	1,28 Nm
Betriebsfaktor $c_B$	
stoßfrei	1,3
mäßige Stöße	1,6
starke Stöße	1,9

Da Stöße auf das Getriebe durch die Einkopplung nicht ausgeschlossen werden können, wird der Betriebsfaktor von  $c_B = 1,9$  angenommen. Die Übersetzung  $i$  und der Wirkungsgrad  $\eta$  des Getriebes hängen von der Anzahl der Getriebestufen ab. Je weniger Getriebestufen benötigt werden, desto höher ist der Wirkungsgrad. Außerdem gilt, dass das Getriebespiel kleiner wird, je weniger Getriebestufen vorliegen. Eine Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Umgebungstemperatur wird für die Auslegung vernachlässigt.

**Tabelle 17:** Getriebedaten IMS Gear PM72 (Anhang B 3)

Getriebe	$i$	Anzahl Getriebe- stufen	Wirkungs- grad $\eta$	Nennmoment ment $M_{Nenn}$ , Nm	Moment am Abtrieb $M_{Ab}$ , Nm	$M_{Ab,max}$ Nm	Drehzahl am Abtrieb $n_{ab}$ , min <sup>-1</sup>
IMS Gear PM 72/LN	22	2	0,75	21,1	40,1	42	136

Um die Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  zu erreichen, werden noch die Getriebe des Herstellers „Harmonic Drive“ betrachtet, da dieser Hersteller einstufige Getriebe mit Übersetzung in Höhe von  $i = 3$  anbietet. Außerdem weisen die Getriebe dieses Herstellers einen höheren Wirkungsgrad auf. Man sieht, dass das einstufige Getriebe HPG-14A nicht für das Motornennmoment ausreicht, da es nur maximale Momente von 3 Nm am Abtrieb zulässt. Daher wird noch ein Getriebe der Baureihe „HPN“ zum Vergleich hinzugezogen.

**Tabelle 18:** Getriebedaten Harmonic Drive (Anhang B 5 bis Anhang B 7)

Getriebe	$i$	Anzahl Getriebe-stufen	Wirkungsgrad $\eta$	Nennmoment $M_{Nenn}$ , Nm	$M_{max}$ , Nm	Drehzahl am Abtrieb $n_{ab}$ , min <sup>-1</sup>
HPG-14A	3	1	0,83	3,19	3	1000
HPN-14A	3	1	0,83	3,19	22	1000
HPG-20A	21	2	0,86	23,1	25	90

Es wird vorgeschlagen, für den Betrieb mit 1000 min<sup>-1</sup> das Getriebe „HPN-14A“ zu verwenden. Dabei stehen 3,19 Nm am Getriebeausgang zur Beschleunigung des Prüfstands zur Verfügung. Für den Betrieb mit hohen Ausrückmomenten wird das Getriebe „HPG-20A“ vorgeschlagen.

Viele Motorenhersteller bieten außerdem direkt passende Getriebe zu ihren Motoren an. Ein Getriebe, das zum ausgewählten Motor aus Abschnitt 5.2.6 passt, ist das 57-PL20 von „GEMSMOTOR“ (Anhang B 4) mit einem Übersetzungsverhältnis von  $i = 20$ .

### 5.2.8 Motorcontroller

Für die Ansteuerung der Motoren wird ein Motorcontroller benötigt. Dieser hat die Aufgabe, das Stellsignal vom Auswerterechner in eine Spannung für die Motorphasen umzuwandeln.

Der bisherige Motorcontroller „Roboteq ML1660“ erlaubte nur Hallsensoren als Lagegeber. Andere Controllertypen dieses Herstellers können über eine Schnittstelle mit Absolutwertgebern kommunizieren. Die Ansteuerung der Motorspulen erfolgt beim bisherigen Controller mit Trapezförmigen Stromsignalen. Alternativ dazu kann die Bestromung mit sinusförmigen Signalen erfolgen, wodurch der Wirkungsgrad verbessert wird. Der Controller verfügt über einen Kanal (Anhang B 10)

Um beide Antriebsmotoren ansteuern können, ist es möglich, eines Zweikanalcontroller zu verwenden, was in der Anschaffung günstiger ist als die Verwendung je eines Controllers pro Motor. Daher wird empfohlen, einen Zweikanal-Controller mit Sinusansteuerung zu verwenden. Ein solcher Controller mit zwei Kanälen ist z.B. der „Roboteq SBL2360“. Dieser kann neben Hallsensorsignalen auch Absolutwertgeber auswerten, was eine „Closed Loop“-Geschwindigkeitsregelung ermöglicht. Der maximal stellbare Strom von 30 A liegt etwas unterhalb des Spitzenmotorstroms i. H. v. 36 A. Das bedeutet, dass der Motor mit diesem Controller nicht ganz so stark im Überlastbereich betrieben werden kann. Im Normalbetrieb stellt das jedoch keine Einschränkung dar (Anhang B 11).

Der neue BLDC-Motor kann außerdem zunächst mit dem vorhandenen Motorcontroller des alten Prüfstandes getestet werden, da auch dieser die Anforderungen für einen einzelnen neuen Motor erfüllt.

## 5.3 Wellenkupplungen

Zur Anbindung des Motor- oder Planetengetriebeausgangs und des Eingangs am Prüfstand wird eine Wellenkupplung benötigt, deren Hauptfunktion es ist, das Drehmoment zwischen den Bauteilen weiterzuleiten. Tabelle 19 zeigt die möglichen Bauteilpaarungen:

**Tabelle 19:** Einsatzorte Wellenkupplung

Konfiguration	Zu verbindende Bauteile
1	Motor (Wellendurchmesser 16 mm) & Prüfstand
2	Motor & Planetengetriebe
3	Planetengetriebe (Welle mit Passfeder 5x5) & Prüfstand

### Konfiguration 1:

Die Motorausgangswelle ist am Ende abgeflacht (Anhang B 9). Hier kann eine Klemmkupplung verwendet werden.

### Konfiguration 2:

Der Getriebeeingang lässt sich bei der Bestellung des Getriebes spezifizieren. Hersteller *IMS Gear* bietet dabei verschiedene Hülsen zum Verklemmen der Motorwelle an (Anhang B 12).

### Konfiguration 3:

Der Getriebeausgang ist typischerweise mit einer Passfeder versehen. Eine Wellenkupplung sollte also eine Passfedernut aufweisen. Ohne Passfeder kann eine solche Welle auch mit der Kupplung verklemmt werden.

Die Anforderungen sind für alle drei Konfigurationen dieselben und werden in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

**Tabelle 20:** Anforderungen an die Wellenkupplung

Anforderung	Zahlenwert
Max. Drehmoment	40 Nm
Wellendurchmesser	16 mm
Einfache Montage	-

---

---

a) Starre Wellenkupplung:

Eine einfache und robuste Art der Wellenverbindung ist eine starre Wellenkupplung. Allerdings erfordert sie eine exakte Positionierung der gegenüberliegenden Wellen. Eine mögliche Kupplung ist die geschlitzte Schalenkupplung aus Stahl von Mädler (Abbildung 22). Es gibt eine Ausführung mit und ohne Passfedernut. Am Umfang sind Klemmschrauben angebracht, sodass eine Befestigung auch nur durch Klemmung erfolgen kann. Sie können das gewünschte Drehmoment bei kleiner Drehträgheit übertragen.



**Abbildung 22:** Geschlitzte Schalenkupplung mit Nut von Mädler (Anhang B 13)

b) Metallbalgkupplung mit Klemmnabe

Eine weitere Möglichkeit zur Wellenverbindungen bieten Metallbalgkupplungen. Sie ermöglichen eine spielfreie und torsionssteife Drehmomentübertragung, können aber kleine Lateral- und Winkelversätze ausgleichen, sodass bei der Montage im Gegensatz zu einer steifen Kupplung auf eine exakte Zentrierung verzichtet werden kann. Sie sind allerdings auch in der Anschaffung teurer und haben eine höhere Trägheit, als die gezeigte starre Wellenkupplung.



**Abbildung 23:** Metallbalgkupplung R+W BK2 ([www.rw-kupplungen.de](http://www.rw-kupplungen.de))

Für den Prüfstand wird aufgrund der genannten Vorteile der Einsatz einer solchen Metallbalgkupplung empfohlen. Die Metallbalgkupplung wird nach folgender Auslegungsformel des Herstellers R&W (analog Formel (32)) ausgelegt:

$$M_{max} \geq 1,5 \cdot M_{nenn} \quad (33)$$

$M_{nenn}$  stellt das von der Kupplung zu übertragende Nenndrehmoment dar,  $M_{max}$  das maximal übertragbare. Demnach ist eine Kupplung maximal übertragbarem Moment von 35 Nm zu verwenden, z.B. BK2-60-83.

Die Wellen werden auf beiden Seiten mit einer Innensechskantschraube verklemmt und können in einem Durchmesserbereich von 12 mm bis 35 mm liegen. Es können ein laterales Spiel von bis zu 0,2 mm sowie ein Winkelversatz von bis zu  $1^\circ$  ausgeglichen werden (Anhang B 14).

## **5.4 Auslegung Schraubenverbindung Riemenscheibe Nebentriebwelle**

Die Riemenscheibe wird mittels acht Schrauben an die Welle des Nebenmoduls angebunden. Damit die Klemmverbindung das nötige Drehmoment übertragen kann ist eine ausreichende Klemmkraft vorzusehen. Zudem muss die Festigkeit der Schrauben nachgewiesen werden. Die in den Gleichungen verwendeten Werte können Tabelle 21 entnommen werden. Die Berechnungen erfolgen nach VDI 2230 Blatt 1 [14].

**Tabelle 21:** Auslegungsdaten Schraubenberechnung

Beschreibung	Formelzeichen	Wert
<b>Allgemeine Daten</b>		
Torsionsmoment an der Welle	$T$	140 Nm
Sicherheitsfaktor	$S_R$	1,2
Anzahl Schrauben	$n$	8
<b>Daten Wellenflansch (als Platte bezeichnet)</b>		
Flankendurchmesser Platte	$D_2$	4,48 mm
Kerndurchmesser Platte	$D_1$	4,06 mm
Reibwert Aluminium-Stahl	$\mu_{AlFe}$	0,12
Zugfestigkeit Aluminium (Anhang B 15)	$R_{m,Al}$	$270 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Scherfestigkeit Aluminium (ebenda)	$\tau_{BM,Al}$	$210 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
E-Modul Aluminium	$E_{Al}$	$70 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Außendurchmesser der verschraubten Teile	$D_A$	65 mm
<b>Daten Schraube nach DIN 912</b>		
Gewindesteigung Schraube	$P_S$	0,8 mm
Nenndurchmesser Schraube	$d_S$	5 mm
Flankendurchmesser Schraube	$d_2$	4,48 mm
Zugfestigkeit Schraube	$R_{m,S}$	$1290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Spannungsquerschnitt Schraube	$A_{s,S}$	14,2 mm
Nicht eingeschraubte Gewindelänge	$l_{3,S}$	4 mm
Kerndurchmesser Schraube	$d_{3,S}$	4 mm
E-Modul Schraube	$E_S$	$210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Durchmesser Schraubenkopf	$d_{K,S}$	8,5 mm
Klemmlänge	$l_K$	5 mm
Reibungszahl im Gewinde (S.113, Tab. A5, VDI 2230, Blatt 1)	$\mu_G$	0,11

Zur Auswahl geeigneter Schrauben wird die Belastung der Schraubenverbindung bestimmt. An der Riemscheibe werden nur Drehmomente übertragen. Dadurch entsteht eine reine Torsionsbelastung, welche zu Querkräften an der Schraubenverbindung führt. Dementsprechend müssen die Schrauben eine ausreichende Klemmkraft erzeugen damit das Torsionsmoment durch Reibkraftschluss an der Kontaktfläche übertragen wird. Die Querkraft ergibt sich nach [15] zu

$$F_Q = \frac{2 \cdot T \cdot S_R}{D_S \cdot N} = \frac{2 \cdot 140 \text{ Nm} \cdot 1,2}{0,05 \text{ m} \cdot 8} = 840 \text{ N.} \quad (34)$$

Die notwendige Klemmkraft entspricht der notwendigen Normalkraft in der Trennfuge. Diese hängt von dem Reibwert zwischen den Reibpartnern ab. Dadurch gilt:

$$F_{KR} = \frac{F_Q}{\mu_{AlFe}} = \frac{840 \text{ Nm}}{0,12} = 7 \text{ kN.} \quad (35)$$

Für eine Vorauswahl der Schraube wird mittels VDI 2230 Tabelle A7 eine Abschätzung der Montagekräfte vorgenommen. Dabei ergibt sich bei dynamischer Belastung und Verwendung eines Drehmomentenschlüssels eine maximale Vorspannkraft  $F_{Max} = 10 \text{ kN}$ . Um den Schraubendurchmesser möglichst klein zu halten werden M5 Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 gewählt.

Im nächsten Schritt wird die notwendige Einschraubtiefe  $l_{min}$  bestimmt. Dazu ist zunächst zu prüfen, ob das Innengewinde oder das Außengewinde bei Überlast zuerst versagt. Hierzu wird das Festigkeitsverhältnis  $R_s$  aufgestellt. Gilt  $R_s < 1$ , dann ist das Innengewinde kritisch, für  $R_s > 1$ , ist das Außengewinde kritisch.

$$\begin{aligned} R_s &= \frac{\left[ \frac{P_s}{2} + (d_s - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot R_{m,Al}}{\left[ \frac{P_s}{2} + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot R_{m,S}} \\ &= \frac{\left[ \frac{0,8}{2} \text{ mm} + (5 \text{ mm} - 4,48 \text{ mm}) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot 270 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{\left[ \frac{0,8}{2} \text{ mm} + (4,48 \text{ mm} - 4,06 \text{ mm}) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot 1290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 0,1 < 1 \end{aligned} \quad (36)$$

Damit ist das Innengewinde kritisch und die minimale Einschraubtiefe ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} m &= \frac{R_{m,S} \cdot A_{s,S} \cdot P_s}{C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM,Al} \cdot \left[ \frac{P_s}{2} + (d_s - D_2) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d_s} + 2P_s \\ &= \frac{1290 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 14,2 \text{ mm}^2 \cdot 0,8 \text{ mm}}{210 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \left[ \frac{0,8}{2} \text{ mm} + (5 \text{ mm} - 4,48 \text{ mm}) \cdot \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot 5} + 1,6 \text{ mm} \\ &= 7,9 \text{ mm} \end{aligned} \quad (37)$$

Dementsprechend werden M5x12 Schrauben mit Innensechskant verwendet. Dadurch kann die Mindesteinschraubtiefe eingehalten werden.

Im nächsten Schritt werden die Montagekräfte berechnet. Hierzu muss der Kraftverlust infolge Setzens der Schraube berechnet werden. Dazu werden die Nachgiebigkeiten der Schraube und der verspannten Teile bestimmt. Es gilt:

$$\delta_i = \frac{l_i}{A_i \cdot E_i} \quad (38)$$

Für die Schraube ergeben sich die Nachgiebigkeiten für den Schraubenkopf  $\delta_{SK}$ , die nicht eingeschraubte Schraubenlänge  $\delta_3$ , die eingeschraubte Gewindelänge  $\delta_G$  und die Nachgiebigkeit des Innengewindes  $\delta_M$  zu:

$$\begin{aligned} \delta_{SK} &= \frac{0,4 \cdot d_S}{\frac{\pi}{4} \cdot d_S^2 \cdot E_S} = \frac{0,4 \cdot 5 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} \cdot 5^2 \text{ mm}^2 \cdot 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 485 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \\ \delta_3 &= \frac{l_{3,S}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{3,S}^2 \cdot E_S} = \frac{4 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} \cdot 4^2 \text{ mm}^2 \cdot 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1516 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \\ \delta_G &= \frac{0,5 \cdot d_S}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{3,S}^2 \cdot E_S} = \frac{5 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} \cdot 4^2 \text{ mm}^2 \cdot 210.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1894 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \\ \delta_M &= \frac{0,33 \cdot d_S}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{3,S}^2 \cdot E_{Al}} = \frac{0,33 \cdot 4 \text{ mm}}{\frac{\pi}{4} \cdot 4^2 \text{ mm}^2 \cdot 70.000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1875 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \end{aligned} \quad (39)$$

Insgesamt ergibt sich für die Schraube:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_3 + \delta_G + \delta_M = 5,77 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (40)$$

Die Nachgiebigkeit  $\delta_P$  der Verspannten Teile errechnet sich über den Ersatzquerschnitt mit Formel (38). Da die Bedingung  $D_A > d_{K,S} + l_K$  erfüllt ist, ergibt sich der Ersatzquerschnitt nach Formel (41) [15] zu

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{K,S}^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot (D_A - d_{K,S}) \cdot \left[ \left( \sqrt[3]{\frac{l_K \cdot d_{K,S}}{D_A^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right] = 51,59 \text{ mm}^2. \quad (41)$$

Damit folgt  $\delta_P = 461 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ . Damit lässt sich der Vorspannkraftverlust durch Setzen bestimmen.

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_P + \delta_S} = \frac{8 \mu\text{m}}{6,108 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} = 1,28 \text{ kN} \quad (42)$$

Es folgt für die minimale Montagekraft

$$F_{M,Min} = F_Z + F_{KR} = 8,28 \text{ kN}. \quad (43)$$

Die maximale Montagekraft wird durch den Anziehfaktor des Montageverfahrens bestimmt. Hieraus ergibt sich durch die Montage mit Drehmomentschlüssel eine maximale Montagekraft von

$F_{M,Max} = 10,5 \text{ kN}$ . Nach VDI 2230 Blatt 1 Anhang A lässt sich dies mit einem Anziehmoment von 10 Nm bei dem gewählten Reibwert  $\mu_G = 0,11$  erreichen.

Damit die Schraube der Montagebelastung stand hält muss die Bedingung  $\sigma_{M,zul} > \sigma_{red,M}$  eingehalten werden.

Die Vergleichsspannung  $\sigma_{red,M}$  ergibt sich aus der Spannung  $\sigma_M = \frac{F_{M,Max}}{A_S} = 799,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  und der Torsionsspannung

$$\tau_M = \frac{F_{M,Max} \cdot \frac{d_2}{2} \left( \frac{P_S}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_G \right)}{\frac{\pi}{16} \cdot d_S^3} = 175,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (44)$$

zu  $\sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2} = 855,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . Die zulässige Montagespannung berechnet sich zu

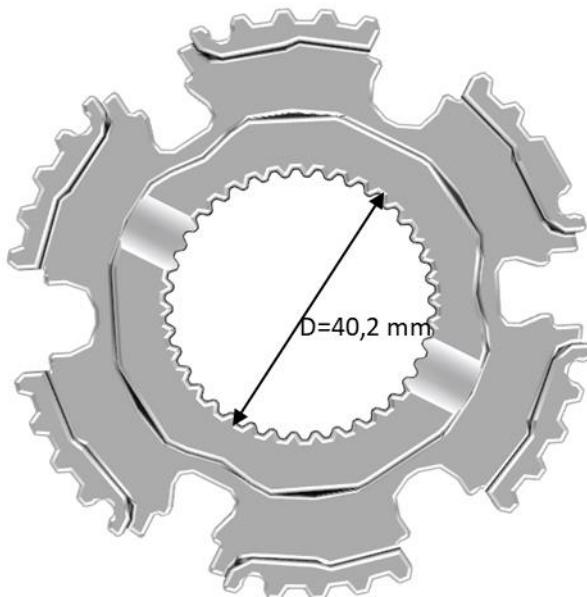
$$\sigma_{M,zul} = \frac{s_R \cdot R_{p0.2,min}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \left( \frac{P_S}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_G \right) \right]^2}} = 1278 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (45)$$

mit der Zugfestigkeit  $R_{p0.2,min} = 205 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  Anhang B 15. Damit hält die Schraube der Montagebelastung stand.

## 5.5 Aufnahme Synchronkörper

Um einen modularen Prüfstandsaufbau zu gewährleisten müssen alle auszutauschenden Komponenten mit dem jeweiligen Freiheitsgrad auf der Welle befestigt werden. Die Aufnahme der Synchronkörper stellt dabei durch ihre viele unterschiedlichen geometrischen Maße und Verzahnungen eine besondere Herausforderung dar, siehe Abbildung 24. Der Synchronkörper übernimmt dabei die Aufgabe die Schaltmuffe axial zu führen sowie das Drehmoment zwischen Schaltmuffe und Welle zu übertragen. Ziel ist es in dem begrenzten Bauraum bei den unterschiedlichen Innendurchmessern und Keilwellenverzahnungen ein Verbindungselement zu finden, dass eine einheitliche Wellengeometrie für alle Synchronkörper zulässt.

Es soll den Synchronkörper von Speed2E, den Synchronkörper des DHT-Prototyps sowie noch zu entwickelnde Prototypen befestigen können. Die axiale und rotatorische Fixierung muss dabei sicherstellt sein.



**Abbildung 24:** Innenverzahnung und Innendurchmesser Synchronkörper Speed2E

Aufgrund der hohen Drehmomentbelastung und des sehr begrenzten Bauraums wurde sich dazu entschieden die einzelnen Synchronkörper mit Keilnabenbuchsen in Form von Zukaufteilen zu versehen, siehe Abbildung 25. Diese Keilnabenbuchsen haben im Inneren ein Keilnabenprofil vom Typ DIN ISO 14 und kann außen auf der benötigte Maß abgedreht werden. Die benötigte Länge kann ebenfalls nach Belieben gekürzt werden.

Für die Herstellung des Verbundes werden die einzelnen Synchronkörper innen soweit ausgedreht bis die alte Verzahnung vollständig verschwunden ist und eine glatte Oberfläche vorliegt. Anschließend wird mithilfe eines Querpressverbandes eine Verbindung zwischen ausgedrehtem Synchronkörper und der auf den Durchmesser angepassten Keilnabenbuchse hergestellt.



**Abbildung 25:** Keilnabenbuchse (shop.boie.de/cache/media/1244/keilnaben.jpg.800-600.png)

Im Folgenden Abschnitt wird der Querpressverband zwischen den beiden zu verbindenden Bauteilen berechnet.

### 5.5.1 Berechnung Querpressverband

Zur Bestimmung des Querpressverbandes wird das benötigte Übermaß für die Übertragung des geforderten Drehmoments errechnet. Das Drehmoment wird dabei mit dem Sicherheitsfaktor  $S = 1,25$  beaufschlagt:

$$T = S \cdot T_{soll} = 1,25 \cdot 120 \text{ Nm} = 150 \text{ Nm} \quad (46)$$

Aufgrund des analogen Berechnungsablaufs wird der Querpressverband nur für einen Fall ausführlich errechnet. Im Folgenden wird der Querpressverband für den DHT Prototyp-Fall berechnet, d.h. für den Fall, dass der DHT Prototyp Synchronkörper zusammen mit der Keilnabenbuchse einen Querpressverband bildet (Berechnungsvorgehen und Werkstoffkennwerte nach [6])

Für den zweiten Fall Speed2E sind die Ergebnisse am Ende des Abschnitts zu finden.

Mit dem Fugendurchmesser und Fugenlänge von:

- Fall 1: DHT Prototyp  $D_{F36} = 36 \text{ mm}$ ;  $l_F = 27 \text{ mm}$
- Fall 2: Speed2E  $D_{F40} = 40,5 \text{ mm}$ ;  $l_F = 22 \text{ mm}$

Lässt sich die Umfangskraft wie folgt bestimmen:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_F} = \frac{2 \cdot 150 \text{ Nm}}{0,036 \text{ m}} = 8,33 \text{ kN} \quad (47)$$

Zusätzlich ergibt sich mit der Haftsicherheit  $S_H$  bei wechselnder Belastung ( $S_H = 2$ ) [6] und dem Anwendungsfaktor für den stoßbehafteten Betrieb  $K_A = 1,75$  (ebenda) die äquivalente Kraft

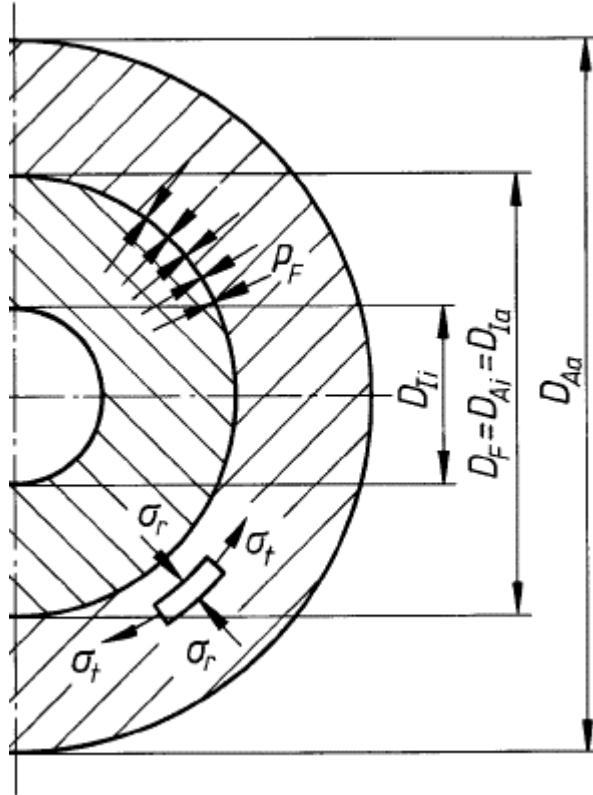
$$F_{eq} = F_t \cdot K_A \cdot S_H = 8,33 \text{ kN} \cdot 1,75 \cdot 2 = 29,16 \text{ kN} \quad (48)$$

Die Fugenfläche  $A_F$  ergibt sich wie folgt:

$$A_F = D_F \cdot l_F \cdot \pi = 36 \text{ mm} \cdot 27 \text{ mm} \cdot \pi = 3054 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Damit ergibt sich die kleinste erforderliche Fugenpressung mit dem Haftbeiwert  $\mu$  bei einem Schrumpfpassung Querpressverband trocken von  $\mu = 0,18$  [6]:

$$p_F = \frac{F_{eq}}{A_F \cdot \mu} = \frac{29,16 \text{ kN}}{3054 \text{ mm}^2 \cdot 0,18} = 55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (50)$$



**Abbildung 26:** Spannungsverlauf im Pressverband, [6]

Durchmesserverhältnisse:

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} = \frac{36 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 0,8 \quad (51)$$

$$Q_I = \frac{D_{il}}{D_F} = \frac{28 \text{ mm}}{36 \text{ mm}} = 0,78 \quad (52)$$

Des Weiteren ergibt sich die Hilfsgröße  $K$  folgendermaßen ( $E_A = E_I = 210 \text{ GPa}$ ;  $v_I = v_A = 0,3$ ):

$$K = \frac{E_A}{E_I} \left( \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - v_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + v_A = 8,62 \quad (53)$$

Anschließend wird überprüft, ob eine rein elastische Bauteilbeanspruchung durch die Fugenpressung vorliegt (Werkstoff Nabe C45 duktil  $S_{FA} = 1,1$ ;  $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ ):

$$\sigma_{vAi} = \frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_A^2} = 281 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eA}}{S_{FA}} = 514 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (54)$$

(Annahme Werkstoff Synchronkörper 42CrMo4 duktil  $S_{FA} = 1,1$ ;  $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ )

$$\sigma_{vli} = \left| -\frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_I^2} \right| = 309 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{el}}{S_{FA}} = 945 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (55)$$

Für Speed2E ergibt sich hierbei  $\sigma_{vAi} = 278 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  sowie  $\sigma_{vli} = 241 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Somit ist die Bedingung für eine rein elastische Beanspruchung gegeben.

