

TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN

AG KONSTRUKTION

Konstruktionslehre III
SoSe 2023

2. Konstruktionsaufgabe

Hubwerkseinheit eines Brückenkrans

GRUPPE 4

[REDACTED]
YASSINE KRAIEM, 457695
[REDACTED]

12. Juni 2023

[REDACTED]

Hiermit erklären wir, dass wir die vorliegende Hausaufgabe selbstständig und eigenhändig sowie ohne unerlaubte Hilfe und ausschließlich unter Verwendung der aufgeführten Quellen und Hilfsmittel angefertigt haben.

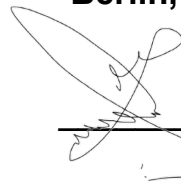
**Die selbstständige und eigenhändige
Anfertigung versichere ich an Eides statt.**

Berlin, den 21.5.2023


(Unterschrift)

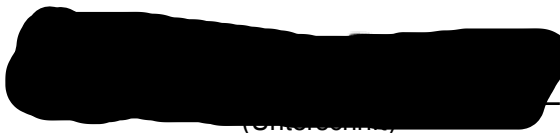
**Die selbstständige und eigenhändige
Anfertigung versichere ich an Eides statt.**

Berlin, den 21.5.2023

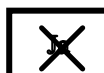

(Unterschrift)

**Die selbstständige und eigenhändige
Anfertigung versichere ich an Eides statt.**

Berlin, den 21.5.2023


(Unterschrift)

Wir stimmen der Nutzung unserer Zeichnung(en) in anonymisierter Form in der Konstruktionslehre an der TU Berlin zur Weiterbildung von Tutoren und Studenten zu.



Nein

Inhaltsverzeichnis

Tabellenverzeichnis	III
Abbildungsverzeichnis	IV
1 Anforderungsliste Pahl/Beitz	1
2 Meilensteinplan	2
3 Triebwerksgruppe nach DIN 15020	2
4 Seilkraft	2
4.1 Sicherheitsbetrachtung	4
4.2 Seiltrommelgeometrien	4
5 Asynchronmotor	5
5.1 Vorberechnungen	5
5.2 Motorwahl	6
5.3 Berechnung relevanter Motordaten	6
6 Gesamtübersetzung	7
7 Vorüberlegungen	8
7.1 Lösungsfindung	8
7.2 Übersicht	8
7.3 Bremse	9
7.4 Gehäuse	9
7.5 Schmiermittel	9
7.6 Dichtung	9
7.7 Stromversorgung	10
7.8 Verzahnung der Zahnrädern	10
7.9 Lager	10
8 Allgemeines für die Konzepte	11
8.1 Prinzipskizze	11
8.2 Übersetzung	12
8.3 Zahnradgeometrie	12
8.4 Teilmomente	12
9 Konzept 1	12
9.1 Beschreibung	12
9.2 Prinzipskizze	13
9.3 Übersetzung	13
9.4 Zahnradgeometrie	14
9.5 Teilmomente	15
10 Konzept 2	15
10.1 Beschreibung	15
10.2 Prinzipskizze	16
10.3 Übersetzung	16
10.4 Zahnradgeometrie	17
10.5 Teilmomente	17
11 Konzept 3	17
11.1 Beschreibung	17

11.2	Prinzipskizze	18
11.3	Übersetzung	18
11.4	Zahnradgeometrie	19
11.5	Teilmomente	19
12	Bewertung der Konzepte	19
12.1	Bewertungssystem	19
12.2	Bewertungskriterien	20
12.2.1	Kompakte Bauweise	20
12.2.2	Geringes Gewicht	20
12.2.3	Fertigungsaufwand	20
12.2.4	Montageaufwand	21
12.2.5	Wartungsaufwand	21
12.2.6	Sicherheit	21
12.2.7	Übersetzung	21
12.3	Technische Bewertung	22
12.4	Auswahl des Konzeptes	22
Literatur		23
Anlage A	Gantt diagramm	i
Anlage B	Prinzipskizzen	ii
Anlage C	Motor	v