Im nächsten Schritt wird die beim Fügen auftretende Glättung bestimmt. Die gemittelten Rautiefen sind dabei für drehende Herstellung  $Rz = 2,5 \mu\text{m}$  [6]:

$$G \approx 0,8 \cdot (Rz_{Ai} + Rz_{Ia}) = 0,004 \text{ mm} \quad (56)$$

Damit gibt sich das kleinste Haftmaß:

$$Z_k = \frac{p_F \cdot D_F}{E_A} \cdot K = 0,082 \text{ mm} \quad (57)$$

Sowie das kleinste messbare Übermaß:

$$\ddot{U}_u = Z_k + G = 0,086 \text{ mm} \quad (58)$$

Die zulässige Flächenpressung des Innen- und Außenteils ergibt sich unter der Annahme das eine rein elastische Verformung vorliegt wie folgt:

$$p_{FgA} \leq \frac{R_{eA}}{S_{FA}} * \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} = 170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (59)$$

$$p_{FgI} \leq \frac{R_{el}}{S_{FI}} * \frac{1 - Q_I^2}{\sqrt{3}} = 100,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (60)$$

Im nächsten Schritt wird das größte mögliche Haftmaß (wirksames Übermaß) berechnet, wobei die kleinere zulässige Flächenpressung  $p_{Fg}$  verwendet wird:

$$Z_g = \frac{p_{Fg} * D_F}{E_A} * K = 0,1488 \text{ mm} \quad (61)$$

Damit ergibt sich bei der Beachtung der Glättung das größte zulässige Übermaß vor dem Fügen:

$$\ddot{U}_o = Z_g + G = 0,152 \text{ mm} \quad (62)$$

Möchte man beide Teile fügen, wird das Außenteil erhitzt und anschließend mit dem Innenteil zusammengeführt. Dabei ist Fügespiel vorzusehen [16]:

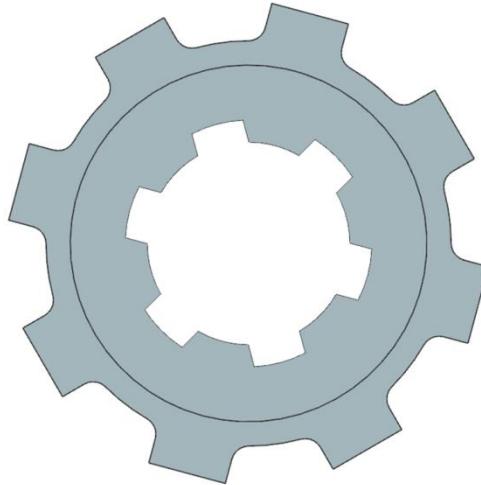
$$U_F = \ddot{U}_o + D_F * 0,001 = 0,188 \text{ mm} \quad (63)$$

Die erforderliche Temperatur des Außenteils ergibt sich dabei unter der Annahme einer Raumtemperatur von  $\vartheta_R = 20^\circ\text{C}$  und einem Wärmeausdehnung Koeffizient des Außenteiles  $\alpha_A = 11 * 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$  wie folgt:

$$\vartheta_{Aerf} = \vartheta_R + \frac{\ddot{U}_F}{\alpha_A * D_F} = 494,7^\circ\text{C} \quad (64)$$

Analog für Speed2E ergeben sich folgende Werte:  $\ddot{U}_u = 0,0798 \text{ mm}$  ;  $\ddot{U}_o = 0,162 \text{ mm}$  ;  $\vartheta_{Aerf} = 474,5^\circ\text{C}$

Ein Querpressverband ist somit herstellbar und kann verwendet werden, siehe Abbildung 29. Dadurch kann eine einheitliche Welle für alle Synchronkörper gestaltet werden.



**Abbildung 27:** Synchronkörper Speed2E mit Keilnabenbuchse im Querpressverband

### 5.5.2 Auswahl Wellenlagerung und Passungen der Wellen und Passung

Für die Lagerung der Nebenwelle, die der Aufnahme der Schwungmasse sowie der Anbindung der Motoreinheit dient, wird zunächst die Lagerbelastung bestimmt. Die Welle wird hauptsächlich durch den Riementrieb und die Vorspannung des Riemens belastet. Bei Vernachlässigung der Gewichtskräfte bleibt nur die angreifende Riemenlast übrig. Diese beträgt nach (Abschnitt 5.2.5)  $F_{Riemen} = 4230 \text{ N}$ .

Mit dem Freikörperbild der Nebenwelle werden die Lagerkräfte bestimmt. Dabei ergibt sich mittels Kräfte- und Momentengleichgewicht:

$$\begin{aligned} LL_x &= -2,226 \text{ kN} & LL_y &= 0 \text{ N} \\ FL_x &= -2,054 \text{ kN} & FL_y &= 0 \text{ N} \\ FL_z &= 0 \text{ N} \end{aligned} \quad (65)$$

Die Radial- und Axialkräfte der Lager werden nach

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (66)$$

$$F_{ax} = \sqrt{F_z^2} \quad (67)$$

zu  $F_{r,FL} = 2,226 \text{ kN}$ ,  $F_{r,LL} = 2,054 \text{ N}$  und  $F_{ax,LL} = F_{ax,FL} = 0 \text{ N}$  berechnet. Für das Festlager wird die Stehlagereinheit UCP 206 verwendet, für das Loslager die Stehlagereinheit UCP205. Da beide Lager ähnlich stark belastet werden wird nur das schwächere Lager UCP205 berechnet. Die Datenblätter zu den Lagern befinden sich in Anhang B 17.

Für die Auslegung der Lager müssen die nominelle Lagerlebensdauer und die statische Tragsicherheit bestimmt werden, um die Tragfähigkeit des Lagers zu überprüfen. Die nominelle Lagerlebensdauer wird nach

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot n} \cdot \left( \frac{C_{dyn}}{P} \right)^p \quad (68)$$

berechnet [17].  $C_{dyn}$  ist die dynamische Tragzahl und  $P$  die äquivalente dynamische Lagerbelastung.  $C_{dyn} = 10,8 \text{ kN}$  kann dem Datenblatt entnommen werden.  $P$  wird über die Lagerbelastung bestimmt. Da die Axialkräfte am Lager zu Null werden ergibt sich für beide Lager  $P = F_r$ . Für den Exponent  $p$  gilt bei Kugellagern  $p = 3$ . Damit folgt bei einer maximalen Drehzahl der Welle von  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  eine Lebensdauer von  $L_{10h} \approx 2400 \text{ h}$ . Da diese Lebensdauer für einen durchgehenden Betrieb bei einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  gilt, diese allerdings am Prüfstand nur im Extremfall vorkommt, reicht diese Lagerlebensdauer für den Prüfstand aus. Bei den üblichen Drehzahlen von ca.  $100 \text{ min}^{-1}$  erhält man eine Lagerlebensdauer von  $L_{10h} \approx 24000 \text{ h}$ . Nach [17] entspricht dies einer Lagerlebensdauer, die bei Maschinen unter Volllast bei achtstündigem Betrieb erforderlich sind.

Die statische Tragsicherheit ergibt mit  $s_0 = \frac{C_0}{P_0}$ .  $C_0$  ist die statische Tragzahl und  $P_0$  die äquivalente statische Lagerbelastung. Auch hier ergibt sich aufgrund der fehlenden Axialbelastung  $P_0 = F_r$ . Mit  $C_0 = 7 \text{ kN}$  folgt  $s_0 \approx 3,4 \geq 1$ . Damit ist die statische Tragsicherheit gegeben.

Für die Passungsauswahl wird das Umlaufverhältnis nach [17] bestimmt. Danach liegt eine Umfangslast am Innenring mit feststehendem Außenring und unveränderter Lastrichtung vor.

Die Passung für die Welle wird nach [17], Tabelle 5, S. 169) zu k5 bestimmt. Dies entspricht mit der Bohrungspassung H7 einer Übergangspassung. Diese wird für beide Lager verwendet.

Analog zum Vorgehen bei der Nebenwelle werden die Lager für die Hauptwelle berechnet. Hierbei wird beim Schaltvorgang der Eingriff an den Schaltmuffen als ideal angesehen. Das heißt, dass diese ein reines Torsionsmoment erzeugen und keine Axial-/Radialkräfte entstehen. Dadurch bleibt für die Belastung nur die Kraft am Zahnriemen übrig. Diese beträgt wie zuvor  $F_{Riemen} = 4280 \text{ N}$ .

Anhand des Freischnitts können mittels Kräfte und Momentengleichgewicht die Lagerkräfte zu

$$\begin{aligned} LL_x &= -1,956 \text{ kN} & LL_y &= 0 \text{ N} \\ FL_x &= -2,324 \text{ kN} & FL_y &= 0 \text{ N} \\ FL_z &= 0 \text{ N} \end{aligned} \quad (69)$$

bestimmt werden. Das Loslager ist hierbei als Zylinderrollenlager ausgeführt. Diese können sehr hohe Axialkräfte aufnehmen, wodurch das Lager kleiner ausgelegt werden kann. Aus den Lagerdaten (Anhang B 19) kann  $C_{dyn} = 17,2 \text{ kN}$  und  $C_0 = 14,3 \text{ kN}$  abgelesen werden. Damit ergibt sich für die Lagerlebensdauer mit  $p = \frac{10}{3}$  bei Zylinderrollenlager  $L_{10h} \approx 23390 \text{ h}$  und für die statische Trag- sicherheit  $s_0 \approx 7,3$ .

Für das Festlager ergibt sich mit  $C_0 = 13,6 \text{ kN}$  und  $s_0 \approx 5,8$ . Da die Welle vornehmlich statisch belastet wird und diese Belastungen die dynamischen weit übersteigen, erfolgt die Auslegung nur anhand der statischen Tragfähigkeit [17].

## 5.6 Betrachtung und Auslegung des Torsionselementes

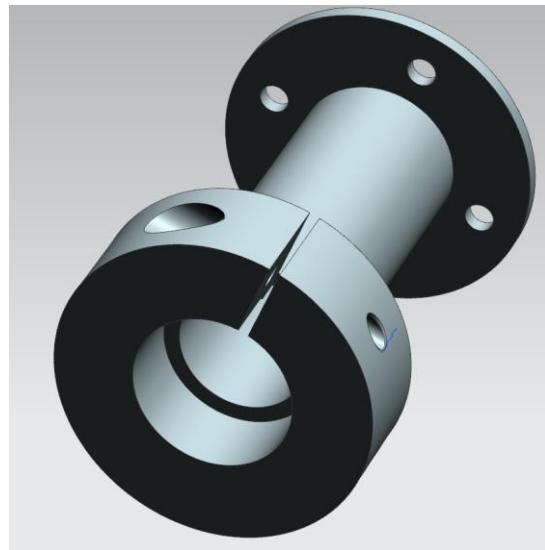


Abbildung 28: Torsionselement mit geschlitzter Hebelnabe (CAD-Modell alter Prüfstand)

In [3] wurde das am bestehenden Prüfstand verbaute Torsionselement ausgelegt und anschließend in der Arbeit [4] validiert. Bei dieser Auslegung wurde die Anbindung des Torsionselementes an die Drehmoment liefernde Welle mit einer geschlitzten Hebelnabe ausgeführt, siehe Abbildung 28. Es konnte jedoch keine Dokumentation zur der Auslegung dieser Anbindung in vorangegangen Arbeiten gefunden werden. Um den sicheren Betrieb des neuen Prüfstands zu gewährleisten wird deshalb die Anbindung des Torsionselementes an die Drehmoment liefernde Welle untersucht. Hierbei ergeben sich folgende Maße der geschlitzten Hebelnabe aus Aluminium entsprechend der Abbildung 29:

$$D_F = 30 \text{ mm} ; l_F = 15 \text{ mm} ; l_1 = 15 \text{ mm} ; l_2 = 37 \text{ mm} ; N = 1 \quad (70)$$

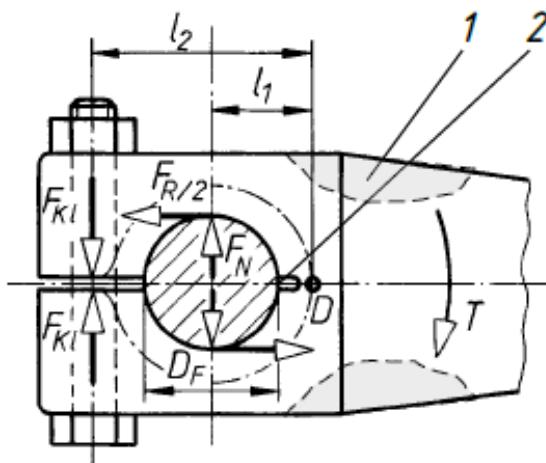


Abbildung 29: Maße einer geschlitzten Hebelnabe [6]

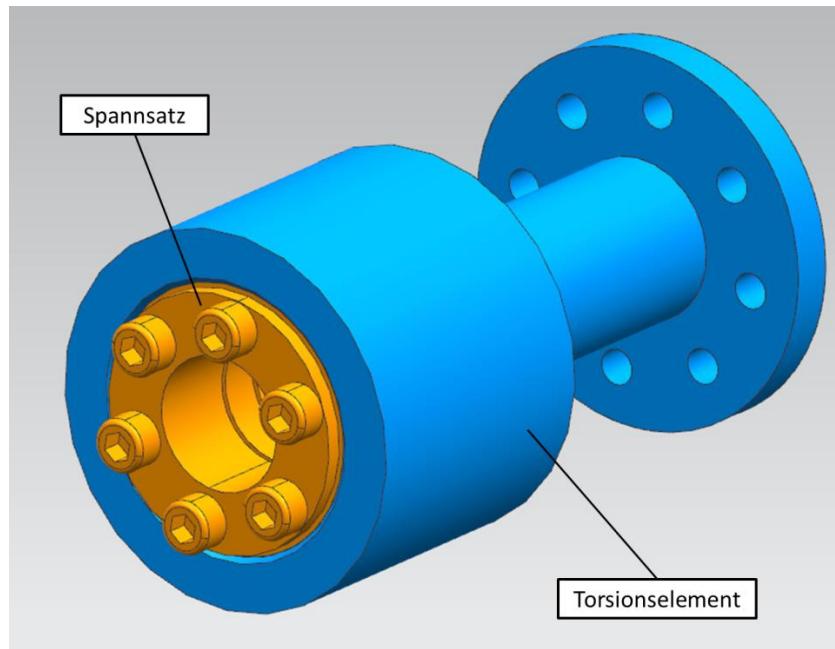
Die fehlenden Werte können analog zum 5.5.1 (Berechnung Querpressverband) gewählt werden. Die erforderliche Klemmkraft  $F_{Kl}$  der Schrauben (Anzahl  $N$ ) ergibt sich wie folgt [6]:

$$F_{Kl} = \frac{K_A \cdot T_{Nenn} \cdot S_H \cdot l_1}{N \cdot D_F \cdot \mu \cdot l_2} = 39,4 \text{ kN} \quad (71)$$

Laut der Tabelle TB8-14 [6] waren somit sechs M5 Schrauben der Gütekasse 8.8 ( $F_{sp} \approx 7 \text{ kN}$ ) notwendig um die erforderliche Klemmkraft zu liefern.

Diese Berechnung zeigt, dass die bestehende Klemmverbindung keine sichere Messung des Drehmoments zulässt. Ein Durchrutschen der Welle in der Nabe ist somit möglich.

In der Neukonstruktion der Abtriebswelle ergibt sich durch mehrere Wellenabsätze ein kleinerer Wellendurchmesser von  $D_F = 25 \text{ mm}$  für die Aufnahme des Torsionelementts. Aus diesem Grund wurde für die Anbindung ein Spannsatz gewählt. Dadurch kann eine einfache Fertigung des Torsionselementts erreicht werden und eine sichere Übertragung des Drehmoments ohne durchrutschen gewährleistet werden, siehe Abbildung 30. Der verwendete Spannsatz ist vom Typ COM-LL 25 und kann ein Drehmoment bis 900 Nm übertragen (Anhang B 16)



**Abbildung 30:** Torsionselement mit Spannsatzaufnahme

## 5.7 Berechnung der Trägheiten

Um die Anforderung an die Massenträgheit zu überprüfen, wird eine Analyse der rotierenden Massen im CAD-Modell durchgeführt. Anschließend werden die zusammengehörenden Trägheiten der beiden Antriebswellen zu einer Gesamtträgheit addiert. Das Ergebnis der Untersuchung ist in Tabelle 22 und Tabelle 23 zu sehen.

**Tabelle 22:** Massenträgheiten Antriebswelle 1

Bezeichnung	Abbildung	Massenträgheit
Hohlwelle		1768,23 kg mm <sup>2</sup>
Drehzahlsensor Hohlwelle		250,33 kg mm <sup>2</sup>
Spannsatz Hohl- welle		148,66 kg mm <sup>2</sup>
Metallbalgkupp- lung		320 kg mm <sup>2</sup> (Anhang B 14)
Zwischenwelle		797,28 kg mm <sup>2</sup>
Klauenkupplung Speed2E		2048,18 kg mm <sup>2</sup>
Klauenkupplung DHT		951,58 kg mm <sup>2</sup>
<b>Gesamtträgheit Antriebswelle 1</b>		DHT      5332,68 kg mm <sup>2</sup>
		Speed2E      4236,08 kg mm <sup>2</sup>

**Tabelle 23:** Massenträgheiten Antriebswelle 2

Bezeichnung	Abbildung	Massenträgheit
Nebenwelle		2101,36 kg mm <sup>2</sup>
Drehzahlsensor Nebenwelle		137,7 kg mm <sup>2</sup>
Riemenscheibe Nebenwelle		484,5 kg mm <sup>2</sup>
Nebentriebwelle		204,92 kg mm <sup>2</sup>
Riemenscheibe Nebentriebwelle		880 kg mm <sup>2</sup>
Spannsatz Neben- triebwelle		87,8 kg mm <sup>2</sup>
Nebentriebwelle Lagerbefestigung		446,31 kg mm <sup>2</sup>
Metallbalgkupp- lung		320 kg mm <sup>2</sup> (Anhang B 14)
Klauenkupplung Speed2E		2048,18 kg mm <sup>2</sup>
Klauenkupplung DHT		951,58 kg mm <sup>2</sup>
<b>Gesamtmassträgheit Antriebswelle 2</b>		DHT      6710,77 kg mm <sup>2</sup>
		Speed2E      5614,17 kg mm <sup>2</sup>

Je nach verwendetem Schaltelement unterscheiden sich die Massenträgheiten aufgrund der verschiedenen Kupplungskörper. Dabei sind die Gesamtträgheiten kleiner als  $0,007 \text{ kgm}^2$ , wodurch die Trägheit kleiner als die minimale Trägheit der Anforderungsliste ist. Das bedeutet, dass durch zusätzliche Schwungmassen die Trägheit an den gewünschten Bereich angepasst werden kann und damit die Anforderung erfüllt wird. Eine Abbildung eines realen Getriebes ist somit möglich.

## 6 Vorstellung und Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse der Konstruktionsphase vorgestellt und diskutiert werden. Zunächst folgt eine Beschreibung des Gesamtaufbaus, danach wird auf die einzelnen Module eingegangen.

### 6.1 Gesamtaufbau

Eins der wesentlichen Ziele und Anforderungen des neuen Prüfstands ist die Modularität. Die austauschenden Schaltkomponenten sollen gut zugänglich sein und die verschiedenen Aktoren sollen mit wenigen Handgriffen ebenfalls austauschbar sein. Aus diesem Grund unterteilt sich der Prüfstand in ein Hauptmodul, ein Nebenmodul und verschiedene Aktorikmodule. Diese Aufteilung ermöglicht einen einfachen und schnellen Umbau des Prüfstands. Der Gesamtaufbau ist auf einem Tisch aus Konstruktionsprofilen der Marke ITEM aufgebaut. Aktorikmodul und Nebenmodul können dabei auf eine Nutenplatte aufgeschoben werden und somit an der gewünschten Stelle mithilfe von Nutensteinen positioniert werden.

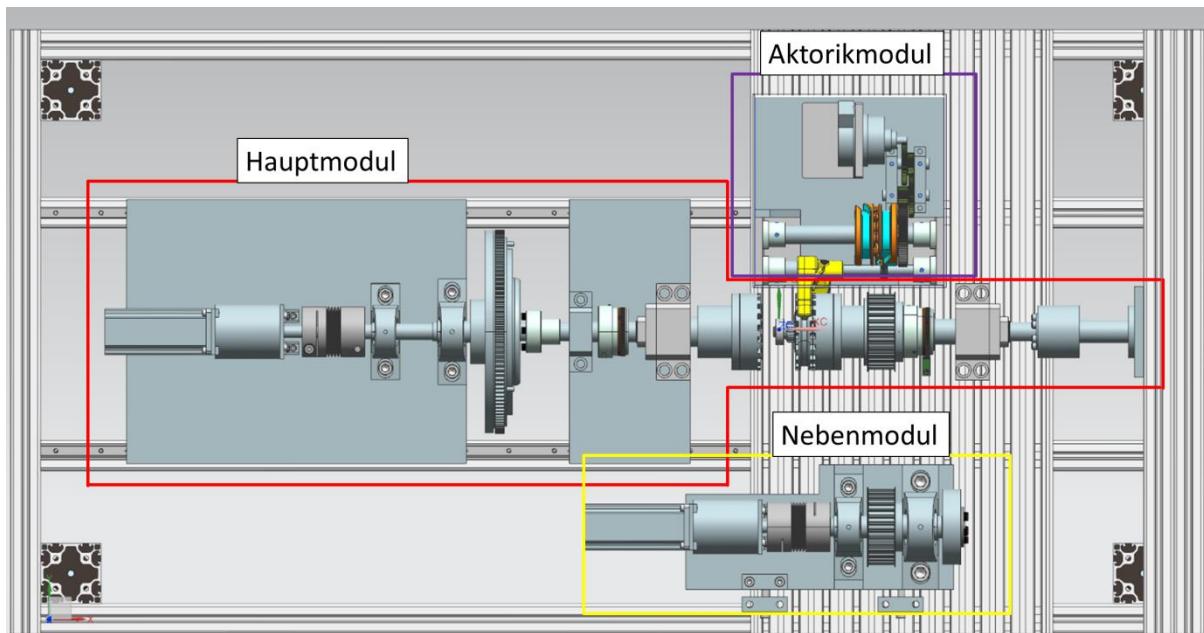


Abbildung 31: Draufsicht Gesamtaufbau Prüfstand

## 6.2 Hauptmodul

Das Hauptmodul ist das Kernstück des Prüfstands. Es setzt sich aus mehreren Bereichen zusammen. Die Bereiche A und B in Abbildung 32 sind dabei axial verschiebbar ausgeführt und gewähren den Zugang zu den Schaltelementen. Alle anderen Bereiche sind axial fest mit dem Prüfstandtisch verbunden.

Der Bereich A des Hauptmoduls enthält den Antrieb Primärseite und sieht eine Lagerung für zweiteilige Schwungmassen vor. Im Bereich B wird die Drehzahl der Primärseite erfasst sowie eine Montagemöglichkeit für eine weitere Schwungmasse zur Verfügung gestellt. Auf der Abtriebseite ist eine Aufnahme für die Kupplungskörper vorgesehen.

Im Bereich C ist die Hauptwelle angeordnet die auf ihrer Abtriebs-Seite die Schnittstelle zum Bereich E der Torsionswelle bildet. Außerdem sitzen auf der Hauptwelle die Synchronkörper sowie die Schaltmuffe, die über das Aktorikmodul bewegt wird. Der Bereich D verbindet den Nebenantrieb mit dem Hauptmodul und dort wird auch die Drehzahl der Sekundärseite erfasst. Auch hier ist eine Aufnahme für die Kupplungskörper vorgesehen.

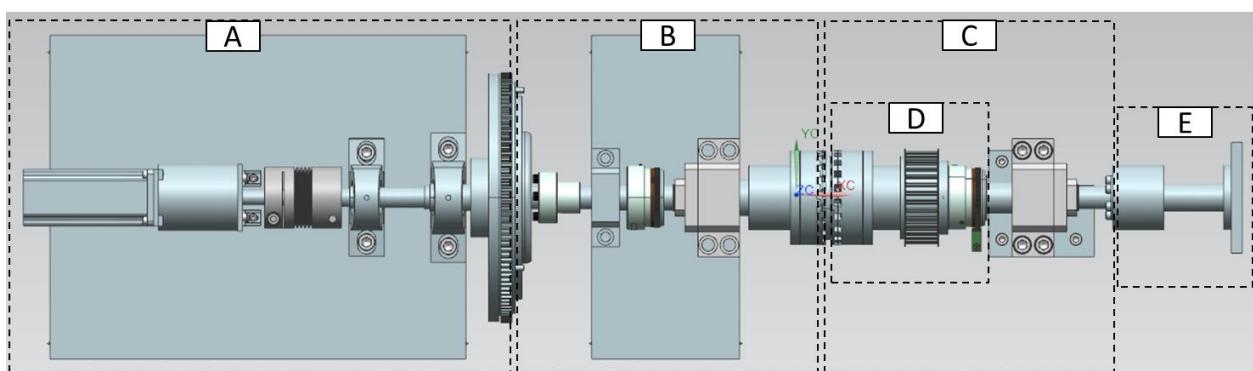


Abbildung 32: Draufsicht Hauptmodul mit Unterteilung in die verschiedenen Bereiche

### 6.2.1 Antrieb und Zwischenwelle

Der Antriebsmotor im Bereich B der Abbildung 32 ist wahlweise mit oder ohne Getriebe zur Unterstellung ausgeführt. Der Antrieb wird mithilfe einer Metallbalgkupplung wahlweise direkt mit der Hohlwelle oder durch die Zwischenschaltung der Zwischenwelle (Bei dem Einsatz des DHT Schwungrades) verbunden. Die Zwischenwelle übernimmt dabei die Aufgabe das zweiteilig aufgebaute DHT Schwungrad antriebseitig abzustützen. Motor, Getriebe, Kupplung und die wahlweise verbaute Zwischenwelle sind dabei auf einer Grundplatte platziert. Diese ist an der Unterseite mit vier Führungswagen auf zwei Linearschienen geführt. Die Linearschienen verlaufen parallel zur Wellenachsen und sind mit dem Prüfstandtisch verschraubt. Die Linearführung ermöglicht damit ein einfaches axiales Verschieben des Gesamten Aufbaus (Bereich A). Motor und Getriebe werden durch zwei Halteplatten abgestützt und mit der verschieblichen Grundplatte verschraubt. Beim

Wegfall der Zwischenwelle kann die Motor-Getriebe-Einheit entsprechend weiter in Richtung des Bereichs B platziert werden, sodass die Kupplung direkt an der Hohlwelle im Bereich B angebunden werden. Die Zwischenwelle wird auf zwei Stehlagern gelagert, die ebenfalls mit der Grundplatte verschraubt sind.

### 6.2.2 Hohlwelle

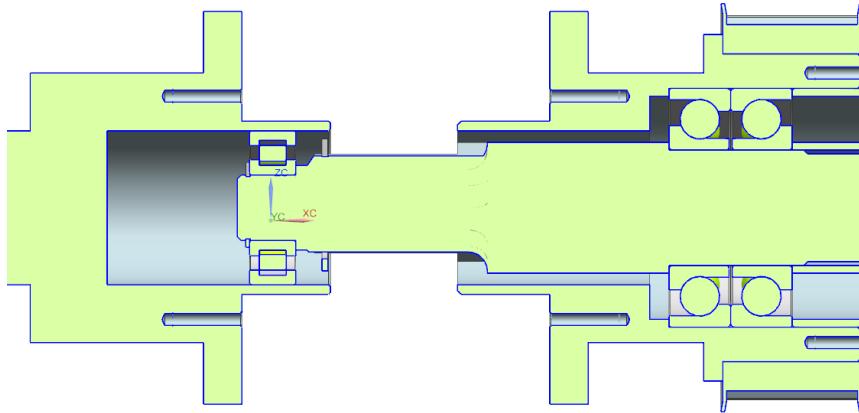
Die Hohlwelle im Bereich B der Abbildung 32 wird wahlweise direkt mit der Metallbalgkupplung angetrieben oder durch eine Verzahnung am DHT-Schwungrad angebunden. Zusätzlich lässt sich optional über einen Spannsatz eine zweite Schwungmasse auf der Welle zwischen Lager und DHT-Schwungrad anbringen. Dadurch das der Bereich A unabhängig von dem Bereich B axial bewegt werden kann, ist ein einfacher Austausch der zusätzlichen Schwungmasse möglich. Die Hohlwelle wird mithilfe eines spielfreien Lagerbocks mit einer angestellten Lagerung als Festlager (rechtes Lager) und dem dazugehörigen Loslager (linkes Lager) gelagert. Diese Lagerkombination wird üblicherweise bei der Lagerung von Führungsspindeln eingesetzt und gewährleistet einen spielfreien Lauf auch bei der Aufnahme hoher axialer Kräfte. Zwischen den beiden Lagerstellen ist der Drehzahlssensor der Primärtriebseite angeordnet. Die Abtriebsseite der Hohlwelle ist so ausgeführt, dass eine Vielzahl verschiedener Kupplungskörper aufgenommen werden kann. Die Maße der Kupplungskörper ist dabei auf einen Innendurchmesser von minimal 45 mm beschränkt. Dieser Innen- durchmesser dient gleichzeitig als Bund der axialen Zentrierung der Kupplungskörper und erleichtert somit die Montage. Die Breite der Aufnahme beträgt 25 mm, wodurch auch schmalere Kupplungskörper durch den Einsatz von Distanzscheiben auf die gewünschte Position gebracht werden können. Die Kupplungskörper werden mithilfe von zwölf Schrauben der Größe M4x35 der Festigkeitsklasse 12.9 mit einem Anzugsdrehmoment von 5,1 Nm [14] (Berechnung analog zu Abschnitt 5.2.5) wahlweise von hinten (Gewinde im Synchronkörper) oder von der Kupplungsseite (Gewinde in der Hohlwelle) verschraubt. Der Lochkreis der Gewinde in der Hohlwelle beträgt dabei 58 mm und der Lochkreis der Durchgangbohrungen in der Hohlwelle beträgt 80 mm.

### 6.2.3 Hauptwelle

Die Hauptwelle Bereich C der Abbildung 32 stellt die Schnittstelle der verschiedenen Wellen sowie der An- und Abtriebe dar, siehe Abbildung 33. Das Festlager wird identisch zu dem Festlager aus vorherigem Abschnitt ausgeführt. Das Loslager, welches in der Hohlwelle gelagert ist, wird als Zylinderrollenlager ausgeführt, um eine ausreichende Tragzahl der Lagerstelle sicherzustellen. Der innere Lagersitz ist fest mit der Hauptwelle verbunden. Der äußere Lagersitz hingegen wird als Spielpassung in der Hohlwelle ausgeführt. Dies ermöglicht eine axiale Verschiebbarkeit der Hohlwelle. Durch diese spezielle Lagerstelle und die axiale Verschiebbarkeit der Bereiche A und B (Abbildung 32) durch die Linearführung, ermöglicht den einfachen Zugang zu den Kupplungselementen. Zudem kann hiermit auch das Spiel der Kupplungskörper zum Synchronkörper variiert werden.

Für die Aufnahme der Synchronkörper wurde auf der Hauptwelle eine Keilwellen Verzahnung nach DIN ISO 14 angefertigt die das Drehmoment wahlweise von der Hohlwelle (Primärseite) oder von der Nebentriebwelle (Sekundärseite) in die Hauptwelle einleitet.

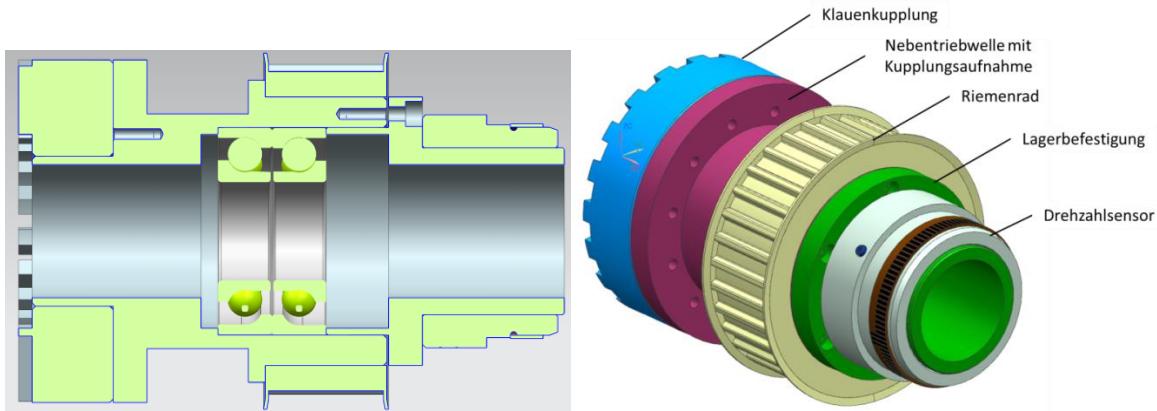
An der Abtriebsseite der Hauptwelle ist die Torsionswelle zur Drehmomentmessung angeordnet. Diese wird durch die Verwendung eines Spannsatzes mit der Hauptwelle verbunden.



**Abbildung 33:** Hauptwelle mit der Verbindung zur Hohlwelle (links) und der Nebentriebwelle (rechts)

#### 6.2.4 Nebentriebwelle

Die Nebentriebwelle Bereich D der Abbildung 32 liefert das Drehmoment der Sekundärseite und ist über einen Zahnriemen mit dem Nebenmodul verbunden. Die Lagerung der Nebentriebwelle erfolgt mit einer angestellten O-Lagerung und ist somit ebenfalls spielfrei (Abbildung 34). Bei den Lagern handelt es dabei um zwei in O-Ordnung zusammengepasste Lager die am Innenring mithilfe einer Wellenmutter vorgespannt werden. Die äußere Fixierung der beiden Lager erfolgt über einen hohl ausgeführten Deckel der gleichzeitig auch als Aufnahme des zweiten Drehzahlsensors der Sekundärseite dient. Das Zahnriemenrad ist über einen Querpressverband auf der Nebentriebwelle fixiert. Die Aufnahme für die Kupplungskörper erfolgt analog zu der Ausführung an der Hohlwelle.



**Abbildung 34:** Aufbau Nebentriebwelle im Schnitt links und isometrische Ansicht rechts

### 6.3 Nebenmodul

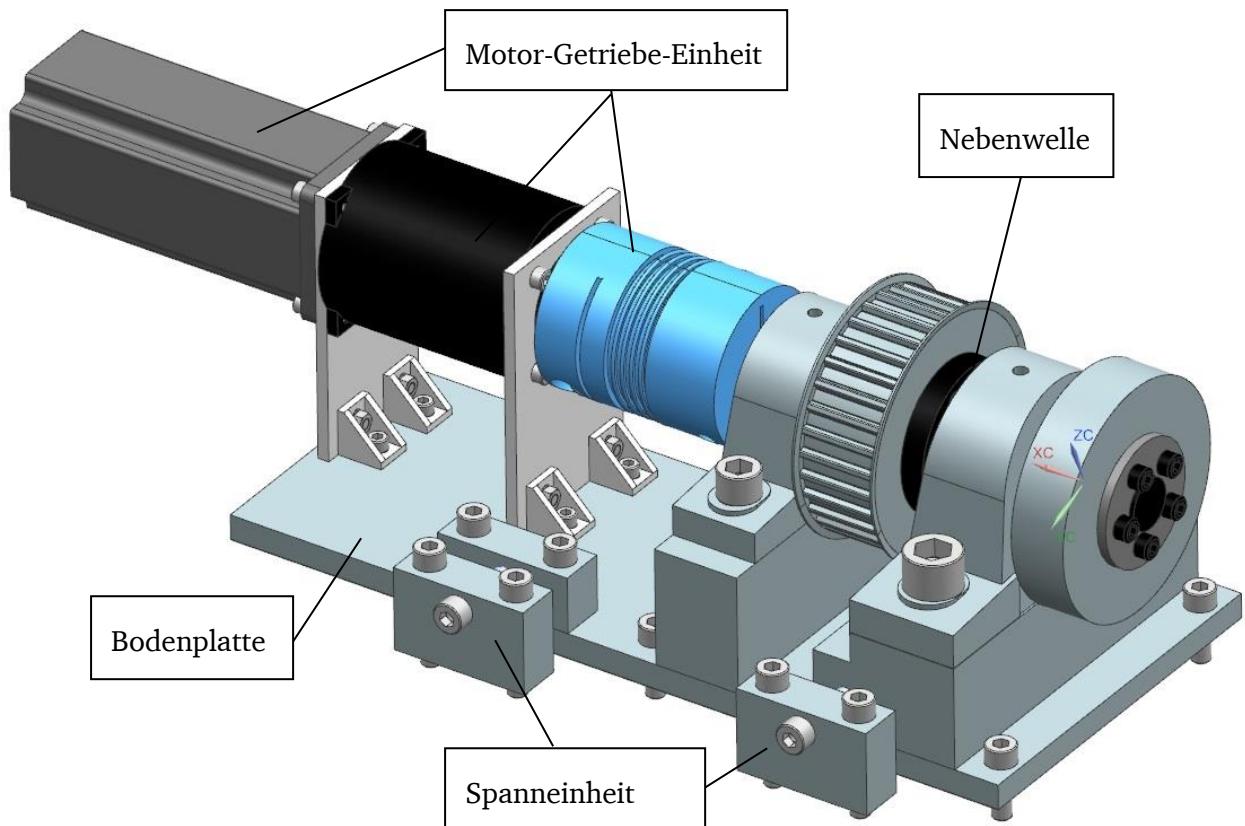
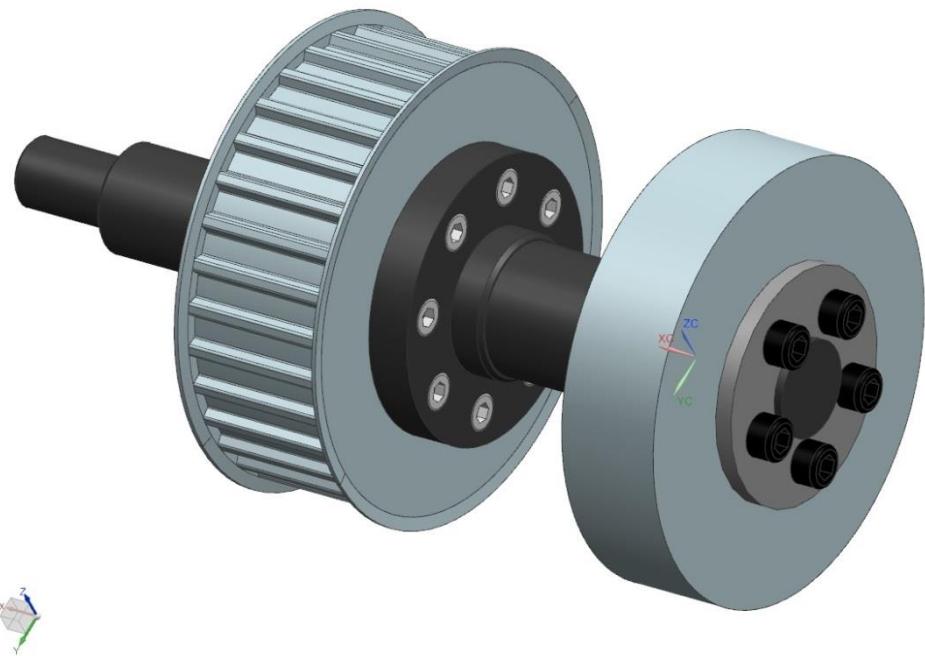


Abbildung 35: Nebenmodul

Das Nebenmodul setzt sich aus vier Hauptbestandteilen zusammen:

- I) Nebenwelle
- II) Motor-Getriebe-Einheit
- III) Bodenplatte
- IV) Spanneinheit

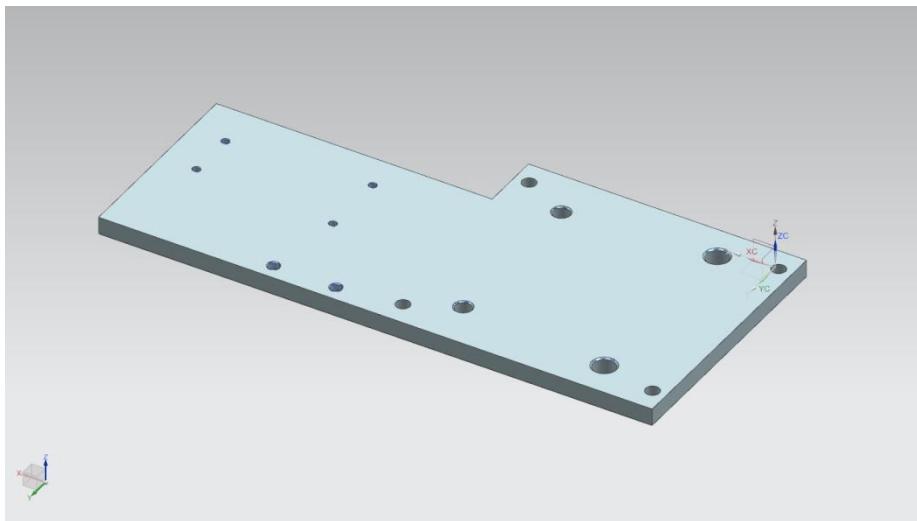
Auf der Nebenwelle (Abbildung 36) wird die Schwungmasse und die Riemscheibe befestigt. Dazu wird die Riemscheibe von links auf die Welle geschoben und mit dem Wellenflansch verschraubt (Abbildung 36). Das Drehmoment der Riemscheibe wird dabei mittels Flächenpressung an die Nebenwelle weitergegeben. Die Riemscheibe ist dabei mittig zwischen den Wellenlagern positioniert, um eine gleichmäßige Verteilung der Lagerkräfte und damit eine gleichmäßige Belastung der Lager zu erzeugen (Abbildung 35).



**Abbildung 36:** Nebenwelle des Nebenmoduls mit Riemenscheibe und Schwungmasse

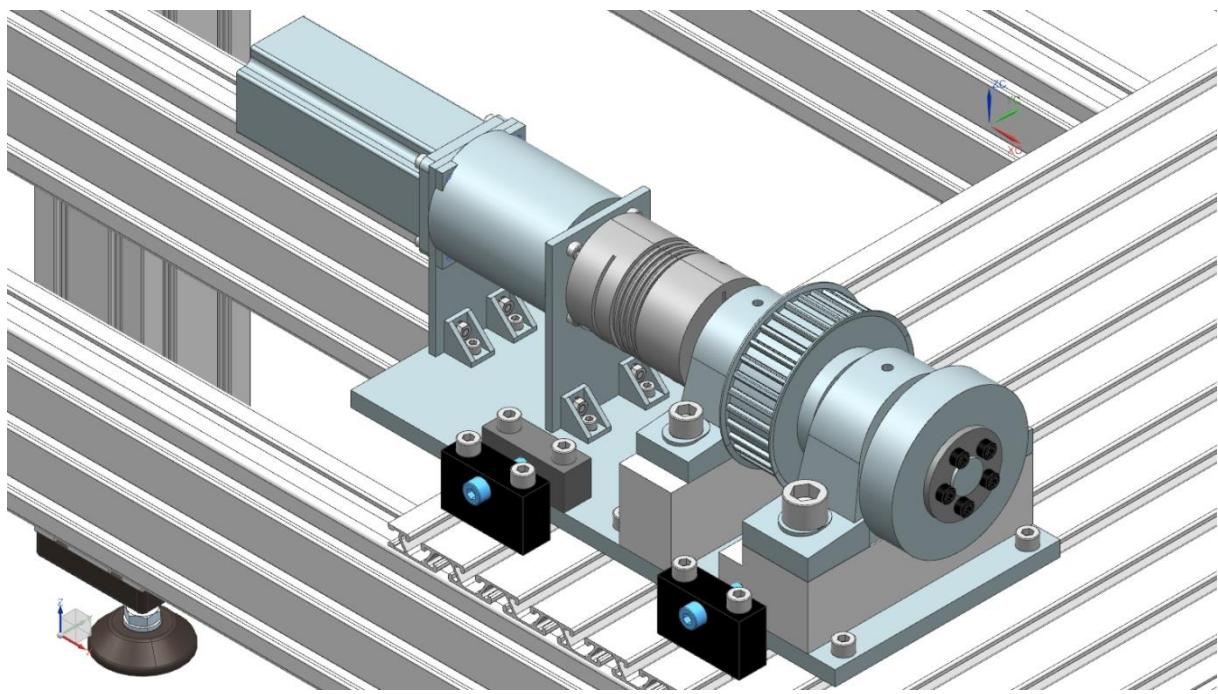
Die Lagerung ist in Form einer Fest-Los-Lagerung ausgeführt. Die Schwungmasse wird außerhalb des Lagerbereichs, auf dem rechten Wellenende mittels einer Spannbuchse montiert (Abbildung 36). Dadurch wird ein Wechsel der Schwungmasse ohne Demontage der Welle oder anderer Bauteile ermöglicht. Über zwei Verbindungselemente sind die Wellenlager mit der Bodenplatte verbunden. Die Motor-Getriebe-Einheit (Abbildung 35: dunkelgrau: Motor; schwarz: Getriebe; hellgrau: Halteplatten mit Winkel; blau: Metallbalkkupplung) dient dem Antrieb der Nebenwelle. Diese wird mittels einer Metallbalgkupplung mit der Nebenwelle verbunden. Die Motor-Getriebe-Einheit wird durch zwei Halteplatten auf der Bodenplatte abgestützt und mit der Bodenplatte verbunden.

Die Bodenplatte (Abbildung 37) des Nebenmoduls dient der Modulbauweise des Systems. Dadurch kann das gesamte Nebenmodul als eine Einheit auf dem Prüfstand verschoben und von dem Prüfstand entfernt werden. Dies ist sinnvoll, da zum Austausch der Schaltelemente an der Hauptwelle der Riementrieb entspannt werden muss. Durch die Modulbauweise kann dies ohne zusätzliche Demontagearbeiten geschehen. Zusätzlich dient die Bodenplatte der Ausrichtung der einzelnen Bauteile zueinander und der Befestigung am Nutentisch.

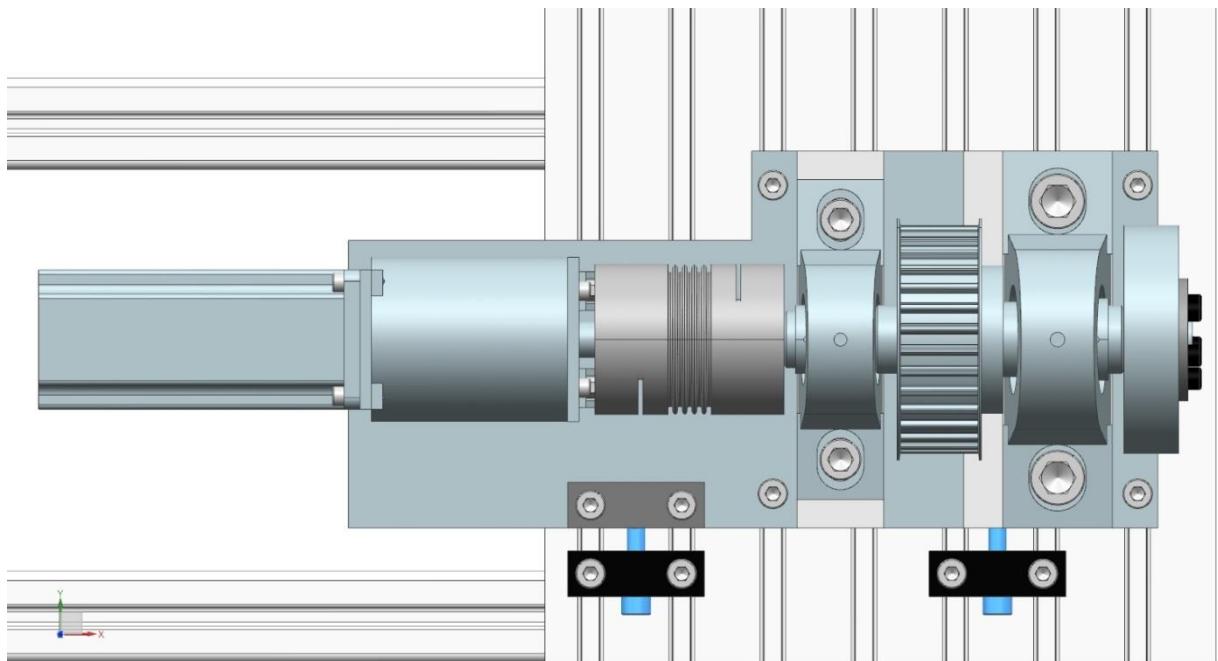


**Abbildung 37:** Bodenplatte Nebenmodul

Die Spanneinheit (Abbildung 38) dient dem Spannen des Riementriebs. Die Spanneinheit besteht dabei aus zwei fest an der Nutenplatte verschraubten Quadern (Abbildung 38 sowie Abbildung 39, schwarz) und der beweglichen Nebenmoduleinheit. Auf der Bodenplatte der Nebenmoduleinheit befindet sich dabei als Gegenstück ein Quader (Abbildung 38 sowie Abbildung 39, dunkelgrau) mit Gewindebohrung zur Aufnahme einer der Spannschrauben (Abbildung 38 sowie Abbildung 39, blau), die zweite Spannschraube wird in dem Verbindungselement des Festlagers verschraubt. Durch die Verschraubung der Bodenplatte mit der Nutenplatte wird das Nebenmodul beim Spannen geführt. Das Spannen muss dabei Simultan an beiden Schrauben durchgeführt werden, um ein Verdrehen und Verkanten des Moduls zu verhindern. Nach dem Spannen werden die Befestigungsschrauben der Bodenplatte angezogen und das Modul dadurch fest mit dem Nutentisch verbunden.