Tabellenverzeichnis

1	Anforderungsliste	1
2	Daten für die Motorauswahl	5
3	relevante Motordaten	6
4	Motordaten	7
5	maximale Umfangsgeschwindigkeiten	9
6	Getriebegeometrien Konzept 1	15
7	Momente Konzept 1	15
8	Getriebegeometrien Konzept 2	17
9	Momente Konzept 2	17
10	Getriebegeometrien Konzept 3	19
11	Momente Konzept 3	19
12	Punkteskala	19
13	technische Bewertung	22

Abbildungsverzeichnis

1	Morphologischer Kasten	8
2	PZ Legende	11
3	PZ zwei Planetenstufen	13
4	PZ zwei Stirnradstufen	16
5	PZ drei Stirnradstufen	18

1 Anforderungsliste Pahl/Beitz

Zuerst wird eine Anforderungsliste nach Pahl/Beitz erstellt [10, S. 325]. Die Forderungen werden hinter dem Kürzel F und die Wünsche hinter dem Kürzel W aufgelistet:

Tabelle 1: Anforderungsliste

Anforderungsliste		Änderung	
Prio.	Anforderung	Verantw.	Datum
	Rahmenbedingungen :		
	Allgemeines:	Yassine	27.5.2023
F	- Hubwerk nach DIN 15020		
F	- Anlagenstückzahl 100		
	Abmaße:	Josua	27.5.2023
F	- Höhe der Seiltrommel ü. Boden 5 m		
F	- Hubhöhenbegrenzung 500 mm		
F	- Seilaufhängung B 600 mm		
	Fristen:	alle	27.5.2023
F	- Abgabe Testat 1 12.6.2023		
	Lasten/Kinematik:	alle	27.5.2023
F	- max. Tragfähigkeit 5000 kg		
F	- max. Hubgeschwindigkeit $4.5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$		
	Funktionalanforderungen :		
	Antrieb:	Max	29.5.2023
F	- Asynchronmotor nach DIN EN 50347 (Kurzschlussläufer Oberflächengekühlt)		
F	- erforderliche Hochlaufzeit 0.5 s		
	Bremse Hubwerk:	Max	29.5.2023
F	- elektromagnetisch gelüftet nach VDI 2241		
F	- erforderliche Bremszeit 0.5 s		
F	- Bremsstotzeit 0.05 s		
	Qualitätsanforderungen :		
	Wirtschaftlichkeit		
W	- Platzsparend	Yassine	31.5.2023
W	- Standard Fertigung	Josua	31.5.2023
W	- Preiswerte Werkstoffe	Yassine	31.5.2023
W	- möglichst einfache Wartung	Yassine	31.5.2023
	Sicherheit		
F	- alle aus Vergleichsliteratur bestimmten Sicher- heiten müssen eingehalten werden	Josua	31.5.2023
F	- gleiches gilt für Lebensdauern	Josua	31.5.2023
Stand: 12. Juni 2023			

2 Meilensteinplan

Um sicherzustellen, dass die Arbeit strukturiert durchgeführt wird, wurde ein Meilensteinplan entwickelt. Dieser Plan bietet nicht nur eine übersichtliche Darstellung des Fortschritts, sondern ermöglicht auch eine klare Aufteilung der Aufgaben. Die Übersicht des Meilensteinplans ist im Anhang zu finden.

3 Triebwerksgruppe nach DIN 15020

Für die Wahl der Triebwerksgruppe wird die mittlere Laufzeit je Tag benötigt [3, S. 2]. Bei Lastkollektiven wird zunächst geprüft, ob gilt [3, S. 10]:

$$\frac{\text{Gewicht des Tragemittels}}{\text{Tragfähigkeit}} \leq 0.05 \quad (1)$$

Die Bedingung ist erfüllt, so lange gilt:

$$\text{Gewicht des Tragemittels} \leq 250 \text{ kg} \quad (2)$$

Dieses Gewicht wird im vorliegenden Fall nicht überschritten.