**Abbildung 38:** Spanneinheit Nebenmodul - isometrische Ansicht



**Abbildung 39:** Spanneinheit Nebenmodul - Draufsicht

Die Spanneinheit wird auch zum Entspannen des Riemens verwendet. Dazu werden die Befestigungsschrauben der Bodenplatte gelöst und in einem zweiten Schritt die Vorspannschrauben gleichmäßig geöffnet.

## 6.4 Aktor-Module

Ein wesentliches Ziel des Prüfstandes ist die Erprobung verschiedener neuartiger Aktoren zur Betätigung der Schaltgabel. Aus diesem Grund werden die verschiedenen Aktoren als Modul gestaltet um einen einfacheren Austausch der Module und somit eine hohe Flexibilität des Prüfstands zu erreichen. Jedes Modul wird auf einer separaten Bodenplatte aufgebaut, welche wiederum auf der Nutenplatte des Prüfstands aufgeschoben, ausgerichtet und anschließend verschraubt werden kann. Der einzige einschränkende Faktor ist dabei der Bauraum des Hauptmoduls.

Der Wechsel der Schaltelemente erfordert ein ausrücken der Schaltgabel aus der Schaltmuffe, wodurch das gesamte Aktor-Modul auf der Nutenplatte vom Hauptmodul weg geschoben werden muss. Um ein erneutes Ausrichten der Aktor-Module nach dem Wechsel zu vermeide, befinden sich in den Bodenplatten V-förmige Aussparungen, siehe Abbildung 40. Diese werden zur Positionierung genutzt. Auf der Nutenplatte wird das Gegenstück beim erstmaligen Ausrichten des Aktor-Moduls montiert. Dadurch muss das Aktor-Modul nur einmalig ausgerichtet werden und kann anschließend wiederholt mithilfe des Zentrierwinkels auf diese Position geschoben werden.

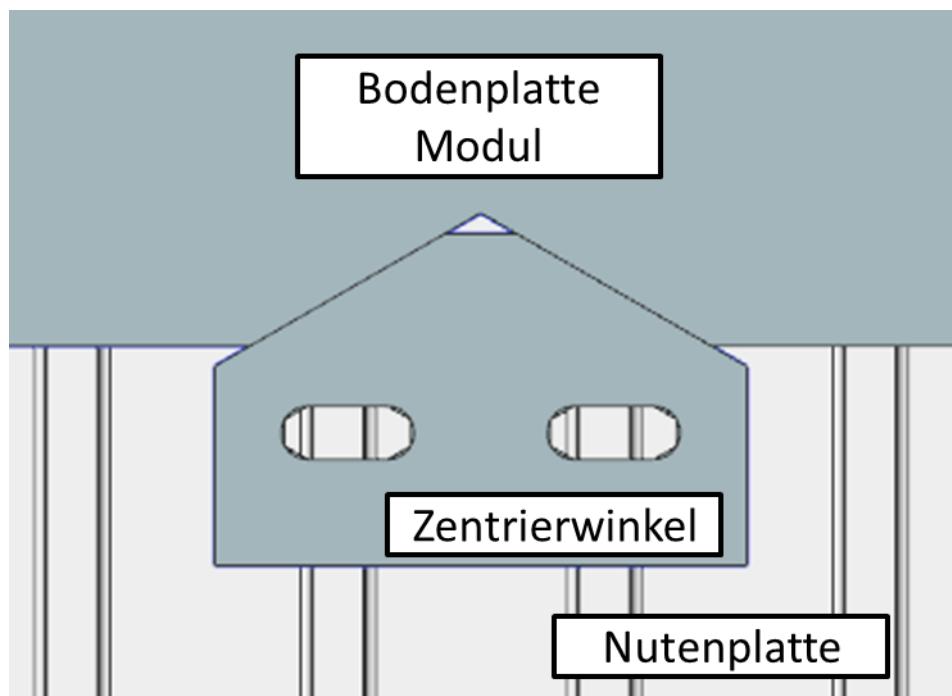


Abbildung 40: V-förmige Zentrierung der Module

#### 6.4.1 Speed2E

Das Aktor Modul von Speed2E wird in seiner Grundform aus dem bestehenden Prüfstand übernommen und die Rahmenkonstruktion auf den Aufbau auf einer Bodenplatte abgeändert. Zusätzlich werden alle bestehenden Halterungen überprüft und optimiert, siehe Abbildung 41.

Für die Aufnahme der Schaltgabelwelle und der Schaltwalzenwelle werden zwei L förmige Halter verwendet, die auf der Bodenplatte verschraubt werden. In diesen Halterungen sind die Halteflansche mit Bund für die Führung der Wellen zentriert und verschraubt. Durch den Bund richten sich die Haltflansche in den Halterungen aus und gewährleisten die Ausrichtung der beiden Wellen zueinander. Zusätzlich wird die eine Halterung verstärkt, um die axialen Kräfte der Schaltwalze aufzunehmen. Die Getriebehalter werden im Vergleich zum alten Prüfstand deutlich vereinfacht. Sie bestehen aus zwei Getriebehalterböcken die zwei Bohrungen mit dem Getriebewellenabstand haben. In diesen Bohrungen sind die Halterohre der Getriebewellen mithilfe jeweils einer Schraube verklemmt. Dadurch werden die Halterohre auf einer festen Position befestigt und die Getriebewellen können gut zwischen den beiden Böcken ausgerichtet werden. Der Motorhalter wird ebenfalls mit einer L förmigen Halterungen auf der Bodenplatte verschraubt.

Der gesamte Aufbau kann auf der Bodenplatte ausgerichtet und vormontiert werden. Anschließend wird das Modul auf die Nutenplatte aufgeschoben und über Bohrungen in der Bodenplatte mit der Nutenplatte verschraubt.

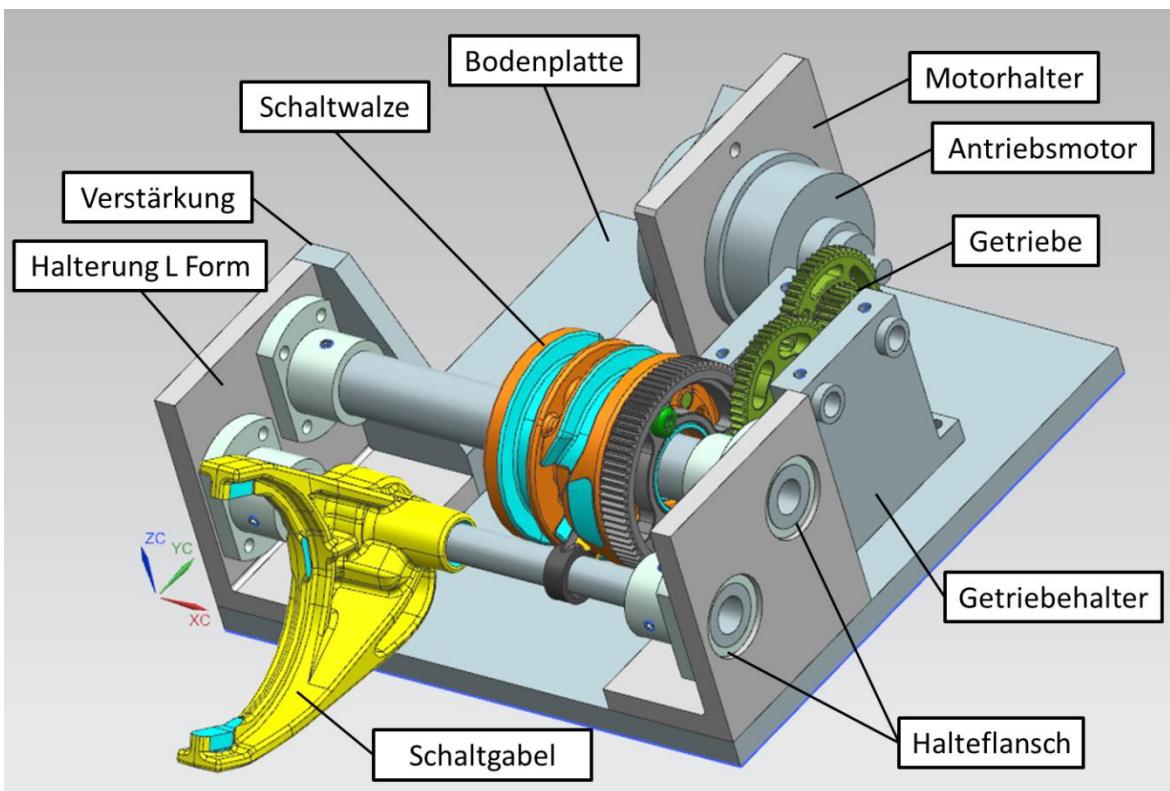
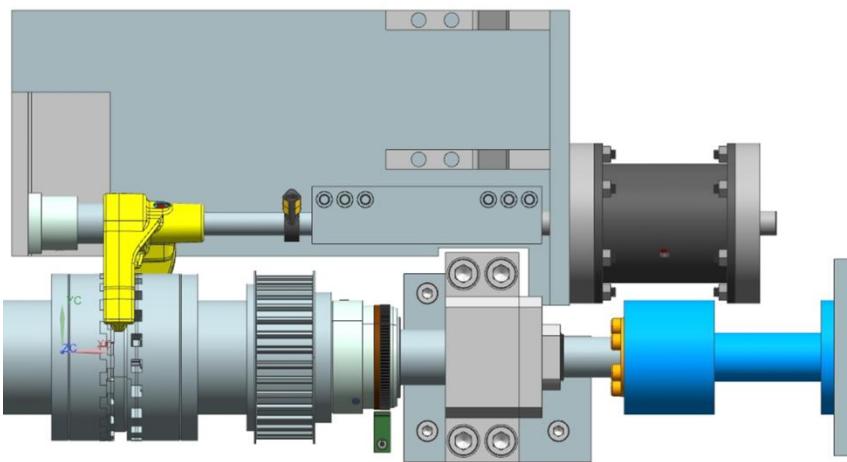


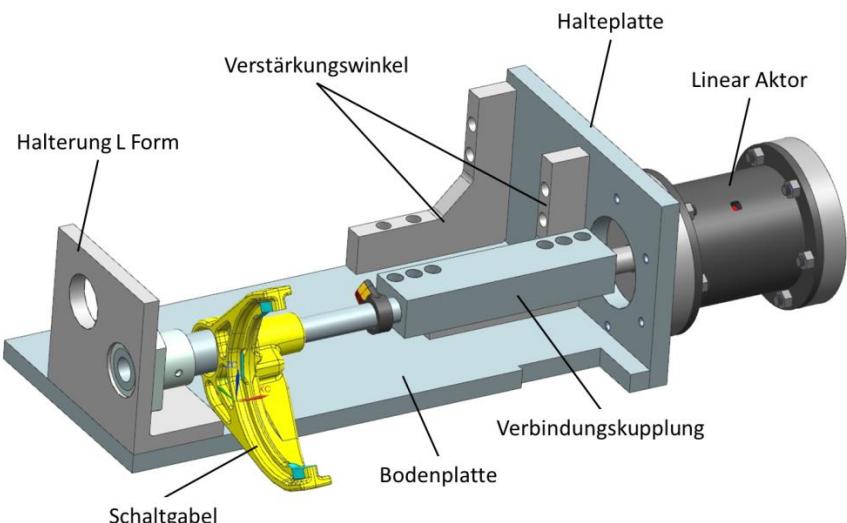
Abbildung 41: Aktor Modul Speed2E

#### 6.4.2 Aktor Modul Linearaktor



**Abbildung 42:** Eingeschränkter Bauraum Linearaktor

Das Aktor Modul Linearaktor wird ebenfalls auf einer Bodenplatte aufgebaut. Durch den einschränkenden Bauraum des Hauptmoduls muss der Linearaktor axial versetzt angeordnet werden (Vgl. Abbildung 42). Durch diese versetzte Anordnung wird eine spezielle Verbindungskupplung benötigt, um die Schaltkraft des Linearaktors auf die Schaltgabelwelle zu übertragen. Diese Verbindungskupplung wird als geschlitzte Kupplung ausgeführt und mithilfe von jeweils 3 Schrauben der Größe M5 pro Seite auf die Welle geklemmt. Der Aktor wird von außen an einer Halteplatte verschraubt, die mit der Bodenplatte verschraubt ist und zusätzlich über zwei Winkel verstärkt wird (Vgl. Abbildung 43). Durch diese Konstruktion werden die axialen Kräfte des Aktors aufgenommen und gegenüber der Bodenplatte abgestützt. Die Schaltstange wird analog zur Speed2E Schaltgabel gelagert.



**Abbildung 43:** Aufbau Aktor Modul Linearaktor

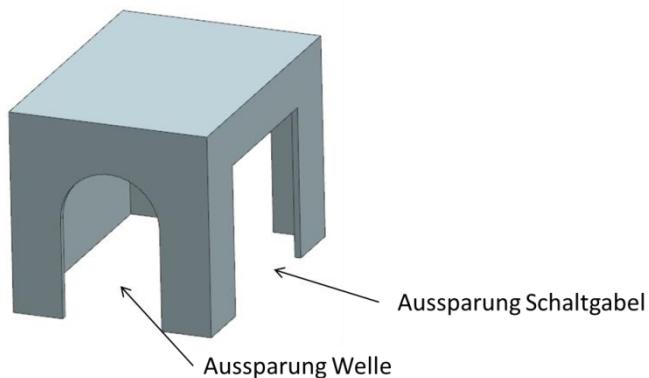
## 6.5 Ölschmierung

Für den Betrieb des Prüfstands ist im Bereich der Synchronkörper, der Schaltkomponenten und im Fall von Speed2E im Bereich der Schaltwalze und Schaltgetriebe eine Ölschmierung notwendig. Hierzu wird durch dieses ADP ein Konzept ausgearbeitet.

Damit das Öl nur an den Schaltkomponenten und im Falle des Speed2E Moduls auch an der Stell-Aktorik angreift, werden die Ölbereiche gekapselt. Dazu werden zwei Bereiche unterschieden:

- I) Der Bereich der Schaltkomponenten am Hauptmodul
- II) Der Bereich der Stell-Aktorik für Speed2E

Der Bereich I umschließt den Teil des Hauptmoduls, auf dem die Schaltkomponenten sitzen. Die Kapselung besteht aus einem Rechteckförmigen Deckel aus Plexiglas, der an der Stelle der Schaltgabel eine Aussparung besitzt. Zusätzlich besitzt die Einhausung auch an beiden Seiten eine Aussparung für die Durchgänge der Welle, um die Kapselung über der Welle platzieren zu können (Vgl. Abbildung 44).



**Abbildung 44:** Beispielgeometrie des Bereich 1 des Eingriffsschutzes

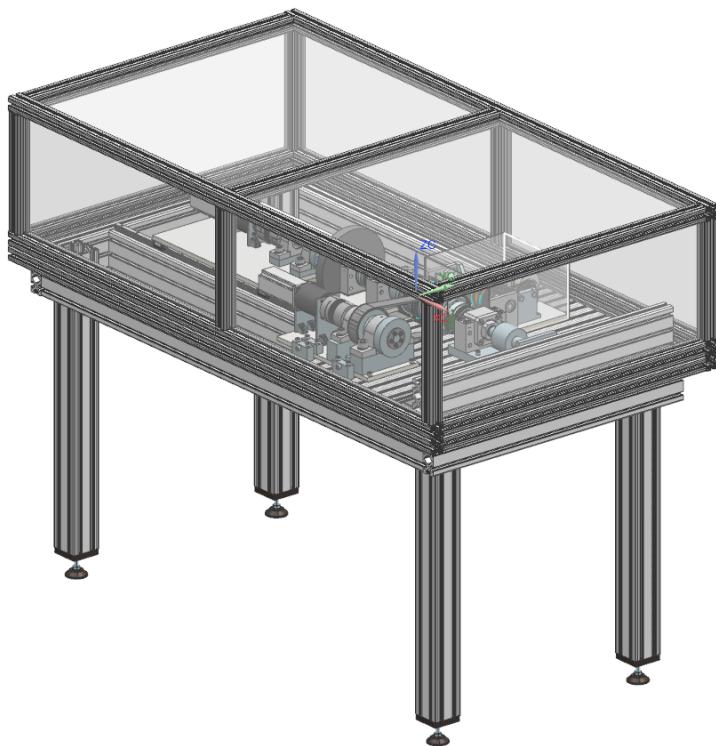
Bereich II umschließt die Stell Aktorik der Speed2E Baugruppe. Dieser setzt sich aus einer rechteckigen Plexiglaskonstruktion zusammen, die ebenfalls an der Stelle der Schaltgabel eine Aussparung besitzt.

Neben der Kapselung dieser zwei Bereiche muss das Öl auch wieder aufgefangen werden. Dazu wird der gesamte Prüfstand  $5^\circ$  in Richtung der Aktor Module geneigt, um ein Abfließen des Öls entlang der Nuten des Nutentisches zu erzeugen. Das Öl fließt am Rand des Tisches in eine Rinne und wird anschließend in einem Ölreservoir aufgefangen. Dieses wird zusammen mit der Ölpumpe unter dem Tisch angebracht. Die Ölpumpe fördert das Öl über ein Schlauchsystem zu den relevanten Stellen. Somit ergibt sich ein geschlossener Kreislauf.

Die Ölkapselung und Versorgung ist unabhängig von dem jeweiligen verwendeten Modul und behindert dadurch nicht die Modularität des Prüfstands.

## 6.6 Eingriffsschutz

Um die Sicherheit am Prüfstand zu gewährleisten ist dieser mit einem Eingriffsschutz versehen. Dadurch soll zum einen das Eingreifen in den Prüfstand während des Betriebs verhindert. Wichtig ist dabei, dass durch den Eingriffsschutz der Blick in den Prüfstand nicht nennenswert behindert wird, um die durchgeführten Untersuchungen beobachten zu können. Das Konzept sieht dabei einen Rahmen aus ITEM-Profilen vor, welche mit Plexiglas verkleidet werden. Der Rahmen umschließt dabei den Gesamten Prüfstand, siehe Abbildung 45.



**Abbildung 45:** Eingriffsschutz am Prüfstand

## **7 Ausblick und Fazit**

Das Ziel des ADPs, einen neuen Prüfstand für die Untersuchung verschiedener Schaltaktoren und Schaltelemente zu konzipieren und zu konstruieren wurde erreicht. Grundlage des Projekts war dabei ein bestehender Prüfstand für die Untersuchung von Schaltvorgängen und Kupplungsgeometrien. Durch den starren Aufbau war dieser jedoch für die Untersuchung unterschiedlicher Kupplungsgeometrien ungeeignet und ein Umbau mit einem hohen Zeitaufwand verbunden. Der Einbau anderer Schaltaktoren war zum Zeitpunkt der Konstruktion des Vorgängerprüfstands nicht vorgesehen.

Anhand der gesammelten Erfahrungen und neuer, zusätzlicher Anforderungen wurde eine Anforderungsliste für den neuen Prüfstand erstellt. Die Kernthemen waren dabei Antrieb, Sensorik, Umgebungsbedingungen, Bauraum, Modularität und Dynamik. Ein besonderer Fokus lag dabei auf der Modularität der zu testenden Schaltkomponenten und -aktoren, da sich diese am alten Prüfstand als unzureichend erwiesen hatte.

Auf dieser Grundlage wurden drei Varianten für einen Prüfstandsaufbau erstellt. Diese wurden anhand einer Bewertungsmatrix nach priorisierten Anforderungen analysiert und schließlich die geeignete Variante ausgewählt.

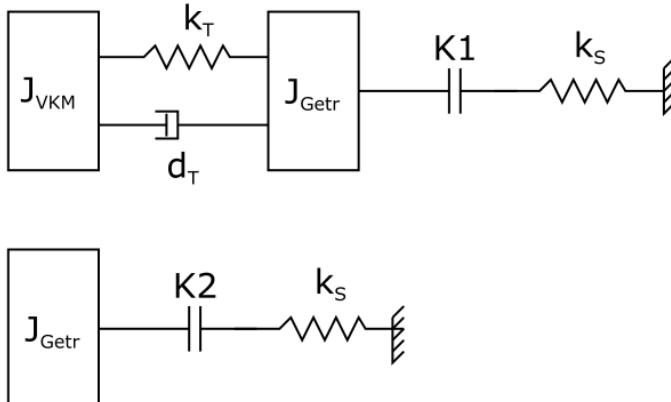
Diese Variante besteht aus einer fest eingespannten Welle mit der Aufnahme der Schaltmuffe und der Lagerung der Abtriebswelle. Auf dieser Abtriebswelle ist die Nebentriebwelle mit der Aufnahme für einen Kupplungskörper gelagert die über einen Zahnrämen vom Nebentrieb angetrieben wird. Der Nebentrieb enthält eine Schwungmasse und wird mithilfe eines Motors und einem Planetengetriebe angetrieben. Der zweite Kupplungskörper sitzt auf einer Hohlwelle, die gleichzeitig als weitere Stützstelle für die Abtriebswelle dient. Hierfür besitzt die Abtriebswelle ein wellenfestes Lager, welches in der Hohlwelle axial verschiebbar ist. Die Hohlwelle ist mit zwei Lagerstellen ausgeführt. Angetrieben wird sie über einen Riemen, der das Drehmoment von der Nebentriebwelle überträgt. Diese wird analog zur Hauptwelle ebenfalls mit einem Motor mit Getriebe beschleunigt und kann ebenfalls eine Schwungmasse aufnehmen.

Um die Anforderungen an den Antrieb zu erfüllen, wurde ein Brushless-DC-Motor mit Getriebe gewählt. Durch den Einsatz eines Getriebes ist ein gut regelbarer Betrieb auch bei geringen Drehzahlen möglich. Die Verwendung eines Getriebes verringert ermöglicht den Einsatz eines Motors mit geringerem Nennmoment, wodurch eine kleinere Leistungsklasse gewählt werden kann, und das erforderliche Stellmoment trotzdem erreicht wird. Um die Anforderung der Modularität der Kupplungselemente zu gewährleisten wurde eine Möglichkeit gefunden, alle Synchronkörper mit einer einheitlichen und genormten Wellenaufnahme zu gestalten. Dadurch können unterschiedliche Synchronkörper ohne eine Änderung der Abtriebswelle verwendet werden. Zusätzlich wurde die Anbindung des Torsionselements an die Abtriebswelle untersucht und infolge der kritischen Ergebnisse eine neue Anbindung mittels eines Spannsatzes gewählt.

Anschließend wurde mit der Konstruktion des CAD-Modells begonnen. Das Modell setzt sich im Wesentlichen aus drei Bereichen zusammen: einem Hauptmodul, einem Nebenmodul und einem Bereich für die Aktor-Module. Das Hauptmodul unterteilt sich in zwei axial verschiebbare Baugruppen und einer fest mit dem Prüfstandstisch verbundenen Baugruppe. Die verschiebbaren Baugruppen gewähren einerseits Zugang zu den Schwungmassen und andererseits Zugang zu den Kupplungselementen, sodass diese unter geringem Aufwand ein- und ausgebaut werden können. Auf dem verschiebbaren Teil befinden sich auch der Motor sowie das Getriebe für den Antrieb der Primärseite. Die feste Baugruppe dient dazu, die Drehmomente, die über die Kupplung eingebracht werden, abzustützen. Das erfolgt über die Torsionswelle, die mit einer neuen Klemmverbindung an die Hauptwelle angebunden wurde. Die Torsionswelle ist wie beim alten Prüfstand in einem gut zugänglichen Bereich verbaut, sodass die Messtechnik einfach angebracht und verkabelt werden kann. Das Nebenmodul hat die wesentliche Aufgabe eine zweite Gangstufe darzustellen und ist über einen Zahnriemen mit dem Hauptmodul verbunden, wodurch das zweite Kupplungselement angetrieben wird. Das Nebenmodul besteht aus einem Abtrieb für den Zahnriemen einem Antriebsmotor, einem Getriebe und einer austauschbaren Schwungmasse. Der letzte Bereich ist für die Aktor-Module vorgesehen. Dieser ist großzügig dimensioniert, sodass verschiedene zukünftige Schaltaktoren verbaut werden können. Der Bauraum ist bis auf eine Lagerstelle störkonturfrei ausgelegt, sodass neue Aktor-Module problemlos adaptiert werden können. Die Aktor-Module betätigen die Schaltgabel und bilden somit über die Verschiebung der Schaltmuffe eine Verbindung zum Hauptmodul. Zusätzlich wurden noch ein Konzept für eine Ölschmierung inklusive Kapselung sowie ein Eingriffsschutz erstellt.

Das ADP hat gezeigt, dass ein Prüfstand für die vorgegebenen Anforderungen möglich ist. Dadurch können in Zukunft neue Kupplungsgeometrie sowie Schaltaktoren einfach getestet werden. Die Konstruktion ist an einigen Stellen noch zu detaillieren, und die Konzepte für die Ölschmierung und den Eingriffsschutz sind auszuführen. Danach sind noch die Zeichnungen der Bauteile abzuleiten um anschließend die Teile zu fertigen. Die Konzeption der Elektronik wurde in dieser Arbeit nicht betrachtet, da diese parallel in einer anderen Arbeit erstellt wurde.

## Anhang A: Anforderungen an mögliche Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungen



$J_{VKM}$ : Trägheit des VKM's und Schwungmasse  
 $J_{Getr}$ : Trägheit des Getriebes  
 $k_T$ : Steifigkeit Torsionsdämpfer  
 $k_s$ : Steifigkeit Seitenwelle  
 $d_T$ : Dämpfung Torsionsdämpfer  
 $K1$ : Klauenkupplung Gang 1

### $J_{VKM}$ : Trägheit des VKM's und Schwungmasse

Zur Untersuchung von Schaltvorgängen des DHT Antriebs ist es notwendig die Dynamik des Verbrennungsmotors und Torsionsdämpfers darzustellen. Für andere Untersuchungen (z.B. DKG) ist dies nicht notwendig, da beim Schalten per Kupplung das Getriebe vom Eingang getrennt wird. Daher sollen am Prüfstand für die Trägheit des Verbrennungsmotors folgende Trägheiten vorgesehen werden können:

$$0 \leq J_{VKM} \leq 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

### $J_{Getr}$ : Trägheit des Getriebes

Die Trägheit des Getriebes beinhaltet alle Trägheiten des Getriebes. Da im DHT Antrieb hier noch ein weiterer Motor angekoppelt ist entsteht eine große Spreizung in den zu realisierenden Trägheiten:

$$\begin{aligned} 8000 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} &\leq J_{Getr} \leq 40000 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\ 0,008 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} &\leq J_{Getr} \leq 0,04 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

---

---

### **$k_T$ : Steifigkeit Torsionsdämpfer**

Die Steifigkeit des Torsionsdämpfers ist noch nicht bekannt. Wird eine Ersatzsteifigkeit und nicht das Original-Bauteil verwendet, sollen Steifigkeiten in folgendem Bereich realisiert werden können:

$$500 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \leq k_T \leq 1500 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

$$8,7 \frac{\text{Nm}}{1^\circ} \leq k_T \leq 26,1 \frac{\text{Nm}}{1^\circ}$$

### **$d_T$ : Dämpfung Torsionsdämpfer**

Auch die Dämpfung des Torsionsdämpfers ist noch nicht bekannt. Falls nicht das Original-Bauteil verwendet werden kann, soll folgender Bereich abgedeckt werden können:

$$0,1 \frac{\text{Nms}}{\text{rad}} \leq d_T \leq 3 \frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$$

$$0,0017 \frac{\text{Nms}}{1^\circ} \leq d_T \leq 0,052 \frac{\text{Nms}}{1^\circ}$$

### **$k_s$ : Steifigkeit Seitenwelle**

Da könnt ihr euch an der Arbeit von [3] Kapitel 2.2.3 orientieren. Seht dort auch eine entsprechende Flexibilität vor, sodass die Steifigkeit angepasst werden kann.

## Anhang B: Datenblätter

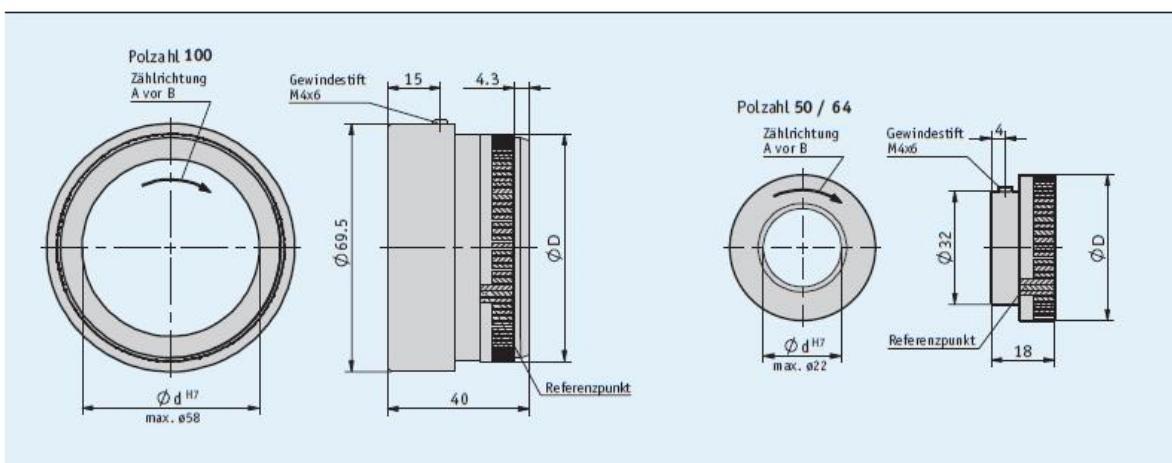
### Anhang B 1: Drehzahlsensor SIKO MR200 und MSK210 ([www.siko-global.de](http://www.siko-global.de))

#### Magnetring MR200

inkremental kodierter Ring mit festem Flansch, 2 mm Pollänge

##### Profil

- einfache Hohlwellenmontage
- Drehgebersystem mit Schutzart IP67 (in Kombination mit MSK210)
- bis zu 2000 Impulse/Umdrehung (8000 Inkremente)
- wahlweise mit Referenzpunkt



#### Mechanische Daten

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Flansch	Aluminium	

##### ■ Maßtabelle

Pole	50	64	100
Durchmesser D [mm]	32.3	41.2	64.14
Umfang [mm]	100	130	200
Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	≤15000	≤11500	≤7500

#### Systemdaten

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Pollänge	2 mm	
Systemgenauigkeit	±0.1°	
Messbereich	360°	

## Magnetrings MR200

inkremental kodierter Ring mit festem Flansch, 2 mm Pollänge

### ■ Impulse/Umdrehung

Polzahl	50	64	100
Skalierungsfaktor Sensor	20	1000	1280
	16	800	1024
	10	500	640
	8	400	512
	5	250	320
	4	200	256
	1	50	64
			100

Tabelle gilt für die Kombination MR200 mit MSK210

### Umgebungsbedingungen

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Umgebungstemperatur	0 ... 60 °C -20 ... 70 °C	Polzahl 50, 64 Polzahl 100
Lagertemperatur	-20 ... 70 °C	
relative Luftfeuchtigkeit	100 %	Betäubung zulässig
Schutzart	IP67	EN 60529

### Bestellung

#### ■ Bestelltabelle

Merkmal	Bestelldaten	Spezifikation	Ergänzung
Polzahl	50      A 64      A 100     A	50 Pole 64 Pole 100 Pole andere auf Anfrage	Hartferrit Hartferrit flexibles Magnetband
Bohrung/Durchmesser	20      B andere auf Anfrage	Ø20 mm	
Befestigungsart	MNG    C ONG    C	Nabengewinde ohne Nabengewinde	
Referenzpunkt	0      D M      D	ohne mit	

#### ■ Bestellschlüssel

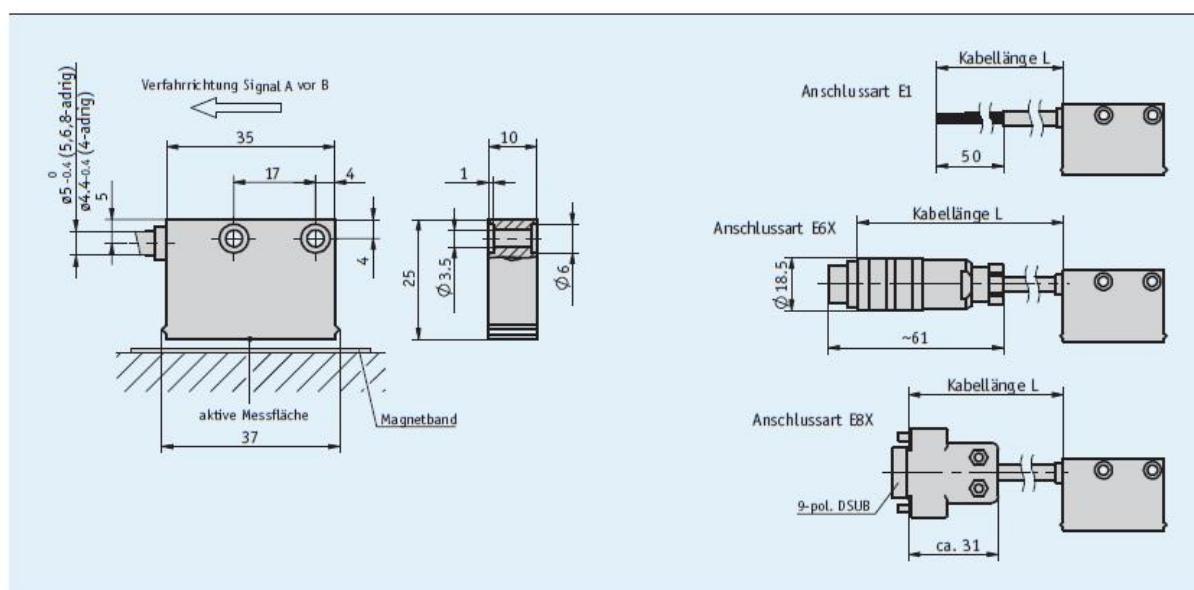
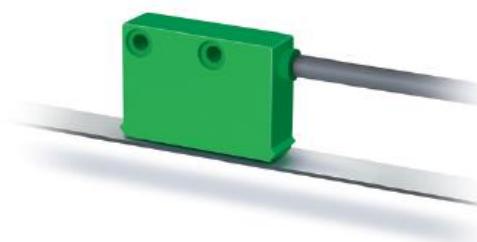
MR200 -  -  -  - 

## Magnetsensor MSK210 rotativ

Kompaktsensor, inkremental, digitale Schnittstelle, Skalierungsfaktor 64

### Profil

- max. Auflösung 0.045° mit MR200 und MBR200 (100 Pole)
- Wiederholgenauigkeit  $\pm 1$  Inkrement
- arbeitet mit Magnetring MR200, Magnetbandring MBR200
- Leseabstand  $\leq 0.8$  mm
- max. 4600 Impulse/Umdrehung mit MBR200 (230 Pole)



### Mechanische Daten

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Gehäuse	Kunststoff grün	
Leseabstand Sensor/Ring	0.1 ... 0.8 mm 0.1 ... 0.4 mm	Referenzsignal 0, I Referenzsignal R
Kabelmantel	PUR schleppkettenauglich	4-adrig $\varnothing 4.4_{-0.4}$ mm; 5, 6, 8-adrig $\varnothing 5_{-0.4}$ mm

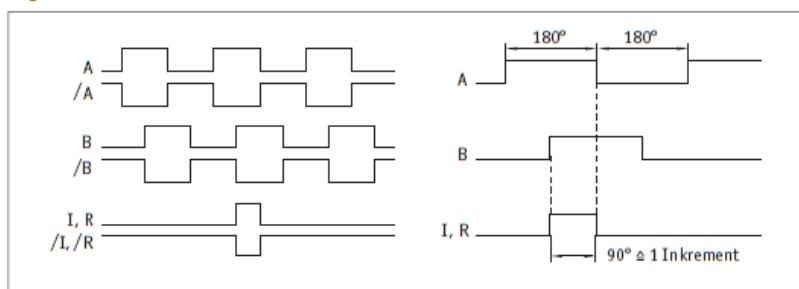
## Magnetsensor MSK210 rotativ

Kompaktsensor, inkremental, digitale Schnittstelle, Skalierungsfaktor 64

### Elektrische Daten

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Betriebsspannung	24 V DC $\pm 20\%$	verpol sicher
	5 V DC $\pm 5\%$	nicht verpol sicher
Stromaufnahme	<20 mA	bei 24 V DC, unbelastet
	<75 mA	belastet
Ausgangsschaltung	PP, LD (RS422), TTL	PP nur bei 24 V
Ausgangssignale	A, A/, B, B/, I, I/, R, R/	Quadratursignal
Ausgangsignalpegel high	>UB - 2.5 V	PP
	>2.5 V	LD
	>2.4 V	TTL
Ausgangsignalpegel low	<0.8 V	PP
	<0.5 V	LD
	<0.4 V	TTL
Jitter	<15 %	Leseabstand 0.5 mm
Pulsbreite Referenzsignal	1 Inkrement(e)	
Echtzeitanforderung	geschwindigkeitsproportionale Signalausgabe	
Anschlussart	offenes Kabelende	
	Steckverbinder	7/8-polig
	D-Sub	9-polig

### Signalbild



Der logische Zustand der Signale A und B ist in Bezug auf das Indexsignal I bzw. Referenzsignal R nicht definiert. Er kann vom Signalbild abweichen.

### Systemdaten

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Skalierungsfaktor	1, 5, 10, 20, 64	
Systemgenauigkeit	$\pm 0.1^\circ$	
Wiederholgenauigkeit	$\pm 1$ Inkrement(e)	
Messbereich	$\infty$	
Umfangsgeschwindigkeit	$\leq 25$ m/s	Referenziergeschwindigkeit $\leq 2$ m/s

### Umgebungsbedingungen

Merkmal	Technische Daten	Ergänzung
Umgebungstemperatur	-10 ... 70 °C	
Lagertemperatur	-30 ... 80 °C	
relative Luftfeuchtigkeit	100 %	Betauung zulässig
EMV	EN 61000-6-2 EN 61000-6-4	Störfestigkeit / Immission Störaussendung / Emission
Schutzart	IP67	EN 60529
Schockfestigkeit	500 m/s <sup>2</sup> , 11 ms	EN 60068-2-27
Vibrationsfestigkeit	100 m/s <sup>2</sup> , 5 ... 150 Hz	EN 60068-2-6

## Magnetsensor MSK210 rotativ

Kompaktsensor, inkremental, digitale Schnittstelle, Skalierungsfaktor 64

### Anschlussbelegung

#### ■ nicht invertiert ohne Referenzsignal

Signal	E1	E6X	E8X
GND	schwarz	1	1
+UB	braun	2	2
A	rot	3	3
B	orange	4	4
nc		5	5
nc		6	6
nc		7	7
nc			8
nc			9

#### ■ invertiert mit Referenzsignal

Signal	E1	E6X	E8X
A	rot	1	1
B	orange	2	2
I	blau	3	3
+UB	braun	4	4
GND	schwarz	5	5
A/	gelb	6	6
B/	grün	7	7
I/	violett	8	8
nc			9

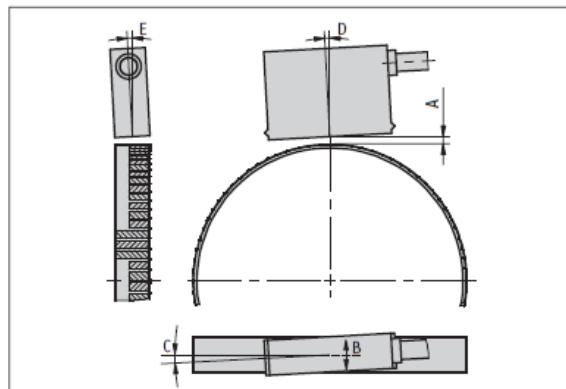
#### ■ invertiert ohne Referenzsignal

Signal	E1	E6X	E8X
A	rot	1	1
B	orange	2	2
nc		3	3
+UB	braun	4	4
GND	schwarz	5	5
A/	gelb	6	6
B/	grün	7	7
nc		8	
nc			9

### Montagehinweis

Bei Systemen mit Referenzpunkten auf dem Magnetring bitte auf die richtige Ausrichtung von Sensor und Ring achten (siehe Bild).

Referenzsignal	O, I	R
A, Leseabstand Sensor/ Ring	$\leq 0.8 \text{ mm}$	$\leq 0.4 \text{ mm}$
B, seitlicher Versatz	$\pm 2 \text{ mm}$	$\pm 0.5 \text{ mm}$
C, Fluchtungsfehler	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
D, Längsneigung	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
E, Seitenneigung	$\pm 3^\circ$	$\pm 3^\circ$



(Sensor darstellung symbolisch)

## Magnetsensor MSK210 rotativ

Kompaktsensor, inkremental, digitale Schnittstelle, Skalierungsfaktor 64

### Bestellung

#### ■ Bestellhinweis

Eine oder mehrere Systemkomponente(n) werden benötigt:

Magnetring MR200 [www.siko-global.com](http://www.siko-global.com)  
Magnetbandring MBR200 [www.siko-global.com](http://www.siko-global.com)

#### ■ Bestelltabelle

Merkmal	Bestelldaten	Spezifikation	Ergänzung
Betriebsspannung	<b>4</b> <b>5</b>	<b>A</b> 24 V DC $\pm 20\%$ 5 V DC $\pm 5\%$	
Anschlussart	<b>E1</b> <b>E6X</b> <b>E8X</b>	<b>B</b> offenes Kabelende Rundstecker ohne Gegenstecker D-SUB 9-polig ohne Gegenstecker Kabelverlängerungen auf Anfrage	
Kabellänge	...	<b>C</b> 1 ... 20 m, in 1 m Schritten andere auf Anfrage	
Ausgangsschaltung	<b>PP</b> <b>LD</b> <b>TTL</b>	<b>D</b> Push-Pull LineDriver TTL	nur mit Betriebsspannung 4 nur bei nicht invertiertem Ausgangssignal, Kabellänge $\leq 5$ m
Ausgangssignal	<b>NI</b> <b>I</b>	<b>E</b> nicht invertiert invertiert	
Referenzsignal	<b>O</b> <b>I</b> <b>R</b>	<b>F</b> ohne Index periodisch Referenz fix	Indexsignal alle 2 mm
Skalierungsfaktor	...	<b>G</b> 1, 5, 10, 20, 64 andere auf Anfrage	

#### ■ Bestellschlüssel

MSK210 rotativ -  - **A** -  - **B** -  - **C** -  - **D** -  - **E** -  - **F** -  - **G**

**A**

**Anhang B 2: Technische Daten NEMA 24 BLDC-Motoren (<http://gemsmotor.com/nema-24-brushless-dc-motor>)**

MODEL	GM60BLF 78-430	GM60BLF 99-430	GM60BLF 120-430	GM60BLF 140-430	GM60BLF 78-210	GM60BLF 78-230	GM60BLF 78-250	GM60BLF 99-210
Number of pole	8 pole							
Number of phase	3 phase							
Rated voltage	Volt	48	48	48	48	24	24	24
Rated speed	RPM	3000	3000	3000	3000	1000	3000	5000
Rated torque	Oz-in	46	93	136	183	46	46	93
	Nm	0.32	0.65	0.95	1.28	0.32	0.32	0.65
Rated current	A	3.5	6.5	9.5	12	2	7	10
Rated power	Watt	100	200	300	400	33.5	100	167
Peak torque	Oz-in	140	280	407	550	137	137	280
	Nm	0.96	1.95	2.85	3.84	0.96	0.96	1.95
Peak current	A	16.5	19.5	28.5	36	6	17.9	30
Back E.M.F	V/KRPM	4.2	4.2	6.4	8.4	17.14	6	3.5
Rotor inertia	kg.cm <sup>2</sup>	0.24	0.48	0.72	0.96	0.07	0.07	0.14
Body length	mm	78	99	120	141	78	78	99
Weight	Kg	0.85	1.25	1.65	2.05	0.85	0.85	1.25

## Erste Schritte der Getriebeauswahl

Zur Auswahl der richtigen Getriebegrößen ist das zul. **Abtriebsmoment  $T_{AB}$**  eine erste wichtige Größe.

Das benötigte **Abtriebsmoment  $T_{AB}$**  berechnet sich aus dem **Nennabtriebsmoment  $T_N$**  multipliziert mit dem **Betriebsfaktor  $C_B$** :

$$T_{AB} = T_N * C_B$$

Bei  $C_B$  handelt es sich um einen Faktor, der die verschiedenen Arbeitsbedingungen eines Planetengetriebes erfasst und von Ihnen individuell für Ihre Anwendung ausgewählt werden muss. Alle Angaben im Katalog beziehen sich auf  $C_B = 1$ , das heißt: Konstante Drehrichtung, keine Stöße, Betriebsdauer 3 Stunden pro Tag. (Details  $C_B$ -Werte siehe Seite 9.)

Bei PM-Ausführungen ist das 1,5 fache  $T_{AB}$  kurzzeitig möglich, muss jedoch anwendungs-spezifisch geprüft werden.

Das **Nennabtriebsmoment  $T_N$**  errechnet sich wiederum aus dem **Motordrehmoment  $T_M$**  multipliziert mit der gewünschten Untersetzung  $i$

- 1-stufig** 4:1 bis 13:1
- 2-stufig** 14:1 bis 89:1
- 3-stufig** 51:1 bis 601:1

und dem jeweiligen **Getriebewirkungsgrad  $\eta$** .

Die verfügbaren **Untersetzungen  $i$**  und Angaben zum **Getriebewirkungsgrad  $\eta$**  finden Sie in diesem Katalog bei der jeweiligen Baureihe.

$$T_N = T_M * i * \eta$$

$i$  = Untersetzung  
 $T_{AB}$  = Abtriebsmoment  
 $T_N$  = Nennabtriebsmoment  
 $T_M$  = Motordrehmoment  
 $\eta$  = Getriebewirkungsgrad  
 $C_B$  = Betriebsfaktor

## Ermittlung des Betriebsfaktors $C_B$

Drehrichtung	Belastung (Stöße)	Betriebsdauer pro Tag		
		3h	8h	24h
konstant	keine	$C_B = 1,0$	$C_B = 1,1$	$C_B = 1,3$
	mäßig	$C_B = 1,2$	$C_B = 1,3$	$C_B = 1,5$
	stark	$C_B = 1,4$	$C_B = 1,5$	$C_B = 1,8$
wechselnd	keine	$C_B = 1,3$	$C_B = 1,4$	$C_B = 1,6$
	mäßig	$C_B = 1,6$	$C_B = 1,7$	$C_B = 1,9$
	stark	$C_B = 1,9$	$C_B = 2,0$	$C_B = 2,2$

# PM 72/LN Ø 72 mm, Metall-Low-Noise

Parameter	1-stufig	2-stufig	3-stufig
Zul. Abtriebsmoment $T_{AB}$ ( $C_B = 1,0$ )	14,0 Nm	42,0 Nm	84,0 Nm
Getriebewirkungsgrad ca.	0,80	0,75	0,70
Max. Getriebespiel	0,60 °DEG*	0,65 °DEG	0,70 °DEG
Empfohlene Eingangsrehzahl	3.000 U/min	3.000 U/min	3.000 U/min
Min. Betriebstemperatur	-30 °C	-30 °C	-30 °C
Max. Betriebstemperatur	+120 °C	+120 °C	+120 °C

\* LN: 0,90 °DEG. Gilt für PL-Räder aus Kunststoff! Einfluss der 1. Stufe für 2-3stufige Versionen vernachlässigbar.

Abtriebsseite mit Kugellager (2RS)	1-stufig	2-stufig	3-stufig
Max. Belastung radial (Mitte Abtriebswelle)	320 N	480 N	760 N
Max. Belastung axial	70 N	100 N	160 N
Max. zulässiger Aufpressdruck	1.300 N	1.300 N	1.300 N
Gewicht ca. mit Motorflansch C80	1,4 kg	1,9 kg	2,4 kg

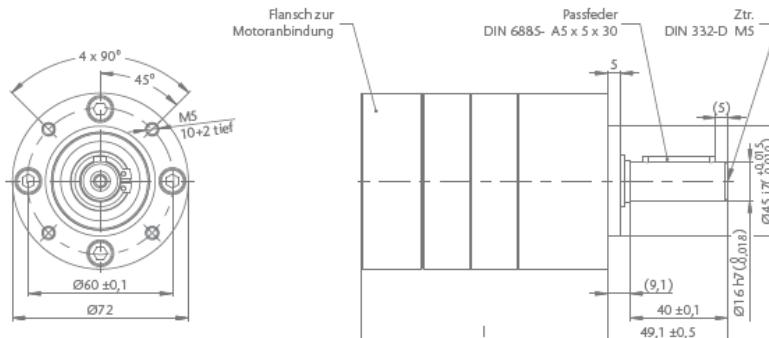
Getriebelänge in mm	1-stufig	2-stufig	3-stufig
Länge l*	66,3 ± 0,5	85,9 ± 0,5	105,5 ± 0,5

\* Die minimale Länge ist nur mit optimaler Motoranbindung möglich, die tatsächliche Länge bestimmen wir gerne für Sie.

## Gängige Untersetzungen i gerundet

1-stufig		2-stufig		3-stufig	
PM	LN	PM	LN	PM	LN
4:1 (3,71)	4:1 (3,65)	14:1 (13,73)	14:1 (13,53)	51:1 (50,89)	50:1 (50,16)
4:1 (4,29)	5:1 (4,59)	16:1 (15,88)	16:1 (15,65)	59:1 (58,86)	58:1 (58,01)
5:1 (5,18)	5:1 (5,36)	18:1 (18,37)	17:1 (17,00)	68:1 (68,07)	67:1 (67,08)
7:1 (6,75)	7:1 (6,55)	19:1 (19,20)	19:1 (18,92)	71:1 (71,16)	70:1 (70,13)
	9:1 (8,63)	22:1 (22,21)	23:1 (22,96)	79:1 (78,72)	81:1 (81,11)
	*13:1 (13,20)	25:1 (25,01)	25:1 (24,65)	93:1 (92,70)	91:1 (91,36)
		27:1 (26,85)	28:1 (27,76)	95:1 (95,18)	98:1 (98,07)
		29:1 (28,93)	28:1 (28,05)	100:1 (99,51)	102:1 (101,89)
		35:1 (34,98)	34:1 (33,92)	107:1 (107,21)	106:1 (105,65)
		46:1 (45,56)	45:1 (44,69)	115:1 (115,08)	115:1 (114,77)
			58:1 (58,22)	124:1 (123,98)	123:1 (123,20)
			* 68:1 (68,40)	130:1 (129,62)	128:1 (127,74)
			* 89:1 (89,10)	139:1 (139,14)	137:1 (136,99)
				150:1 (149,90)	145:1 (145,36)
				169:1 (168,85)	166:1 (166,40)
				181:1 (181,25)	176:1 (175,75)
				195:1 (195,27)	192:1 (191,54)
				236:1 (236,10)	232:1 (231,59)
				308:1 (307,55)	302:1 (301,68)
					393:1 (392,98)
					* 462:1 (461,70)
					* 601:1 (601,43)

\* nicht alle Untersetzungen ab Lager lieferbar



Alle Angaben in dieser Broschüre sind Richtwerte.