Der kubische Mittelwert kann somit mit folgender Formel ermittelt werden [3, S. 10]:

$$k = \sqrt[3]{(\beta_1 + \gamma)^3 \cdot t_1 + \beta_2 + \gamma)^3 \cdot t_2 + \dots + \gamma^3 \cdot t\Delta} \quad (3)$$

Wobei gilt [3, S. 10]:

$$\beta = \frac{\text{Nutz- oder Teillast}}{\text{Tragfähigkeit}} \quad (4)$$

$$\gamma = \frac{\text{Gewicht von Lastaufnahme- und Anschlagmittel}}{\text{Tragfähigkeit}} \quad (5)$$

$$t = \frac{\text{Teillaufzeit Gewicht und Lastaufnahme}}{\text{Gesamtlaufzeit}} \quad (6)$$

$$t\Delta = \frac{\text{Teillaufzeit nur Lastaufnahme}}{\text{Gesamtlaufzeit}} \quad (7)$$

Die Daten wurden in Excel verarbeitet und es wurde ein kubischer Mittelwert von $k = 0.532$ bestimmt. Nach Tabelle 8 der DIN 15020 liegt somit ein mittleres Belastungskollektiv vor [3, S. 10].

Die mittlere Laufzeit je Tag in Stunden lässt sich ebenfalls aus den gegebenen Daten berechnen. Hierbei wird zuerst die Gesamtlaufzeit mit der Summenfunktion von Excel zu $t_{ges} = 3047 \text{ min}$ berechnet. Da die Lasthistorie 20 Tage umfasst und eine Stunde 60 Minuten enthält, gilt für die mittlere Laufzeit in Stunden $t_{m,h}$:

$$t_{m,h} = \frac{t_{ges}}{60 \cdot 20} \approx 2.56 \text{ h} \quad (8)$$

Es liegt somit die Laufzeitklasse V_2 vor und die dazugehörige Triebwerksgruppe 2_m [3, S. 2].

4 Seilkraft

Zunächst wird der Wirkungsgrad des Flaschenzugs bestimmt. Dieser ist im Falle eines viersträngigen Flaschenzugs mit einer Wälzlagerung [11, S. 16] der Seilrolle [3, S. 9]:

$$\eta_F = 0.97 \quad (9)$$

Die maximale Seilkraft kann mit der folgenden Formel berechnet werden [11, S. 8]:

$$F_S = \frac{(m_H + m_E) \cdot g}{i \cdot z \cdot \eta_F} \quad (10)$$

Wobei i für die Anzahl der Mechanismenzweige steht, welche im vorliegenden Fall eins beträgt [11, S. 9]. Die Anzahl der tragenden Stränge, auch als Seilübersetzung bezeichnet [11, S. 8], des Flaschenzuges z summieren sich zu vier. Somit gilt:

$$i = 1 \quad (11)$$

$$z = 4 \quad (12)$$

m_H steht für die maximale Hub- oder Nutzlast welche der Aufgabenstellung zu entnehmen ist.

$$m_H = m_T = 5000 \text{ kg} \quad (13)$$

Die maximale Masse des Lastaufnahmemittels ist der gegebenen Exceltabelle zu entnehmen.

$$m_E = 70 \text{ kg} \quad (14)$$

Die maximale Seilkraft berechnet sich mit Formel (10) somit zu:

$$F_S \approx 12819 \text{ N} \quad (15)$$

Bei der Seilkraft muss ebenfalls eine Zusatzkraft berücksichtigt werden, wenn die Seilspreizung größer als $\beta = 45^\circ$ in höchster Hakenstellung ist [3, S. 4]. Für die Ermittlung des Spreizwinkels werden zunächst der Durchmesser des Seils und der Durchmesser der Seiltrommel und der Seilrolle gewählt.

Der Beiwert zur Ermittlung des Seildurchmessers ergibt sich für nicht drehungsfreie Drahtseile und der Triebwerksgruppe 2_m zu [3, S. 3]:

$$c = 0.0950 \frac{\text{mm}}{\sqrt{N}} \quad (16)$$

Für den Seildurchmesser gilt [3, S. 2]:

$$d_{\min} = c \cdot \sqrt{F_S} \approx 10.76 \text{ mm} \quad (17)$$

Der nächstgrößere Seildurchmesser ist $d_{\text{Seil}} = 11 \text{ mm}$ [7, S. 9].

Für die Berechnung der Mindestdurchmesser der Seiltrommeln, Seilrollen und Ausgleichsrollen werden die beiden Beiwerte h_1 und h_2 benötigt [3, S. 4].