Abweichungen sind möglich und z. B. auf nicht genormte Prüf- und Messmethoden zurückzuführen.  
Bitte wenden Sie sich für detaillierte Informationen direkt an uns. Technische Änderungen grundsätzlich vorbehalten. Den aktuellen Stand entnehmen Sie bitte unserer Website [www.imsgear.com](http://www.imsgear.com)

**Anhang B 4: Technische Daten Planetengetriebe GemsMotor für NEMA24**  
[\(<http://gemsmotor.com/brushless-gearmotor-planetary-spur-gearbox>\)](http://gemsmotor.com/brushless-gearmotor-planetary-spur-gearbox)

MODEL	57PL-XX	57PL-XX
Number of gear trains	1	2
Gear ratio	4, 5, 7, 9, 10	16, 20, 25, 28, 35, 36, 40, 45, 49, 50, 63, 70, 81, 90, 100
Length	mm	53      70
Rated output torque	N.m	6      25
Max output torque	N.m	12      40
Efficiency	%	90      80
IP Class		IP64      IP64
Backlash	ar- cmin	<=15      <=25
Weight	kg	0.8      1.1

## Anhang B 5: Technische Daten Harmonic Drive HPG-14 A ([www.harmonicdrive.de](http://www.harmonicdrive.de))

	Einheit	HPG-14A							
Untersetzung	i [ ]	3	5	11	15	21	33	45	
Wiederholbares Spitzendrehmoment	T <sub>R</sub> [Nm]	15	23	23	23	23	23	23	
Durchschnittsdrehmoment	T <sub>A</sub> [Nm]	6,4	13	15	15	15	15	15	
Nenndrehmoment	T <sub>N</sub> [Nm]	3,0	6,0	8,0	9,0	9,0	10	10	
Kollisionsdrehmoment	T <sub>M</sub> [Nm]	56	56	56	56	56	56	56	
Max. Antriebsdrehzahl (Fettschmierung)	n <sub>in(max)</sub> [min <sup>-1</sup> ]	5000			6000				
Mittlere Antriebsdrehzahl (Fettschmierung)	n <sub>av(max)</sub> [min <sup>-1</sup> ]				3000				
Massenträgheitsmoment mit Abtriebsflansch (FO)	J <sub>in</sub> [x10 <sup>-6</sup> kgm <sup>2</sup> ]	5,7	2,1	1,6	1,4	0,89	0,29	0,27	
Massenträgheitsmoment mit Abtriebswelle (Jx)	J <sub>in</sub> [x10 <sup>-6</sup> kgm <sup>2</sup> ]	7,7	2,6	1,9	1,7	0,92	0,30	0,28	
Gewicht mit Abtriebsflansch (FO)	m [kg]		0,4			0,5			
Gewicht mit Abtriebswelle (Jx)	m [kg]		0,5			0,6			
Übertragungsgenauigkeit	[arcmin]				< 4				
Wiederholgenauigkeit	[arcmin]				< ±0,35				
Spiel	[arcmin]				≤ 3 oder ≤ 1				
Torsionssteifigkeit	K <sub>3</sub> [x10 <sup>3</sup> Nm/rad]				4,7				
Umgebungstemperatur (Betrieb)	[°C]				0 ... 40				
<b>Abtriebslager</b>									
Dynamische Radiallast	F <sub>R dyn(max)</sub> [N]	400	470	600	650	720	830	910	
Dynamische Axiallast	F <sub>A dyn(max)</sub> [N]	600	700	890	980	1080	1240	1360	
Dynamisches Kippmoment	M <sub>dyn(max)</sub> [Nm]				32,3				

## Anhang B 6: Technische Daten Harmonic Drive HPN-14A ([www.harmonicdrive.de](http://www.harmonicdrive.de))

	Einheit	HPN-14A							
Untersetzung	i [ ]	3	4	5	7	10	13	21	31
Wiederholbares Spitzendrehmoment	T <sub>R</sub> [Nm]	25	50	50	37	18	43	50	38
Nenndrehmoment	T <sub>N</sub> [Nm]	22	28	29	30	18	30	30	30
Kollisionsdrehmoment	T <sub>M</sub> [Nm]	89	110	107	100	79	106	99	101
Max. Antriebsdrehzahl (Fettschmierung)	n <sub>in(max)</sub> [min <sup>-1</sup> ]				6000				
Mittlere Antriebsdrehzahl (Fettschmierung)	n <sub>av(max)</sub> [min <sup>-1</sup> ]				3000				
Gewicht	m [kg]			0,95			1,3		
Spiel	[arcmin]			≤ 5			≤ 7		
Torsionssteifigkeit	K <sub>3</sub> [x10 <sup>3</sup> Nm/rad]				9,3				
Umgebungstemperatur (Betrieb)	[°C]			0 ... 40					
<b>Abtriebslager</b>									
Dynamische Radiallast	F <sub>R dyn(max)</sub> [N]	380	420	450	510	570	630	740	840
Dynamische Axiallast	F <sub>A dyn(max)</sub> [N]	340	380	410	480	560	630	780	900
Dynamisches Kippmoment	M <sub>dyn(max)</sub> [Nm]	11	12	13	14	16	18	21	24

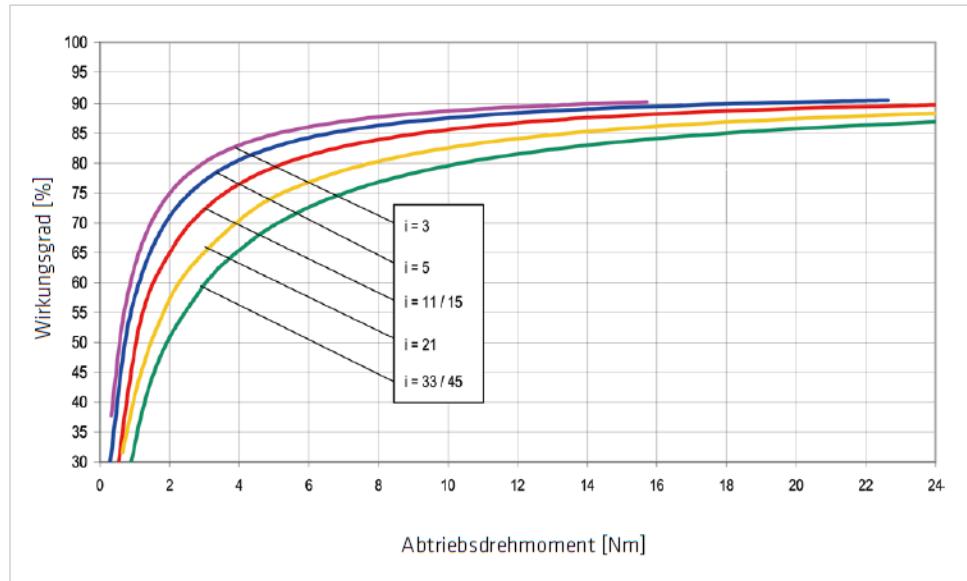
## Anhang B 7: Technische Daten Harmonic Drive HPG-20A ([www.harmonicdrive.de](http://www.harmonicdrive.de))

	Einheit	HPG-20A						
Untersetzung	i [ ]	3	5	11	15	21	33	45
Wiederholbares Spitzendrehmoment	T <sub>R</sub> [Nm]	64	100	100	100	100	100	100
Durchschnittsdrehmoment	T <sub>A</sub> [Nm]	19	35	45	53	55	60	60
Nenndrehmoment	T <sub>N</sub> [Nm]	9	16	20	24	25	29	29
Kollisionsdrehmoment	T <sub>M</sub> [Nm]	124	217	217	217	217	217	217
Max. Antriebsdrehzahl (Fettschmierung)	n <sub>in (max)</sub> [min <sup>-1</sup> ]	4000	6000					
Mittlere Antriebsdrehzahl (Fettschmierung)	n <sub>av (max)</sub> [min <sup>-1</sup> ]	3000						
Massenträgheitsmoment mit Abtriebsflansch (FO)	J <sub>in</sub> [x10 <sup>-6</sup> kgm <sup>2</sup> ]	46	17	15	14	6,9	2,3	2,2
Massenträgheitsmoment mit Abtriebswelle (Jx)	J <sub>in</sub> [x10 <sup>-6</sup> kgm <sup>2</sup> ]	57	21	16	14	7,1	2,4	2,2
Gewicht mit Abtriebsflansch (FO)	m [kg]	1,2	1,4					
Gewicht mit Abtriebswelle (Jx)	m [kg]	1,6	1,8					
Übertragungsgenauigkeit	[arcmin]	< 4						
Wiederholgenauigkeit	[arcmin]	< ±0,25						
Spiel	[arcmin]	≤ 3 oder ≤ 1						
Torsionssteifigkeit	K <sub>3</sub> [x10 <sup>3</sup> Nm/rad]	18,5						
Umgebungstemperatur (Betrieb)	[°C]	0 ... 40						
<b>Abtriebslager</b>								
Dynamische Radiallast	F <sub>R dyn (max)</sub> [kN]	0,84	0,98	1,24	1,36	1,51	1,73	1,89
Dynamische Axiallast	F <sub>A dyn (max)</sub> [kN]	1,25	1,41	1,85	2,03	2,25	2,58	2,83
Dynamisches Kippmoment	M <sub>dyn (max)</sub> [Nm]	183						

## Anhang B 8: Wirkungsgradverläufe Planetengetriebe Harmonic Drives ([www.harmonicdrive.de](http://www.harmonicdrive.de))

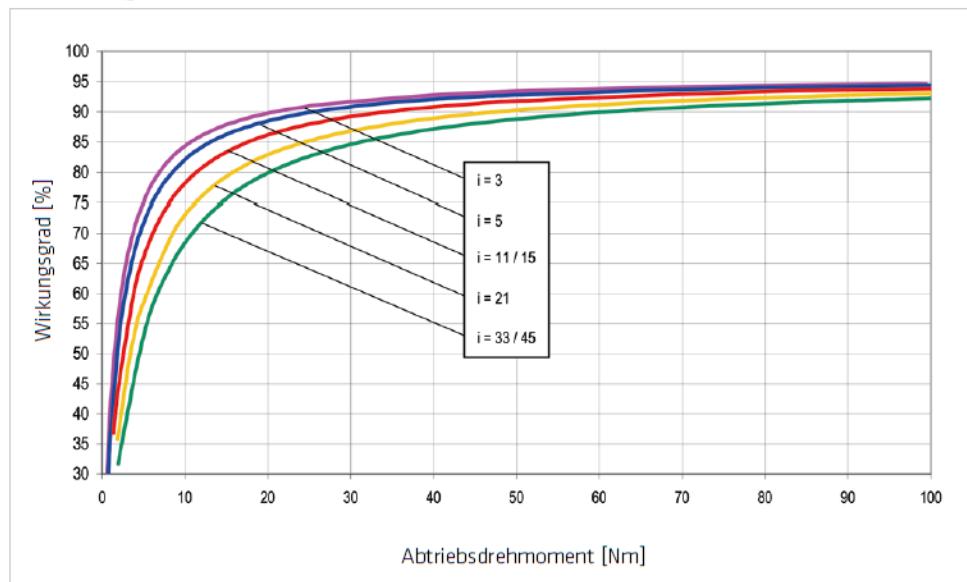
### Baugröße 14

Abbildung 25.2

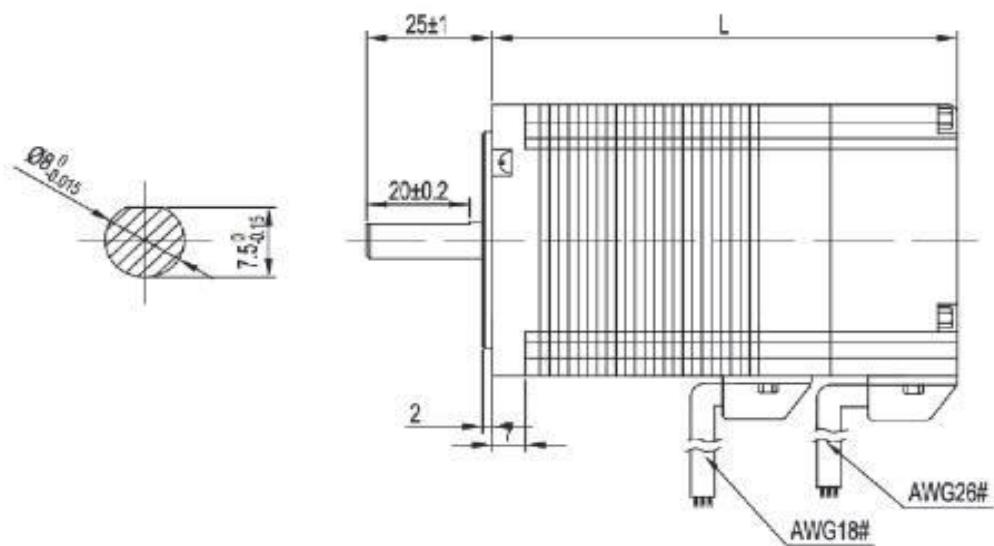


### Baugröße 20

Abbildung 25.3



**Anhang B 9:** Technische Zeichnung NEMA 24 BLDC-Motoren (<http://gemsmotor.com/nema-24-brushless-dc-motor>)





**MBL1xxx**

## **120A Forward/Revere Brushless DC Motor Controller with Hall and Encoder Inputs, USB and CAN**



Roboteq's MBL1xxx is a features-packed, medium-current single channel controller for brushless DC motors. Available in 30V and 60V versions, the controller can operate in one of several modes in order to sense the rotor position and sequence power on the motors' 3 windings in order to generate smooth continuous rotation. The controller also uses the Hall sensor and/or Encoder information to compute speed and measure traveled distance. The motors may be operated in open or closed loop speed mode, position mode or in torque mode. The MBL1xxx features several Analog, Pulse and Digital I/Os which can be remapped as command or feedback inputs, limit switches, or many other functions. The MBL1xxx accepts commands received from an RC radio, Analog Joystick, wireless modem, or microcomputer. Using CAN bus, up to 127 controllers can be networked at up to 1Mbit/s on a single twisted pair.

The controller's operation can be extensively automated and customized using Basic Language scripts. The controller can be configured, monitored and tuned in realtime using a Roboteq's free PC utility. The controller can also be reprogrammed in the field with the latest features by downloading new operating software from Roboteq.

### **Applications**

- Small Electric Vehicles, Electric Bikes
- Electric Boats
- Terrestrial and Underwater Robotic Vehicles
- Automatic Guided Vehicles
- Police and Military Robots
- Hazardous Material Handling Robots
- Telepresence Systems
- Animatronics
- Industrial Controls
- Hydraulic Pumps control

### **Key Features**

- RS232, 0-5V Analog, or Pulse (RC radio) command modes
- Auto switch between RS232, Analog, or Pulse based on user-defined priority
- CAN bus interface at up to 1Mbit/s
- Built-in 3-phase high-power drivers for one brushless DC motor at up to 120A (MBL16xx) or 75A (MBL13xx)
- Trapezoidal switching based on Hall Sensor position information
- Trapezoidal Sensorless (A-version)
- Smooth and quiet 3 Phase sinusoidal mode (A-version)
- Support for absolute angle encoders (A-version)
  - sin/cos analog
  - SSI digital
  - Resolver
- Field Oriented Control in Sinusoidal modes
- Full forward & reverse motor control. Four quadrant operation. Supports regeneration
- Operates from a single power source
- Programmable current limit up to 120A (75A) for protecting controller, motor, wiring and battery.
- Connector for Hall Sensors
- Accurate speed and Odometry measurement using Hall Sensor or encoder data
- Quadrature encoder input with 32-bit counter
- Up to 6 Analog Inputs for use as command and/or feedback
- Up to 6 Pulse Length, Duty Cycle or Frequency Inputs for use as command and/or feedback
- Up to 6 Digital Inputs for use as Deadman Switch, Limit Switch, Emergency stop or user inputs

- Two general purpose 40V, 1.5A output for brake release or accessories
- Custom scripting in Basic language. Execution speed 50000 lines per second
- Selectable min, max, center and deadband in Pulse and Analog modes
- Selectable exponentiation factors for each command inputs
- Trigger action if Analog, Pulse, Encoder or Hall counter capture are outside user selectable range (soft limit switches)
- Open loop or closed loop speed control operation
- Closed loop position control with encoder, analog or pulse/frequency feedback
- PID control loop
- Support for CANopen and two simplified CAN protocols
- Configurable Data Logging of operating parameters on RS232 Output for telemetry or analysis
- Built-in Battery Voltage and Temperature sensors
- Optional 12V backup power input for powering safely the controller if the main motor batteries are discharged
- Power Control wire for turning On or Off the controller from external microcomputer or switch
- No consumption by output stage when motors stopped
- Regulated 5V output for powering RC radio, RF Modem or microcomputer
- Separate Programmable acceleration and deceleration for each motor
- Ultra-efficient 1.5 mOhm (MBL16xx) or 3.0mOhm (MBL13xx) ON resistance MOSFETs
- Auto stop if no motion is detected
- Stall detection and selectable triggered action if Amps is outside user-selected range
- Short circuit protection with selectable sensitivity levels
- Overvoltage and Undervoltage protection
- Watchdog for automatic motor shutdown in case of command loss
- Overtemperature protection
- Diagnostic LED
- Efficient heat sinking using conduction bottom plate. Operates without a fan in most applications
- Power wiring via FASTON terminals
- 5.50" (140mm) L, 4.45" W (113mm), 1.14" (29mm) H
- -40o to +85o C operating environment
- 3.5oz (100g)
- Easy configuration, tuning and monitoring using provided PC utility
- Field upgradeable software for installing latest features via the internet

## Orderable Product References

<b>Reference</b>	<b>Number of Channels</b>	<b>Amps/Channel</b>	<b>Volts</b>	<b>FOC</b>
<b>MBL1330</b>	1	75	30	No
<b>MBL1330A</b>	1	75	30	Yes
<b>MBL1660</b>	1	120	60	No
<b>MBL1660A</b>	1	120	60	Yes



**SBL23xx**

**Advanced Features**  
**2 x 30A or 1 x 60A**  
**Brushless DC**  
**Motor Controller**  
**with USB and CAN**



Roboteq's SBL23xx is a feature-packed, medium-current, dual or single channel controller for brushless DC motors. Available in 30V and 60V versions, the controller can operate in one of several modes in order to sense the rotor position and sequence power on the motors' three windings in order to generate smooth continuous rotation. The controller also uses the Hall sensor and/or Encoder information to compute speed and measure traveled distance. The motors may be operated in open or closed loop speed mode, position mode or in torque mode. The SBL23xx features several Analog, Pulse and Digital I/Os which can be remapped as command or feedback inputs, limit switches, or many other functions. The SBL23xx accepts commands received from an RC radio, Analog Joystick, wireless modem, or microcomputer. For mobile robot applications, the controller's two motor channels can either be operated independently or mixed to move and steer a vehicle. Using CAN bus, up to 127 controllers can be networked at up to 1Mbit/s on a single twisted pair.

Numerous safety features are incorporated into the controller to ensure reliable and safe operation. The controller's operation can be extensively automated and customized using Basic Language scripts. The controller can be configured, monitored and tuned in real-time using a Roboteq's free PC utility. The controller can also be reprogrammed in the field with the latest features by downloading new operating software from Roboteq.

**Applications**

- Automatic Guided Vehicles (AGV)
- Small Electric Vehicles, Electric Bikes
- Terrestrial and Underwater Robotic Vehicles
- Police and Military Robots
- Hazardous Material Handling Robots
- Balancing Robots
- Telepresence Systems
- Animatronics

**Key Features**

- USB, Serial, 0-5V Analog, or Pulse (RC radio) command modes
- One serial port
- CAN bus interface up to 1Mbit/s with multiple protocol support
- RS485
- Optional Ethernet Interface
- Auto switch between Serial, USB, CAN, Analog, or Pulse based on user-defined priority
- Built-in dual 3-phase high-power drivers for two brushless DC motor at up to 30A
- Output channels can be paralleled in order to drive a single motor at up to 60A
- Multiple Motor Operating mode
  - Trapezoidal with Hall Sensors
  - Trapezoidal Sensorless
  - Sinusoidal with Encoders
  - Sinusoidal with Hall Sensors
- Support for absolute angle encoders
  - sin/cos analog
  - SSI digital
- Field Oriented Control in Sinusoidal modes
- Full forward and reverse motor control. Four quadrant operation. Supports regeneration
- Operates from a single 10V-30V or 10V-60V power source
- Programmable current limit up to 30A (60A on single channel version) per motor for protecting controller, motor, wiring and battery.
- Separate connector for Hall Sensors
- Accurate speed and Odometry measurement using Hall Sensor or Encoder data
- Up to eight Analog Inputs for use as command and/or feedback
- Up to eight Pulse Length, Duty Cycle or Frequency Inputs for use as command and/or feedback

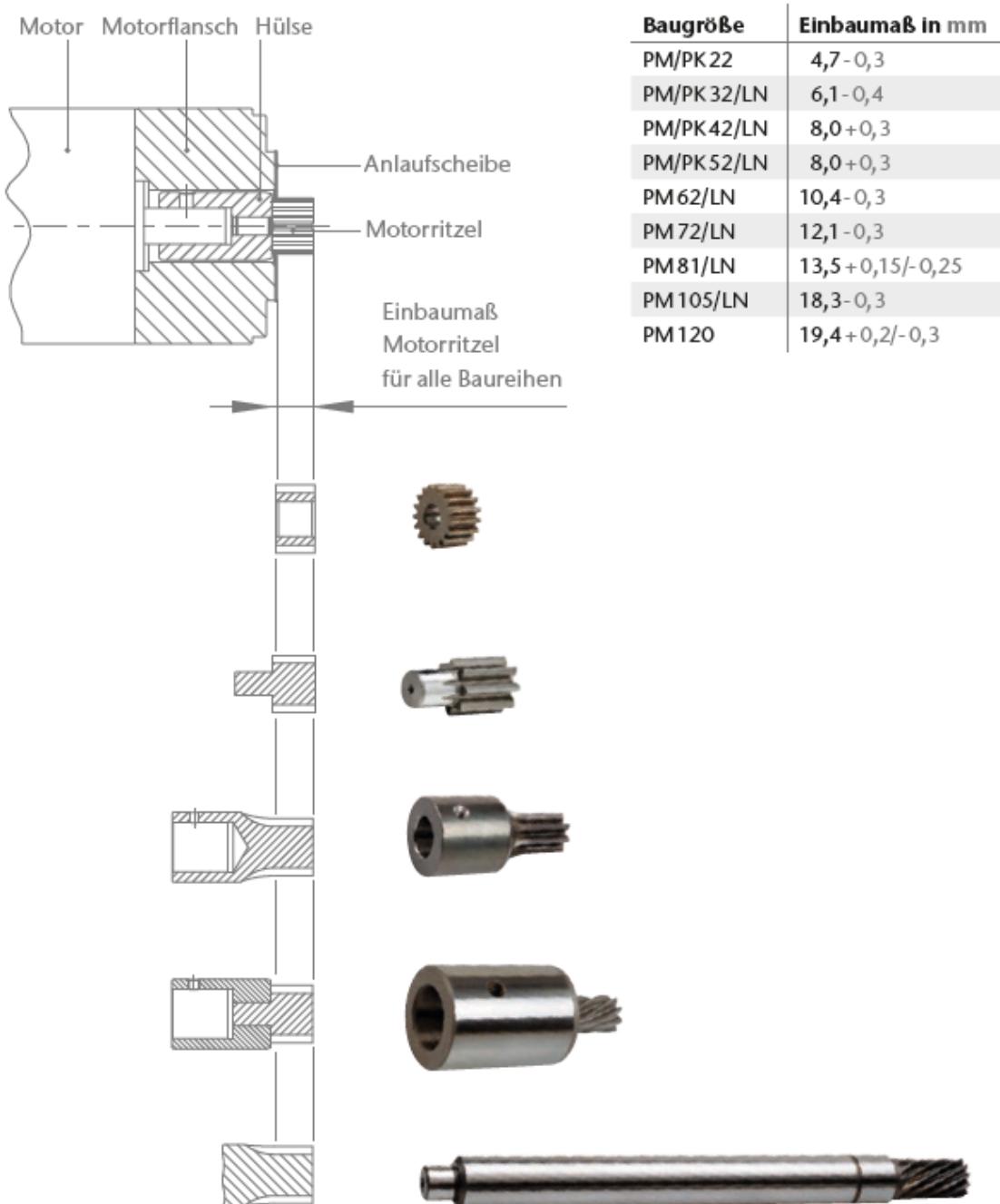
- Up to 10 Digital Inputs for use as Deadman Switch, Limit Switch, Emergency stop or user inputs
- Inputs for up to two Quadrature Encoders
- Four general purpose 24V, 1.5A output for brake release or accessories
- Selectable min/max, center and deadband in Pulse and Analog modes
- Selectable exponentiation factors for each command inputs
- Trigger action if Analog, Pulse or Hall counter capture are outside user selectable range (soft limit switches)
- Open loop or closed loop speed control operation
- Closed loop position control with encoder, hall sensors, analog or pulse/frequency feedback
- Torque mode
- PID control loop
- Built-in Battery Voltage and Temperature sensors
- Optional 12V backup power input for powering safely the controller if the main motor batteries are discharged
- Power Control input for turning On or Off the controller from external microcomputer or switch
- No consumption by output stage when motors stopped
- Regulated 5V output for powering RC radio, RF Modem, sensors or microcomputer
- Separate Programmable acceleration and deceleration for each motor
- Ultra-efficient 9.0 mOhm ON resistance MOSFETs (4.5 mOhm on Single Channel)
- Stall detection and selectable triggered action if Amps is outside user-selected range
- Short circuit protection
- Overvoltage and Undervoltage protection
- Watchdog for automatic motor shutdown in case of command loss
- Overtemperature protection
- Diagnostic LED
- ABS plastic enclosure with heat conducting bottom plate
- Efficient heat sinking. Operates without a fan in most applications.
- Dustproof and weather resistant. IP51 NEMA rating
- Power wiring using screw terminals
- 4.8" (123.0mm) L, 3.3" W (83.0mm), 1.0" (25mm) H
- -40° to +85° C operating environment
- Weight: 0.47 lbs (215g)
- Easy configuration, tuning and monitor using provided PC utility
- Field upgradeable software for installing latest features via the Internet

### Orderable Product References

Reference	Number of Channels	Amps/Channel	Volts
SBL2360	2	30	60
SBL2360S	1	60	60
SBL2330	2	30	30
SBL2330S	1	60	30

Anhang B 12: Mechanische Ausführung Planetengetriebeeingang IMS Gear Baseline  
([www.imsgear.com/de/imsbaseline](http://www.imsgear.com/de/imsbaseline))

## Vorgaben zum Motoranbau



## Anhang B 13: Technische Daten geschlitzte Schalenkupplung ([www.mädler.de](http://www.mädler.de))

### Geschlitzte Schalenkupplungen MAS

Werkstoff: Stahl C45, brüniert.  
Edelstahl 1.4305.



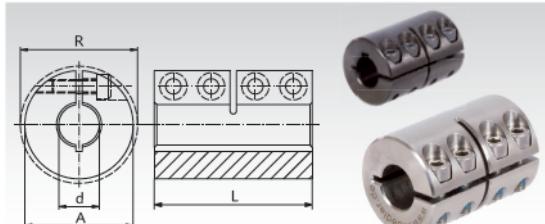
Temperaturbereich -40°C bis +175°C.

Maximale Drehzahl 4000 min<sup>-1</sup>.

Die Schrauben ISO 4762 sind mit einer Nylonschicht überzogen.

Die Schrauben können sich nicht durch Vibration lösen.

Bohrungstoleranz: +0,051 mm.



Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 600 603 00, Schalenkupplung MAS,  
Bohrung d 3mm, ohne Nut

Artikel-Nr. ohne Nut Stahl	Artikel-Nr. ohne Nut Edelstahl	Artikel-Nr. mit Nut* Stahl	Artikel-Nr. mit Nut* Edelstahl	Drehmoment T** Stahl Nm	Drehmoment T** Edelstahl Nm	d mm	A mm	R mm	L mm	Schrauben ISO 4762 12.9 / A2-70	Anzugsmoment T <sub>A</sub> Stahl Nm	Anzugsmoment T <sub>A</sub> Edelstahl Nm	Gewicht g
600 603 00	600 996 03	-	-	6,6	3,7	3	14	18,0	30	M3 x 8	2,1	1,1	35
600 604 00	600 996 04	-	-	8,0	5,2	4	16	19,3	30	M3 x 8	2,1	1,1	45
600 605 00	600 996 05	-	-	10,6	6,0	5	18	21,2	30	M3 x 8	2,1	1,1	47
600 606 00	600 996 06	600 706 00	600 997 06	34	10	6	18	21,2	30	M3 x 8	2,1	1,1	47
600 608 00	600 996 08	600 708 00	600 997 08	50	16	8	24	26,8	35	M3 x 10	2,1	1,1	102
600 610 00	600 996 10	600 710 00	600 997 10	85	25	10	29	32,7	45	M4 x 12	4,6	2,5	185
600 612 00	600 996 12	600 712 00	600 997 12	105	32	12	29	32,7	45	M4 x 12	4,6	2,5	180
600 614 00	600 996 14	600 714 00	600 997 14	160	40	14	34	39,1	50	M5 x 16	9,5	5,4	272
600 615 00	600 996 15	600 715 00	600 997 15	180	50	15	34	39,1	50	M5 x 16	9,5	5,4	266
600 616 00	600 996 16	600 716 00	600 997 16	200	60	16	34	39,1	50	M5 x 16	9,5	5,4	261
600 619 00	600 996 19	600 719 00	600 997 19	300	90	19	42	48,2	65	M6 x 16	16	9,6	520
600 620 00	600 996 20	600 720 00	600 997 20	350	100	20	42	48,2	65	M6 x 16	16	9,6	518
600 625 00	600 996 25	600 725 00	600 997 25	400	110	25	45	50,8	75	M6 x 16	16	9,6	623
600 630 00	600 996 30	600 730 00	600 997 30	475	150	30	53	58,1	83	M6 x 18	16	9,6	920
600 635 00	600 996 35	600 735 00	600 997 35	1100	330	35	67	74,1	95	M8 x 25	39	23	1880
600 640 00	600 996 40	600 740 00	600 997 40	1325	400	40	77	83,4	108	M8 x 25	39	23	2710
600 650 00	600 996 50	600 750 00	600 997 50	2250	688	50	85	93,2	124	M10 x 25	77	46	3520

\* Passfedernut DIN 6885/1, Toleranz P9.

\*\* Für Ausführung ohne Nut, Maximal-Werte, die nur bei optimaler Montage und Maßhaltigkeit der Welle erreicht werden.

### Geteilte Schalenkupplungen MAT

Werkstoff: Stahl C45, brüniert.  
Edelstahl 1.4305.



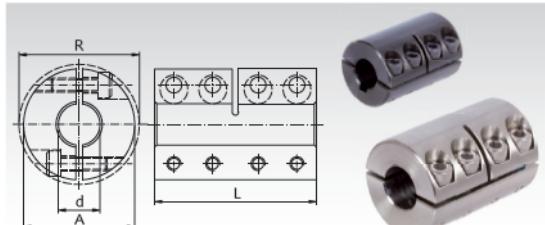
Temperaturbereich -40°C bis +175°C.

Maximale Drehzahl 4000 min<sup>-1</sup>.

Die Schrauben ISO 4762 sind mit einer Nylonschicht überzogen.

Die Schrauben können sich nicht durch Vibration lösen.

Bohrungstoleranz: +0,051 mm.



Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 600 803 00, Schalenkupplung MAT,  
Bohrung d 3mm, ohne Nut

Artikel-Nr. ohne Nut Stahl	Artikel-Nr. ohne Nut Edelstahl	Artikel-Nr. mit Nut* Stahl	Artikel-Nr. mit Nut* Edelstahl	Drehmoment T** Stahl Nm	Drehmoment T** Edelstahl Nm	d mm	A mm	R mm	L mm	Schrauben ISO 4762 12.9 / A2-70	Anzugsmoment T <sub>A</sub> Stahl Nm	Anzugsmoment T <sub>A</sub> Edelstahl Nm	Gewicht g
600 803 00	600 998 03	-	-	9	5,0	3	14	18,0	30	M3 x 8	2,1	1,1	35
600 804 00	600 998 04	-	-	12	6,7	4	16	19,3	30	M3 x 8	2,1	1,1	45
600 805 00	600 998 05	-	-	15	8,4	5	18	21,2	30	M3 x 8	2,1	1,1	47
600 806 00	600 998 06	600 906 00	600 999 06	34	10	6	18	21,2	30	M3 x 8	2,1	1,1	47
600 808 00	600 998 08	600 908 00	600 999 08	50	16	8	24	26,8	35	M3 x 10	2,1	1,1	102
600 810 00	600 998 10	600 910 00	600 999 10	85	28	10	29	32,7	45	M4 x 12	4,6	2,5	185
600 812 00	600 998 12	600 912 00	600 999 12	105	34	12	29	32,7	45	M4 x 12	4,6	2,5	180
600 814 00	600 998 14	600 914 00	600 999 14	160	67	14	34	39,1	50	M5 x 16	9,5	5,4	272
600 815 00	600 998 15	600 915 00	600 999 15	180	72	15	34	39,1	50	M5 x 16	9,5	5,4	266
600 816 00	600 998 16	600 916 00	600 999 16	200	77	16	34	39,1	50	M5 x 16	9,5	5,4	261
600 819 00	600 998 19	600 919 00	600 999 19	300	130	19	42	48,2	65	M6 x 16	16	9,6	520
600 820 00	600 998 20	600 920 00	600 999 20	350	137	20	42	48,2	65	M6 x 16	16	9,6	518
600 825 00	600 998 25	600 925 00	600 999 25	400	171	25	45	50,8	75	M6 x 16	16	9,6	623
600 830 00	600 998 30	600 930 00	600 999 30	475	206	30	53	58,1	83	M6 x 18	16	9,6	920
600 835 00	600 998 35	600 935 00	600 999 35	1100	438	35	67	74,1	95	M8 x 25	39	23	1880
600 840 00	600 998 40	600 940 00	600 999 40	1325	449	40	77	83,4	108	M8 x 25	39	23	2710
600 850 00	600 998 50	600 950 00	600 999 50	2250	1006	50	85	93,2	124	M10 x 25	77	46	3520

\* Passfedernut DIN 6885/1, Toleranz P9.

\*\* Für Ausführung ohne Nut, Maximal-Werte, die nur bei optimaler Montage und Maßhaltigkeit der Welle erreicht werden.

**Anhang B 14: Technische Daten R&W Metallbalgkupplungen BK2**  
[\(<https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/metallbalgkupplungen/bk2>\)](https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/metallbalgkupplungen/bk2)

<b>BK2 SERIEN</b>		<b>15</b>	<b>30</b>	<b>60</b>	<b>80</b>	<b>150</b>	<b>200</b>	<b>300</b>	<b>500</b>	<b>800</b>
Nenndrehmoment (Nm)	T <sub>KN</sub>	15	30	60	80	150	200	300	500	800
Kupplungslänge (mm)	A-2	59   66   99	69   77   113	83   93   130	94   106   143	95   107   144	105   117   163	111   125   200	133   146   169	140   174
Außendurchmesser (mm)	B	49	55	66	81	81	90	110	124	134
Passungslänge (mm)	C	22	27	31	36	36	41	43	51	45
Bohrungsdurchmesser möglich von Ø bis Ø H7 (mm)	D <sub>1/2</sub>	8-28	10-30	12-35	14-42	19-42	22-45	24-60	35-60	40-70
Bohrungsdurchmesser möglich von Ø bis Ø H7 (inch)	D <sub>1/2</sub>	0,375"-1,000"	0,437"-1,125"	0,500"-1,375"	0,550"-1,625"	0,750"-1,625"	0,875"-1,750"	1,000"-2,250"	1,500"-2,250"	1,625"-2,87
Befestigungsschrauben ISO 4762	E	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16	2x M
Anzugsmoment	E	8	15	40	50	70	120	130	200	250
Befestigungsschrauben (Nm)										
Mittenabstand (mm)	F	17	19	23	27	27	31	39	41	2x4
Abstand (mm)	G	6,5	7,5	9,5	11	11	12,5	13	16,5	18
Trägheitsmoment-3kgm <sup>2</sup> ) (10	J <sub>ges</sub>	0,06   0,07   0,08	0,12   0,13   0,14	0,32   0,35   0,4	0,8   0,85   0,9	1,9   2   2,1	3,2   3,4   3,6	7,6   7,9   8,3	14,3   14,6   14,8	16,2   17,5
Nabenmaterial		All optional Stahl	All optional Stahl	All optional Stahl	All optional Stahl	Stahl optional AL	Stahl optional AL	Stahl optional AL	Stahl optional AL	Stahl optional AL
Gewicht ca. (kg)		0,16	0,26	0,48	0,8	1,85	2,65	4	6,3	5,7
Torsionssteife3Nm/rad) (10	C <sub>T</sub>	20   15   14	39   28   27	76   55   54	129   85   84	175   110   97	191   140   135	450   350   340	510   500   400	780   750
Axial (mm)	max.	1   2   3	1   2   3	1,5   2   3	2   3   4	2   3   4	2   3   4	2,5   3,5   4,5	2,5   3,5   4,5	3,5   4,5
Lateral (mm)	max.	0,15   0,2   1	0,2   0,25   1	0,2   0,25   1	0,2   0,25   1	0,2   0,25   1	0,25   0,3   1	0,25   0,3   1	0,3   0,35   1	0,35   1
Angular (grad)	max.	1   1,5   2	1   1,5   2	1   1,5   2	1   1,5   2	1   1,5   2	1   1,5   2	1   1,5   2	1   1,5   2	1,5   2
Axiale Federsteife (N/mm)	C <sub>a</sub>	25   15   84	50   30   118	72   48   165	48   32   144	82   52   130	90   60   280	105   71   605	70   48   85	100   60
Laterale Federsteife (N/mm)	C <sub>r</sub>	475   137   140	900   270   224	1200   420   337	920   290   401	1550   435   500	2040   610   750	3750   1050   1200	2500   840   614	2000   1200
CAD Portal		<b>15</b>	<b>30</b>	<b>60</b>	<b>80</b>	<b>150</b>	<b>200</b>	<b>300</b>	<b>500</b>	<b>800</b>
2D/3D Daten										

## Anhang B 15: Materialkennwerte Aluminium MgSi-Knetleg. EN AW-6082 ([www.materialarchiv.ch](http://www.materialarchiv.ch))

Beimischungen, Grösse in mm:

Magnesium zusammen mit Silizium erhöht die Festigkeit beim Aushärten der Legierung. Die Zugfestigkeit nimmt dank der beiden Zusätze ebenso zu wie auch die Dehnbarkeit bei tiefen Temperaturen. Magnesium beeinflusst jedoch die Wärmumformung negativ, der Anteil Silizium erhöht den Werkzeugverschleiss bei spanendem Bearbeiten. Die zusätzliche Beimischung von Kupfer erhöht die Korrosionsbeständigkeit der Legierung. Der kleine Anteil Chrom verbessert die Rekristalisationsbeständigkeit und sorgt so für eine erhöhte Festigkeit.

Gefüge/ Mikrostruktur: kristallin

Erscheinung

Aussehen:

hohes Reflexionsvermögen

silbern

### Mechanische Eigenschaften

Brinellhärte [HB]:	65.00 bis 105.00 N/mm <sup>2</sup>
Bruchdehnung [ $\varepsilon_B$ ]:	10.00 bis 14.00 %
Dichte [ $\rho$ ]:	2 710.00 kg/m <sup>3</sup>
Elastizitätsmodul:	70 000.00 N/mm <sup>2</sup>
Scherfestigkeit:	210.00 N/mm <sup>2</sup>
Vickershärte geglüht:	100.00 HV
Zugfestigkeit [ft]:	205.00 bis 340.00 N/mm <sup>2</sup>

### Thermische Eigenschaften

Längenausdehnungskoeffizient E-6:	23.10 10 <sup>-6</sup> 1/K
Liquidus:	650.00 °C
Solidus:	575.00 °C
Spezifische Wärme [c]:	0.894 KJ/KG*K
Wärmeleitfähigkeit/-zahl [ $\lambda$ ]:	150.00 bis 170.00 W/mK

### Quellen der Kennwerte

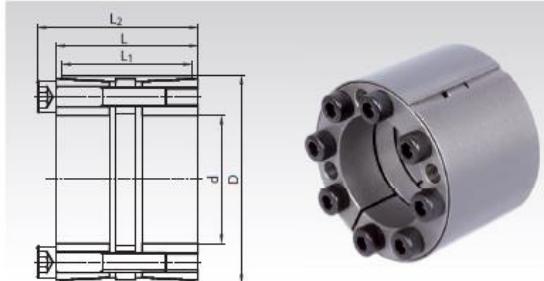
Mit Ausnahme der Ökobilanz beziehen sich alle Kennwerte auf den Zustand bzw Härtegrad T6. (Quelle: [aluminium.matter.org.uk](http://aluminium.matter.org.uk)). Die Kennwerte der Ökobilanz gelten für den allgemeinen, alle Aspekte einschliessenden Gebrauch von Aluminium, sind also nicht legierungsspezifische Angaben. (Quelle: [www.bbl.admin.ch/kbob](http://www.bbl.admin.ch/kbob)).

## Anhang B 16: Mädler Spannsätze COM-LL (www.mädler.de)

### Spannsätze COM-LL

**Werkstoff:** Stahl.

- Zur Befestigung einer Nabe (z.B. Antriebsrad, Rotor oder ähnliches) auf einer Welle.
- Für sehr hohe Drehmomente.
- Selbstzentrierend.
- Selbstsichernd.
- Axiale Verschiebung bei der Montage.



Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 615 513 25, Spannsatz COM-LL, 25 mm

Artikel-Nr.	d mm	D mm	L mm	L <sub>1</sub> mm	L <sub>2</sub> mm	T Nm	F <sub>ax</sub> kN	P <sub>w</sub> N/mm <sup>2</sup>	P <sub>N</sub> N/mm <sup>2</sup>	Schrauben 12.9 Anz. x Größe	T <sub>A</sub> Nm	Gewicht kg
615 513 25	25	50	45	39	51	900	70	245	122	6 x M6	17	0,50
615 513 28	28	55	45	39	51	1010	70	219	111	6 x M6	17	0,60
615 513 30	30	55	45	39	51	1100	70	204	111	6 x M6	17	0,60
615 513 35	35	60	45	39	51	1340	76	175	102	8 x M6	17	0,70
615 513 38	38	65	45	39	51	1810	120	161	94	10 x M6	17	0,70
615 513 40	40	65	45	39	51	1920	120	153	94	10 x M6	17	0,70
615 513 42	42	75	64	56	72	2970	141	188	105	8 x M8	41	1,00
615 513 45	45	75	64	56	72	3150	141	175	105	8 x M8	41	0,90
615 513 48	48	80	64	56	72	4000	166	164	98	8 x M8	41	1,40
615 513 50	50	80	64	56	72	4850	192	159	102	8 x M8	41	1,26
615 513 55	55	85	64	56	72	5810	220	140	93	9 x M8	41	1,36
615 513 60	60	90	64	56	72	7460	249	170	117	10 x M8	41	1,46
615 513 65	65	95	64	56	72	8400	256	163	114	10 x M8	41	1,55
615 513 70	70	110	78	70	88	13800	371	188	123	10 x M10	83	2,9
615 513 75	75	115	78	70	88	14000	401	162	109	10 x M10	83	3,0
615 513 80	80	120	78	70	88	19400	463	200	137	12 x M10	83	3,3
615 513 85	85	125	78	70	88	19600	472	179	125	12 x M10	83	3,4
615 513 90	90	130	78	70	88	21200	472	172	122	12 x M10	83	3,5
615 513 95	95	135	78	70	88	22400	486	163	118	12 x M10	83	3,7
615 514 00	100	145	100	90	112	32900	660	168	119	12 x M12	145	5,5

Diese Spannsätze sind in vielen weiteren Größen bis d=300mm für 524.000Nm lieferbar.

Preis und Lieferzeit auf Anfrage.

T = Übertragbares Drehmoment bei F<sub>ax</sub> = 0.

F<sub>ax</sub> = Übertragbare Axialkraft bei T = 0.

P<sub>w</sub> = Flächenpressung auf die Welle.

P<sub>N</sub> = Flächenpressung auf die Nabe.

T<sub>A</sub> = Anzugsdrehmoment der Schrauben.

### Passungen

Welle h8, Nabe H8.  
Rautiefe Welle/Nabe max. 12,5 µm.

### Montage

Spannsatz leicht geölt einbauen,  
kein MoS2 oder Fett verwenden.  
Schrauben gegenüberliegend  
versetzt in mehreren Stufen auf  
Anzugsdrehmoment T<sub>A</sub> anziehen.

### Demontage

Sämtliche Spannschrauben entfernen und in die (normalerweise freien)  
Abdrückgewinde des vorderen Flansches einschrauben, bis  
dieser sich löst.

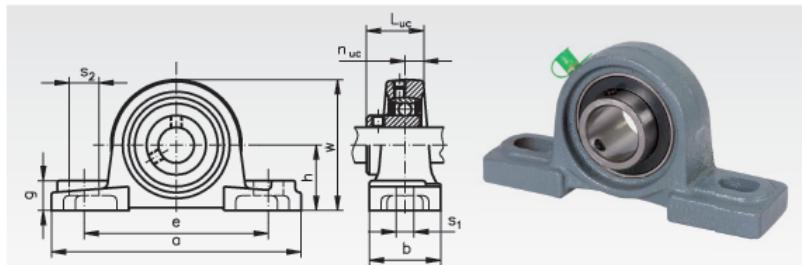
## Anhang B 17: Kugel-Stehlager UCP ([www.mädler.de](http://www.mädler.de))

### Kugel-Stehlager UCP (Grauguss)

**Werkstoff:** Gehäuse aus Grauguss.  
Lagereinsatz aus Wälzlagerringstahl.

Der Lagereinsatz kann im Gehäuse geschwenkt werden, um Fluchtungsfehler bei der Montage auszugleichen. Die Welle wird mit 2 Stellschrauben befestigt. Das Lager ist für normale Betriebsverhältnisse lebensdauergeschmiert, kann aber nachgeschmiert werden.

Technische Erläuterungen Seite 423.  
Lieferung inkl. Schmiemittel.



Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 625 112 00, Kugel-Stehlager UCP 201, Bohrung 12mm

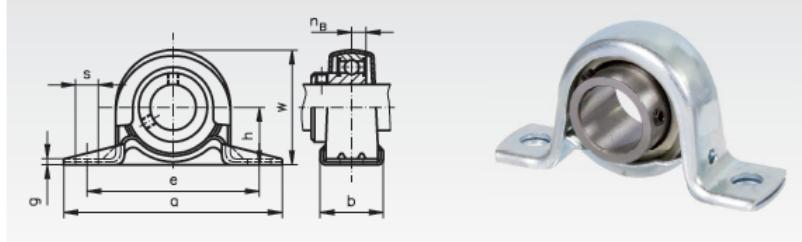
Artikel-Nr.	UCP Nr.	Bohrung mm	h mm	a mm	e mm	b mm	s <sub>1</sub> mm	s <sub>2</sub> mm	g mm	w mm	L <sub>uc</sub> mm	n <sub>uc</sub> mm	Lager-Tragzahlen*		Gewicht kg
													dyn. C kN	stat. C <sub>0</sub> kN	
625 112 00	201	12	30,2	127	95	38	13	19	14	62	31,0	12,7	9,9	6,2	0,61
625 115 00	202	15	30,2	127	95	38	13	19	14	62	31,0	12,7	9,9	6,2	0,61
625 117 00	203	17	30,2	127	95	38	13	19	14	62	31,0	12,7	9,9	6,0	0,61
625 120 00	204	20	33,3	127	95	38	13	19	14	65	31,0	12,7	9,9	6,0	0,65
625 125 00	205	25	36,5	140	105	38	13	19	15	71	34,1	14,3	10,8	7,0	0,79
625 130 00	206	30	42,9	163	121	46	17	21	17	82	38,1	15,9	15,1	10,0	1,27
625 135 00	207	35	47,6	167	127	47	17	21	18	92	42,9	17,5	19,9	13,7	1,56
625 140 00	208	40	49,2	178	136	52	17	21	18	97	49,2	19,0	22,6	15,7	1,97
625 145 00	209	45	54,0	189	146	54	17	21	21	105	49,2	19,0	25,2	17,8	2,27
625 150 00	210	50	57,2	206	159	60	20	23	21	113	51,6	19,0	27,1	19,7	2,70
625 155 00	211	55	63,5	217	171	59	20	25	24	123	55,6	22,2	33,4	29,2	3,02
625 160 00	212	60	69,8	240	183	69	20	25	26	135	65,1	25,4	47,8	33,0	4,80
625 165 00	213	65	76,2	263	203	68	25	30	28	149	65,1	25,4	44,0	40,0	5,14
625 170 00	214	70	79,4	266	210	69	25	30	28	155	74,6	30,2	46,8	45,0	5,59
625 175 00	215	75	82,6	273	217	74	25	30	28	163	77,8	33,3	50,9	49,3	6,47
625 180 00	216	80	88,9	290	231	77	25	30	33	174	82,6	33,3	55,0	53,3	7,27

\* Max. radiale Belastbarkeit bei Axialkraft = 0.  
Die axiale Tragzahl beträgt ca. 20% der radialen Tragzahl.

### Kugel-Stehlager BPP (Stahlblech zweiteilig, verzinkt)

**Werkstoff:** Gehäuse aus Stahlblech, 2-teilig, verzinkt. Lagereinsatz aus Wälzlagerringstahl.

Der Lagereinsatz kann im Gehäuse geschwenkt werden, um Fluchtungsfehler bei der Montage auszugleichen. Die Welle wird mit 2 Stellschrauben befestigt. Das Lager ist für normale Betriebsverhältnisse lebensdauergeschmiert. Eine Nachschmiermöglichkeit ist nicht vorhanden.  
Technische Erläuterungen Seite 423.