Für h_1 gilt bei nicht drehungsfreien Drahtseilen und der gewählten Triebwerksgruppe [3, S. 4]:

$$h_{1,ST} = 18 \quad \text{für Seiltrommeln} \quad (18)$$

$$h_{1,SR} = 20 \quad \text{für Seilrollen} \quad (19)$$

$$h_{1,AR} = 14 \quad \text{für Ausgleichsrollen} \quad (20)$$

Für h_2 gilt bei der vorliegenden Anordnung [3, S. 6]:

$$h_{2,ST} = 1 \quad \text{für Seiltrommeln} \quad (21)$$

$$h_{2,SR} = 1.12 \quad \text{für Seilrollen} \quad (22)$$

$$h_{2,AR} = 1 \quad \text{für Ausgleichsrollen} \quad (23)$$

Die Mindestdurchmesser berechnen sich somit zu [3, S. 4]:

$$D_{min,ST} = h_{1,ST} \cdot h_{2,ST} \cdot d_{Seil} \approx 198 \text{ mm} \quad \text{für Seiltrommeln} \quad (24)$$

$$D_{min,SR} = h_{1,SR} \cdot h_{2,SR} \cdot d_{Seil} \approx 246.4 \text{ mm} \quad \text{für Seilrollen} \quad (25)$$

$$D_{min,AR} = h_{1,AR} \cdot h_{2,AR} \cdot d_{Seil} \approx 154 \text{ mm} \quad \text{für Ausgleichsrollen} \quad (26)$$

Nun kann der Spreizwinkel bei der höchsten Hakenstellung mit den aus der Aufgabenstellung gegebenen Geometriegrößen berechnet werden.

$$A_{min} = 500 \text{ mm} \quad (27)$$

$$B = 600 \text{ mm} \quad (28)$$

$$\beta = 2 \cdot \arctan \frac{B - D_{min,SR}}{A_{min} \cdot 2} \approx 38.95^\circ \quad (29)$$

Da der Winkel unter 45 Grad ist, muss der Wert für die Seilkraft nicht korrigiert werden. Ebenfalls ist es Ok, mit dem Mindestdurchmesser der Seilrolle gerechnet zu haben, da der korrekte Durchmesser größer wäre und somit der Spreizwinkel noch kleiner.

Der Radius der Seilrillen kann nun ebenfalls der DIN 15020 entnommen werden [3, S. 5]:

$$r_{Rille} = 6 \text{ mm} \quad (30)$$

4.1 Sicherheitsbetrachtung

Für die Seilsicherheit S_{Seil} wird die wirkende Seilkraft mit der Bruchkraft F_{Bruch} des ausgewählten Seils verglichen. Als Seil wird ein einlagiges Rundlitzenseil der Seilklasse 6 x 7 gewählt [7, S. 9]. Mit der Festigkeitsklasse 1770 ergibt sich für das Seil die Normbezeichnung 11 6x7-FC 1770 U sZ [6, S. 28].

Für das gewählte Drahtseil ergibt sich bei einem Seildurchmesser von $d_{Seil} = 11 \text{ mm}$ [7, S. 9]:

$$F_{Bruch} = 71\,100 \text{ N} \quad (31)$$

Somit ergibt sich eine Sicherheit von:

$$S_{Seil} = \frac{F_{Bruch}}{F_S} \approx 5.5 \quad (32)$$

Diese liegt leicht über der geforderten Sicherheit von $S = 5$ [7, S. 4].

4.2 Seiltrommelgeometrien

Es wird ein Seiltrommelteilkreisdurchmesser von $d_{ST} = 260 \text{ mm}$ gewählt. Dieser liegt über dem geforderten Mindestdurchmesser. Weiterhin wird der Seiltrommeldurchmesser ähnlich groß gewählt wie der Außendurchmesser des Motors, um eine Kollision von Seil und Motor zu verhindern.

Zur Ermittlung der Seiltrommellänge wird zunächst die Windungszahl bestimmt.

Dafür wird die Hubhöhe der Hakenflasche benötigt, welche sich aus der Aufgabenstellung ergibt:

$$H = 5 \text{ m} - 500 \text{ mm} \approx 4500 \text{ mm} \quad (33)$$

Die Seilübersetzung von Formel (12) und der Durchmesser der Seiltrommel wurden bereits berechnet. Somit gilt für die Windungszahl [11, S. 19]:

$$w = \frac{z \cdot H}{D_T \cdot \pi} + 2 \approx 22.037 \quad (34)$$

Die Länge der Seiltrommel ohne Rand kann mit der folgenden Formel berechnet werden [11, S. 19]:

$$l_0 = w \cdot p \quad (35)$$

Die Rillensteigung p ergibt sich aus der Summe des Seildurchmessers d_{Seil} und der Seillücke s [11, S. 18]:

$$p = d_{Seil} + s \quad (36)$$

$$s = 0,15 \cdot d_{Seil} \quad (37)$$

Damit folgt:

$$p = d_{Seil} + 0,15 \cdot d_{Seil} = 12.65 \text{ mm} \quad (38)$$

Durch Einsetzen in Formel (35) ergibt sich für die Seiltrommellänge ohne Rand:

$$l_0 \approx 279 \text{ mm} \quad (39)$$

5 Asynchronmotor

5.1 Vorberechnungen

Das europäische Verbundnetz wird mit einer Frequenz von $f_{Netz} = 50 \text{ Hz}$ betrieben [9]. In der folgenden Tabelle werden die damit gegebenen Daten für die Auswahl des Asynchronmotors zusammengefasst:

Tabelle 2: Daten für die Motorauswahl

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Netzfrequenz	f_{Netz}	$50 \frac{1}{s}$
max. Tragfähigkeit	m_T	5000 kg
Gravitationskonstante	g	$9.81 \frac{m}{s^2}$
max. Hubgeschwindigkeit	$v_{Hub,max}$	$4.5 \frac{m}{min}$

Die Synchrondrehzahl n_s berechnet sich somit mit der in der Aufgabenstellung gegebenen Formel:

$$n_s = \frac{f_{Netz}}{p} \quad (40)$$

Es wird ein Asynchronmotor mit der Polpaarzahl $p = 3$ gewählt. Der Vorteil gegenüber einer kleineren Polpaarzahl ist, dass die Drehzahl geringer ist und somit eine geringere Übersetzung notwendig ist. Dadurch kann ein kleineres Getriebe mit weniger Komponenten verwendet werden, was wirtschaftliche Vorteile hat. Eine größere Polpaarzahl hat auch einen größeren Motor zur Folge [8, S. 16]. Dies kann zu konstruktiven Schwierigkeiten führen, wenn der Motor wie bei den später betrachteten Konzepten 2 und 3 unterhalb der Seiltrommel verbaut ist. Deshalb ist die gewählte Polpaarzahl ein guter Kompromiss.

Durch Einsetzen in Formel (40) ergibt sich die Synchrondrehzahl für diesen Motor:

$$n_s = 1000 \frac{1}{min} \approx 16.7 \frac{1}{s} \quad (41)$$

Um nun den Motor zu wählen, müssen die Getriebegrößen ermittelt werden. Zunächst wird die erforderliche Abtriebsleistung des Triebwerkes berechnet. Da laut Aufgabenstellung von

einem idealen Wirkungsgrad ausgegangen werden darf gilt [11, S. 99]:

$$P = F_{Hub} \cdot v_{Hub} \quad (42)$$

$$P_{ab} = m_T \cdot g \cdot v_{Hub,max} \approx 3679 \text{ W} \quad (43)$$

Da nach Aufgabenstellung von einem idealen Wirkungsgrad ausgegangen werden kann, gilt:

$$P_{ab} = P_{an} \approx 3679 \text{ W} \quad (44)$$

Es muss nun ein oberflächengekühlter Käfigläufer-Asynchronmotor gewählt werden, welcher mindestens diese Bemessungsleistung besitzt. Die nächstgrößere Bemessungsleistung ist 4 kW [8, S. 16]. Folglich ist die maximale Antriebsleistung:

$$P_{an,max} = 4 \text{ kW} \quad (45)$$

5.2 Motorwahl

Dementsprechend wurde ein Motor von Siemens nach [8, S. 16] gewählt: SIMOTICS FL -132 M - IM B5 - 6p. Im Anhang befindet sich das Datenblatt für den SIMOTICS FL -132 M - IM B3 - 6p. Die technischen Daten sind identisch für die Baureihe. Weiterhin befindet sich im Anhang die Zeichnung des verwendeten Motors. Die wichtigsten Daten dieses Motors werden in der folgenden Tabelle dargestellt:

Tabelle 3: relevante Motordaten

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Leistung	P	4 kW
Baugröße	-	132 M
Polpaarzahl	p	3
Nenndrehmoment	M_N	40 Nm
Nenndrehzahl	n	955 $\frac{1}{\text{min}}$

5.3 Berechnung relevanter Motordaten

Der Schlupf berechnet sich mit der Formel aus der Aufgabenstellung zu:

$$s_n = \frac{n_s - n}{n_s} \approx 0.045 \quad (46)$$

Weil die Drehzahl n im Bereich der Synchrdrehzahl liegt, kann die Formel für die Drehmoment-Schlupf-Kennlinie aus der Aufgabenstellung bis zum 1,4-fachen Nennmoment M_N linearisiert werden:

$$M(s) = \frac{M_N}{s_N} \cdot s \quad (47)$$

Da ein idealer Wirkungsgrad angenommen werden darf, gilt:

$$P_{ab} = P_{an} = 3679 \text{ W} \quad (48)$$

Daraus folgt:

$$P_{an} = 2 \cdot \pi \cdot n_{an} \cdot M(s) \quad (49)$$

Durch einsetzen von Formel (47) ergibt sich:

$$P_{an} = 2 \cdot \pi \cdot n_{an} \cdot \frac{M_N}{s_N} \cdot s \quad (50)$$

Zudem kann der Schlupf s wie in Formel (46) berechnet werden. Damit folgt:

$$P_{an} = 2 \cdot \pi \cdot n_{an} \cdot \frac{M_N}{s_N} \cdot \frac{n_s - n_{an}}{n_s} \quad (51)$$

Durch Umstellen nach der Antriebsdrehzahl und Nutzen der p-q-Formel entsteht folgende Gleichung:

$$n_{an} = \frac{n_s}{2} \pm \sqrt{\left(-\frac{n_s}{2}\right)^2 - \frac{P_{an} \cdot s_N \cdot n_s}{2 \cdot \pi \cdot M_N}} \quad (52)$$

Es ergeben sich zwei mögliche Lösungen:

$$n_{an,1} \approx 15.980 \frac{1}{s} \approx 958.78 \frac{1}{\text{min}} \quad (53)$$

$$n_{an,2} \approx 0.687 \frac{1}{s} \approx 41.22 \frac{1}{\text{min}} \quad (54)$$

Die erste Lösung ist korrekt, weil sich diese Antriebsdrehzahl zwischen der Synchrondrehzahl Abschießend kann nun das Betriebsmoment M durch Umstellen der Formel (49) berechnet werden:

$$M = \frac{P_{an}}{2 \cdot \pi \cdot n_{an}} \approx 36.64 \text{ Nm} \quad (55)$$

Die Daten des Motors werden abschließend in dieser Tabelle zusammengefasst:

Tabelle 4: Motordaten

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Synchrondrehzahl	n_s	$1000 \frac{1}{\text{min}}$
Antriebsleistung	P_{an}	3679 W
Antriebsdrehzahl	n_{an}	$958.78 \frac{1}{\text{min}}$
Betriebsmoment	M	36.64 Nm

6 Gesamtübersetzung

Für die erforderliche Übersetzung wird zunächst die Abtriebsdrehzahl und das Abtriebsmoment berechnet. Die maximale Abtriebsdrehzahl ergibt sich aus der Seilübersetzung $z = 4$ dem Trommeldurchmesser und der maximalen Hubgeschwindigkeit:

$$n_{ab} = \frac{v_{Hub,max} \cdot z}{d_{ST} \cdot \pi} \approx 22.037 \frac{1}{\text{min}} \quad (56)$$

Für das Abtriebsmoment gilt:

Die zu realisierende Getriebeübersetzung berechnet sich zu:

$$i_{ges,Getriebe} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \approx 43.508 \quad (57)$$

7 Vorüberlegungen

7.1 Lösungsfindung

Nachdem anfangs die Anforderungsliste nach Pahl/Beitz erstellt wurde, muss nun eine geeignete Methode zur Lösungsfindung verwendet werden. Das Kollektionsverfahren ist eine dafür geeignete Methode. Diese Methode basiert auf Literaturrecherche sowie der Untersuchung vorhandener Lösungen und Systeme, die Ähnlichkeiten mit dem zu entwickelnden System aufweisen [10, S. 259]. Das System wird in Teilprobleme aufgeteilt und die möglichen Lösungen werden später im morphologischen Kasten dargestellt, um die Kombination der Teillösungen zu erleichtern.