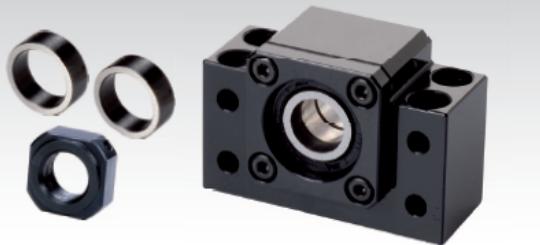
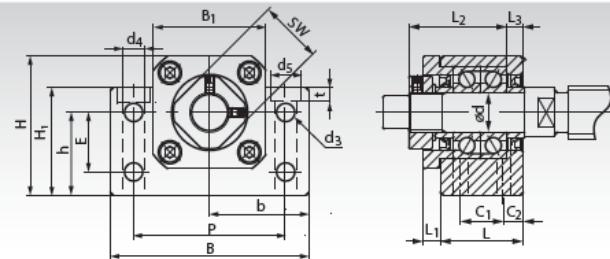
Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 625 212 00, Kugel-Stehlager BPP 201, Bohrung 12mm

Artikel-Nr.	BPP Nr.	Bohrung mm	h mm	a mm	e mm	b mm	s mm	g mm	w mm	n <sub>B</sub> mm	Lager-Tragzahlen*		Gewicht kg	
											dyn. C kN	stat. C <sub>0</sub> kN		
625 212 00	201	12	22,2	86	68	25	9,5	3	43,8	6	2,16	7,4	4,5	0,16
625 215 00	202	15	22,2	86	68	25	9,5	3	43,8	6	2,16	7,4	4,5	0,16
625 217 00	203	17	22,2	86	68	25	9,5	3	43,8	6	2,16	7,4	4,5	0,16
625 220 00	204	20	25,4	99	76	32	9,5	3	50,5	7	2,62	9,9	6,2	0,23
625 225 00	205	25	28,6	108	86	32	11,5	4	56,6	7,5	3,72	10,8	7,0	0,28
625 230 00	206	30	33,3	117	95	38	11,5	4	66,3	8	4,41	15,1	10,0	0,47
625 235 00	207	35	39,7	129	106	42	11,5	5	78	8,5	4,90	19,9	13,7	0,60

\* Max. radiale Belastbarkeit bei Axialkraft = 0. Die Gehäusebelastung ist zu beachten.  
Die axiale Tragzahl beträgt ca. 20% der radialen Tragzahl.

## Anhang B 18: Stehlagereinheiten BK und BF (www.mädler.de)

### Stehlagereinheiten BK, für Festlagerseite



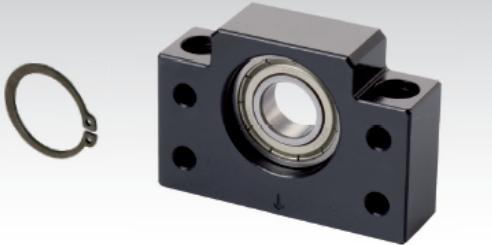
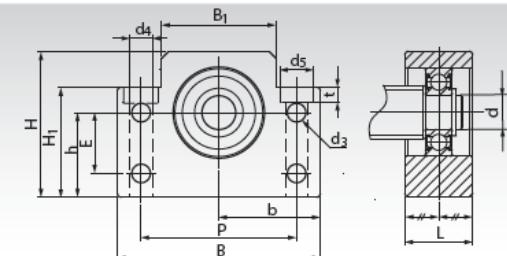
**Werkstoff:** Gehäuse aus Stahl, allseitig bearbeitet, brüniert.  
Auf Anfrage auch vernickelt. Kugellager aus Wälz Lagerstahl.  
Einbaufertiges Gehäuselager für Trapez- und Kugelgewindetriebe,  
für die Festlagerseite. Mit zwei leicht vorgespannten Schräkgugel-  
lagern und Dichtungen. Mit 8 Befestigungsbohrungen.

Lieferung inkl. Distanzbuchsen und Feststellmutter.  
Standardabmessungen, daher auch als Ersatz für Gehäuselager  
anderer Anbieter geeignet.  
Endenbearbeitung der Spindel auf Anfrage (siehe Seite 325).  
Passendes Lager für die Loslagerseite: Stehlagereinheit BF.

Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 642 001 10, Stehlagereinheit BK 10, Bohrung 10mm

Artikel-Nr.	Typ	d	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	B	H	b <sup>±0,02</sup>	h <sup>±0,02</sup>	B <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	E	P	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	t	SW	Gewicht
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
642 001 10	BK 10	10	25	5	29,5	5	60	39	30	22	34	32,5	15	46	13	6	5,5	6,3	10,5	6,5	16	0,39
642 001 12	BK 12	12	25	5	29,5	5	60	42	30	25	34	32,5	18	46	13	6	5,5	6,3	10,5	1,5	19	0,41
642 001 15	BK 15	15	27	6	32	6	70	47	35	28	38	38	18	54	15	6	5,5	6,3	10,5	6,5	22	0,57
642 001 17	BK 17	17	35	9	44	7	86	63	43	39	48	55	28	68	19	8	6,6	8,7	14,0	8,6	24	1,27
642 001 20	BK 20	20	35	8	43	8	88	59	44	34	50	50	22	70	19	8	6,6	8,7	14,0	8,5	30	1,19
642 001 25	BK 25	25	42	12	54	9	106	79	53	48	62	70	33	85	22	10	9	10,7	17,5	10,8	35	2,30
642 001 30	BK 30	30	45	14	61	9	128	88	64	51	74	78	33	102	23	11	11	13,7	20	13	40	3,32
642 001 35	BK 35	35	50	14	67	12	140	95	70	52	86	79	35	114	26	12	11	13,7	20	13	50	4,33
642 001 40	BK 40	40	61	18	76	15	160	109	80	60	98	90	37	130	33	14	14	17,7	26	17,5	50	6,50

### Stehlagereinheiten BF, für Loslagerseite



**Werkstoff:** Gehäuse aus Stahl, allseitig bearbeitet, brüniert.  
Auf Anfrage auch vernickelt. Kugellager aus Wälz Lagerstahl.  
Einbaufertiges Gehäuselager für Trapez- und Kugelgewindetriebe,  
für die Loslagerseite. Mit einem verschiebbaren Rillenkugellager mit  
Deckscheiben (Z2). Mit 6 Befestigungsbohrungen.

Lieferung inkl. Wellensicherungsring zur Arretierung auf dem  
Spindelende. Standardabmessungen, daher auch als Ersatz für  
Gehäuselager anderer Anbieter geeignet.  
Endenbearbeitung der Spindel auf Anfrage (siehe Seite 325).  
Passendes Lager für die Festlagerseite: Stehlagereinheit BK.

Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 642 002 10, Stehlagereinheit BF 10, Bohrung 8mm

Artikel-Nr.	Typ	d	L	B	H	b <sup>±0,02</sup>	h <sup>±0,02</sup>	B <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	E	P	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	t	Gewicht
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
642 002 10	BF 10	8	20	60	39	30	22	34	32,5	15	46	5,5	6,3	10,8	5,0	0,29
642 002 12	BF 12	10	20	60	43	30	25	34	32,5	18	46	5,5	6,3	10,8	1,5	0,30
642 002 15	BF 15	15	20	70	48	35	28	40	38	18	54	5,5	6,3	11	6,5	0,38
642 002 17	BF 17	17	23	86	64	43	39	50	55	28	68	6,6	8,7	14	8,6	0,74
642 002 20	BF 20	20	26	88	60	44	34	52	50	22	70	6,6	8,7	14	8,6	0,76
642 002 25	BF 25	25	30	106	80	53	48	64	70	33	85	9	10,7	17,5	11	1,42
642 002 30	BF 30	30	32	128	89	64	51	76	78	33	102	11	13,7	20	13	1,97
642 002 35	BF 35	35	32	140	96	70	52	88	79	35	114	11	13,7	20	13	2,22
642 002 40	BF 40	40	37	160	110	80	60	100	90	37	130	14	17,7	26	17,5	3,27



Vernickelt auf Anfrage.

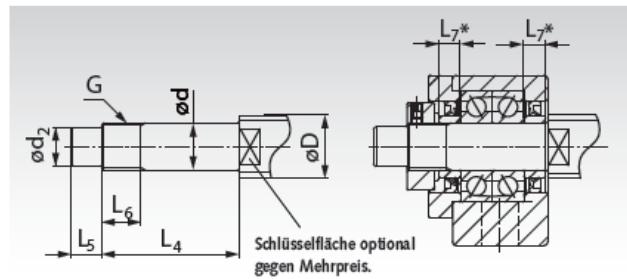
## Endenbearbeitung und Belastungsdaten für Lagereinheiten BK, EK und FK (Festlagerseite)

### Endenbearbeitung:

Trapezgewindespindeln und Kugelgewindespindeln können kundenseitig oder mit kurzer Lieferzeit gegen Mehrpreis bei **MÄDLER®** passend zur Lagerung bearbeitet werden. Die dargestellte Bearbeitung ist eine Empfehlung. Auf Kundenwunsch kann das Spindelende mit Länge  $L_5$  kürzer oder länger gefertigt und bei Bedarf mit einer Passfedernut DIN 6885 versehen werden.

### Belastungsdaten:

Die angegebenen Tragzahlen und Drehzahlen sind die absoluten Maximalwerte der Wälzläger. Die tatsächlich möglichen Belastungen und Drehzahlen der Spindeln sind wesentlich geringer, in Abhängigkeit von Durchmesser, Länge und Werkstoff.



### Empfohlene Endenbearbeitung für Spindeln passend zur Festlagerseite

Typ	Spindel-Ø D						G	$L_6^{\pm 0,2}$	$L_7^{1)}$	Lager-Belastungsdaten			
	KGT mm	TR mm	$d_{\text{g}6}$ mm	$d_2^{17}$ mm	$L_4^{\pm 0,2}$ mm	$L_5^{\pm 0,2}$ mm				Lager-Nr.	Tragzahlen axial dyn.C kN	stat.C <sub>o</sub> kN	Grenz-Drehzahl min <sup>-1</sup>
EK 06 / FK 06	8	10*	6	4	28	8	M6x0,75	8	5	706 A P5	2,03	0,80	46.400
EK 08 / FK 08	10/12	12*/14	8	6	32	9	M8x1	10	5,5	708 A P5	3,35	1,45	35.200
BK 10	12/14/15	16	10	8	36	15	M10x1	16	5,5	7000 A P5	5,0	2,34	29.440
EK 10 / FK 10	12/14/15	16	10	8	36	15	M10x1	11	5,5	7000 A P5	5,0	2,34	29.440
BK 12	14/15/16	18	12	10	36	15	M12x1	14	5,5	7001 A P5	5,4	2,71	25.760
EK 12 / FK 12	14/15/16	18	12	10	36	15	M12x1	11	5,5	7001 A P5	5,4	2,71	25.760
BK 15	18/20	20*/24	15	12	40	20	M15x1	12	6	7002 A P5	3,2	2,36	22.080
EK 15	18/20	20*/24	15	12	47	20	M15x1	13	10	7002 A P5	3,2	2,36	22.080
FK 15	18/20	20*/24	15	12	47	20	M15x1	13	10	7002 A P5	3,2	2,36	22.080
BK 17 / FK 17	20/25	24/28	17	15	53	23	M17x1	17	7	7203 A P5	10,1	5,45	18.400
BK 20	25/28/30	30/36	20	17	53	25	M20x1	15	8	7004 A P5	10,3	6,10	16.560
EK 20 / FK 20	25/28/30	30/36	20	17	62	25	M20x1	17	11	7204 A P5	13,6	7,55	15.640
BK 25	30/32/36	36	25	20	65	30	M25x1,5	18	9	7205 A P5	15,4	9,45	13.800
FK 25	30/32/36	36	25	20	76	30	M25x1,5	20	15	7205 A P5	15,4	9,45	13.800
BK 30 / FK 30	36/40	36*/40	30	25	72	38	M30x1,5	25	9	7206 A P5	21,3	13,6	11.040
BK 35	45	36*/40	35	30	81	45	M35x1,5	28	12	7207 A P5	28,2	18,5	9.660
BK 40	50	50	40	35	93	50	M40x1,5	35	15	7208 A P5	33,5	23,3	8.832

<sup>1)</sup> Die passenden Distanzbuchsen sind im Lieferumfang der Lagereinheiten BK, EK und FK enthalten.

\* Rillen vom Gewindegrund können sichtbar bleiben.

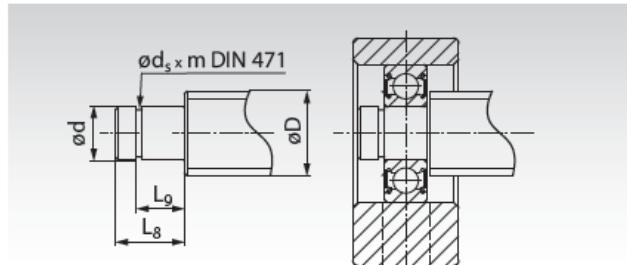
## Endenbearbeitung und Belastungsdaten für Lagereinheiten BF, EF und FF (Loslagerseite)

### Endenbearbeitung:

Trapezgewindespindeln, Kugelgewindespindeln und Wellen können kundenseitig oder mit kurzer Lieferzeit gegen Mehrpreis bei **MÄDLER®** passend zur Lagerung bearbeitet werden. Die dargestellte Bearbeitung ist eine Empfehlung. Auf Kundenwunsch kann das Spindelende mit Länge  $L_8$  länger gefertigt und bei Bedarf mit einer Passfedernut DIN 6885 versehen werden.

### Belastungsdaten:

Die angegebenen Tragzahlen und Drehzahlen sind die absoluten Maximalwerte der Wälzläger. Die tatsächlich möglichen Belastungen und Drehzahlen der Spindeln sind wesentlich geringer, in Abhängigkeit von Durchmesser, Länge und Werkstoff.



### Empfohlene Endenbearbeitung für Spindeln passend zur Loslagerseite

Typ	Spindel-Ø D						$m^{H13}$	DIN 471 <sup>1)</sup>	Lager-Nr.	Lager-Belastungsdaten		
	KGT mm	TR mm	$d_{\text{g}6}$ mm	$d_s^{-0,15}$ mm	$L_8^{\pm 0,2}$ mm	$L_9^{\pm 0,2}$ mm				Lager-Nr.	Tragzahlen radial dyn.C kN	stat.C <sub>o</sub> kN
EF 06 / FF 06	8	10*	6	5,7	9	6,8	0,8	6	606-22	2,3	0,8	37.000
EF 08	10/12	10*/12	6	5,7	9	6,8	0,8	6	606-22	2,3	0,8	37.000
BF 10 / EF 10 / FF 10	12/14/15	12*/14	8	7,6	10	7,9	0,9	8	608-22	3,3	1,4	34.000
BF 12 / EF 12 / FF 12	14/15/16	16/18	10	9,6	11	9,15	1,15	10	6000-22	4,6	2,0	31.000
BF 15 / EF 15 / FF 15	18/20	20*/24	15	14,3	13	10,15	1,15	15	6002-22	5,6	2,8	23.000
BF 17 / FF 17	20/25	24/28	17	16,2	16	13,15	1,15	17	6203-22	9,6	4,8	17.000
BF 20	25/28/30	30/36	20	19,0	16	13,15	1,15	20	6004-22	9,4	5,0	15.000
EF 20 / FF 20	25/28/30	30/36	20	19,0	19	15,35	1,35	20	6204-22	12,8	6,7	14.000
BF 25 / FF 25	30/32/36	36	25	23,9	20	16,35	1,35	25	6205-22	14,0	7,9	12.000
BF 30 / FF 30	36/40	36*/40	30	28,6	21	17,75	1,75	30	6206-22	19,5	11,3	9.500
BF 35	40/45	36/40	35	33	22	18,75	1,75	35	6207-22	16,0	10,4	9.000
BF 40	50	50	40	38	23	19,95	1,95	40	6208-22	29,5	18,0	8.000

<sup>1)</sup> Der Sicherungsring DIN 471 ist im Lieferumfang der Lagereinheiten BF, EF und FF enthalten.

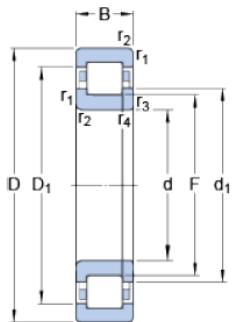
\* Rillen vom Gewindegrund können sichtbar bleiben.

## Anhang B 19: Zylinderrollenlager NUP 203 ECP ([www.skf.com/de](http://www.skf.com/de))

### NUP 203 ECP

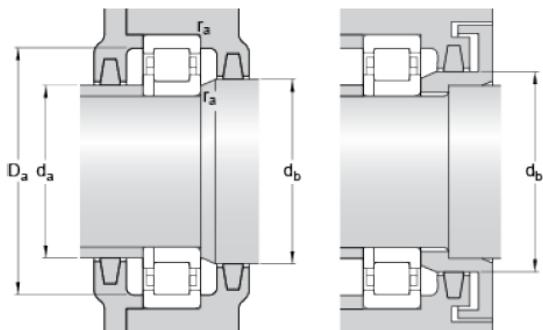
SKF Explorer

#### Abmessungen



d	17	mm
D	40	mm
B	12	mm
$d_1$	25	mm
$D_1$	32.35	mm
F	22.1	mm
$r_{1,2}$	min. 0.6	mm
$r_{3,4}$	min. 0.3	mm

#### Anschlussmaße



$d_a$	min. 20.7	mm
$d_b$	min. 27	mm
$D_a$	max. 36	mm
$r_a$	max. 0.6	mm

#### Berechnungsdaten

Dynamische Tragzahl	C	20	kN
Statische Tragzahl	$C_0$	14.3	kN
Ermüdungsgrenzbelastung	$P_u$	1.73	kN
Referenzdrehzahl		20000	r/min
Grenzdrehzahl		22000	r/min
Berechnungsbeiwert	$k_r$	0.15	

#### Calculation data

Berechnung Tragzahl: Grenzwert	e	0.2
Berechnung Tragzahl: Berechnungsbeiwert	Y	0.6

#### Gewicht

Gewicht Lager	0.072	kg
---------------	-------	----

## Anhang C: Liste der Zukaufteile

Für Komponenten, bei denen keine Eigenfertigung angenommen wird, wurden Preise bei den Herstellern oder Zulieferern angefragt. Damit ist eine grobe Abschätzung der Kosten möglich. Alle Preise sind Stand März 2018.

Komponente	Anbieter	Produkt	EUR /m.	Länge /m	Summe /EUR
<b>Halbzeuge</b>					
42 CrMo4-Rundstahl	Sehling.net	Rundstahl 110 mm	350,00	0,6	210,00
	Metall-express.de	Rundstahl 90 mm	665,44	0,25	166,36
	Metall-express.de	Rundstahl 70 mm	401,11	0,25	100,27
	Metall-express.de	Rundstahl 35 mm	99,95	0,4	39,98
			EUR /m <sup>2</sup>	Fläche /m <sup>2</sup>	
Flachstahl 12 mm	Blechmax.de	Stahlblech 12 mm St 37	240,00	1,5	360,00
<b>Drehzahlsensor</b>			EUR /St.	Anzahl	
Magnetring	SIKO	MR200	130,50	2	261,00
Magnetsensor	SIKO	MSK210	182,90	2	365,80

Zukaufteile für die Entwicklung des Antriebsstrangs					
Kategorie	Hersteller	Teilenummer	Einheit	Anzahl	Gesamtkosten
<b>Antriebselemente</b>					
Controller	Roboteq	SBL2360		360,45	1
BLDC-Motor	GEMS Motor	GM60BLF 140-430		283,50	2
Motor & Planetengetriebe	GEMS Motor	GM60BLF 140-430 & 57PL20		469,80	2
Starre Wellenkupplung	Mädler	Geschlitzte Schalenkupplung 60071600		39,25	2
Metallbalgkupplung	R&W	BK2-60-83		156,25	2
Spannsatz Hohlwelle	Mädler	COM-B 61562500		14,91	1
Spannsatz Nebentriebwelle	Mädler	COM-CB2 61557522		7,91	1
Spannsatz Torsionswelle	Mädler	COM-LL 25 61551325		19,64	1
Zahnriemen	Mulco	AT10 Gen III 0,84 m		43,20	1
Zahnriemenrad	Mädler	47 AT10/32-2 16843200		25,73	2
<b>Lager und Führungen</b>					
Innenlagerung Hauptwelle	Zamro	SKF NUP 203 ECP		26,67	1
O-Lagerung Hohlwelle	Zamro	SKF 7206 BEP		16,15	2
Stehlager Zwischenwelle	Mädler	UCP 204 62512000		10,34	1
Stehlager Zwischen- und Neben- triebwelle	Mädler	UCP 205 62512500		11,73	2
Stehlager Nebentriebwelle	Mädler	UCP 206 62513000		14,81	1
Stehlager Nebenwelle	Mädler	BF 25 64200225		48,77	1

Zukaufteile						
Artikel	Hersteller	Artikelnummer	Einheit	Preis	Anzahl	Gesamtpreis
Stehlager Haupt- und Nebenwelle	Mädler	BK 30 64200130		120,26	2	240,52
Führungsschiene (inkl 2 Führungswagen)	Misumi	SV2RZ24-940		209,35	2	418,70
Führungswagen	Misumi	SVRB24		44,24	4	176,96
<b>Nutentisch, Item-Profile</b>				<b>EUR /m</b>	<b>Länge /m</b>	
Nutentisch	ITEM	Nutplattenprofil 8 400x14, natur, 67802		85,24	0,8	68,19
Profile Tisch	ITEM	Profil 8 120x40, natur, 41629		66,90	8,4	561,96
Profile für Tischbeine	ITEM	Profil 8 80x80, natur, 2627		58,37	3,2	186,78
Profile für Eingriffsschutz	ITEM	Profil 8 40x40, natur, 2603		20,02	13,6	272,27
<b>Stellfüße</b>				<b>EUR /St.</b>	<b>Anzahl</b>	
Stellfüße	ITEM	Stellfuß D60, M10x75, 43929		11,65	4	46,60
Fußplatten	ITEM	Transport- und Fußplatte 8, 80x80, M10, 44072		15,17	4	60,68
<b>Plexiglasverkleidung</b>				<b>EUR /m<sup>2</sup></b>	<b>Fläche /m<sup>2</sup></b>	
	Evonik	Plexiglas XT klar 3mm		30,90	4 m <sup>2</sup>	123,60

---

## Literaturverzeichnis

---

- [1] Heroth, "Funktionserweiterung eines Schaltwalzenprüfstandes," Bachelorthesis, Institut für Mechatronische Systeme, TU Darmstadt, Darmstadt, 2015.
- [2] Aouini, Brockhaus, Korkisch, and Schimmrohn, "Aufbau und Weiterentwicklung eines Synchronisierungsprüfstandes," Advanced Design Project, Mechatronische Systeme im Maschinenbau, TU Darmstadt, Darmstadt, 2015.
- [3] Carroccia, Lanfermann, Mehren, and Möbius, "Messtechnische Erweiterung eines Schaltaktori-kprüfstandes," Advanced Design Project, Mechatronische Systeme im Maschinenbau, TU Darmstadt, Darmstadt, 2017.
- [4] Otto, "Untersuchung von Schaltvorgängen an einem elektro-mechanischen Schaltaktorikprüfstand," Master Thesis, Institut für Mechatronische Systeme, TU Darmstadt, Darmstadt, 2017.
- [5] Birkhofer, *Produktinnovation - Sommersemester 2017*. Darmstadt, 2017.
- [6] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek, and C. Spura, *Roloff/Matek Maschinenelemente*, 23rd ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [7] S. Basler, *Encoder und Motor-Feedback-Systeme: Winkellage- und Drehzahlerfassung in der industriellen Automation*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [8] Wiessler and Graw, *Die passende Sensorik für jeden Anwendungsfall: Vergleich optischer und magnetischer Längen- und Winkelmesssysteme*. [Online] Available: [https://www.siko-global.com/adbimage/27312/asset\\_original/vergleich-optischer-magnetischer-laengen-winkelmesssysteme.pdf](https://www.siko-global.com/adbimage/27312/asset_original/vergleich-optischer-magnetischer-laengen-winkelmesssysteme.pdf). Accessed on: Mar. 13 2018.
- [9] S. Rinderknecht, *Einführung in die Mechatronik für den Maschinenbau*. Aachen: Shaker, 2017.
- [10] Binder, *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten*: Springer, 2012.
- [11] Perneder, *Handbuch Zahnriementechnik: Grundlagen, Berechnung, Anwendung*, 9th ed. Berlin: Springer, 2009.
- [12] Elatech, M und V. [Online] Available: <http://elatech.com/wp-content/uploads/polyurethane-belts-m-v-catalogue-elatech.pdf>. Accessed on: Mar. 14 2018.
- [13] ContiTech Antriebssysteme GmbH, *Lieferprogramm CONTI SYNCHROFLEX Zahnriemen*. [Online] Available: <https://www.contitech.de/getmedia/c49294e0-e4d9-4c02-86c8-a5bf2a9649c7/PTG6220-DeEn-CONTI-SYNCHROFLEX.pdf>. Accessed on: Mar. 20 2018.
- [14] Verein Deutscher Ingenieure; Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb, *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*, 2015th ed. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2015.

- 
- 
- [15] Birkhofer and Nordmann, *Maschinenelemente und Mechatronik*, 3rd ed. Aachen: Shaker, 2008.
  - [16] Anton Schweizer, *Zylindrische Pressverbindung*. [Online] Available: <https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/pressverbindung/pressverbindung.php>.
  - [17] SKF, *Hauptkatalog*.