7.2 Übersicht

Anhand des morphologischen Kastens nach Zwicky [10, S. 300] werden die Probleme in Teilprobleme aufgeteilt. Die Lösungsmöglichkeiten für die Teilprobleme werden in Reihen eingetragen und kombiniert, um eine sinnvolle Gesamtlösung zu erhalten. Es werden hierbei die wichtigsten Ideen, die realisierbar sind und mit den Anforderungen übereinstimmen, zusammengefasst. Die drei farbig markierten Linien stehen für die drei Konzepte, welche später näher ausgeführt werden.

Funktionen			Konzepte		
			3	2	1
1	Getriebe	Stufe 1	Stirnradgetriebe Gradverzahnung	Antrieb: Sonnenrad Abtrieb: Stegwelle Fest: Hohlrads	Stirnradgetriebe Schrägverzahnung
2		Stufe 2	Stirnradgetriebe Gradverzahnung	Planetengetriebe Antrieb: Sonnenrad Abtrieb: Hohlrads Fest: Stegwelle	Kettentrieb
3		Stufe 3	Stirnradgetriebe Gradverzahnung		Keine
	Stromversorgung		Schleifleitung		Schleppkabel
4	Position der Bremse		An der Antriebswelle (zwischen Motor und Antriebswelle)		An der Abtriebswelle (Seiltrommelseite)
5	Schmiermittel		Fett		Öl
6	Gehäusegestaltung Teilungsarten		Troggehäuse	Topfgehäuse	Kastengehäuse Topfgehäuse mit beidseitigem Lagerschild (Seiltrommel)

Abbildung 1: Morphologischer Kasten

Die einzelnen Vorüberlegungen werden im Folgenden genauer ausgeführt.

7.3 Bremse

Wie in der Aufgabenstellung erwähnt, muss eine elektromagnetisch gelüftete Bremseinheit nach VDI 2241 ausgelegt werden. Bei dem verbauten Bremsentyp handelt es sich um eine Notstoppbremse, welche eine Bremszeit von 0,5s nicht überschreitet. Es muss eine Notstoppbremse verwendet werden, um die Last im Fall einer Notsituation wie zum Beispiel eines Stromausfalls zu halten [13, S. 130].

Damit das Gewicht, der Preis und die Dimensionen dieser Kupplung gering bleiben, ist die Bremse da einzubauen, wo das kleinste Drehmoment und die größte Drehzahl wirkt. Deswegen wird die Bremse bei der Motorwelle eingebaut. Denn an der Motorwelle wirkt das kleinste Drehmoment und die größte Drehzahl.[18, S. 508]

7.4 Gehäuse

Die allgemeinen Gestaltungsregeln nach [1, S. 445 f.] besagen, dass geschweißte Gehäuse für Einzelfertigung geeignet sind. Werden mehr als drei Stück gefertigt, sollen gegossene Gehäuse bevorzugt werden. Weil das Hubwerk 100 mal bestellt ist, wird Gießen als Fertigungsverfahren ausgewählt.

Für Konzept 1 ist die Seiltrommel ein Teil des Gehäuses. Für alle Konzepte wird sie als Drehteil gefertigt [4]. Für Konzept 2 und 3 gilt, um die Größenunterschiede zwischen Seiltrommel und Abtriebswelle zu realisieren, werden die Teile miteinander verschweißt.

Zudem werden auch die kleinen Deckel als Drehteile gefertigt.

7.5 Schmiermittel

Für die Wahl des Schmiermittels sind unter anderem die maximalen Umfangsgeschwindigkeiten der Getriebe ausschlaggebend. Weil ins langsame übersetzt wird, treten die schnellsten Geschwindigkeiten jeweils bei dem Zahnrad auf der Antriebswelle auf. Diese berechnen sich mit der Formel:

$$v_u = \frac{n_{an}}{60} \cdot \frac{d_a}{1000} \cdot \pi \quad (58)$$

Die maximalen Umfangsgeschwindigkeiten werden für die einzelnen Konzepte in der folgenden Tabelle zusammengefasst. Die Kopfkreisdurchmesser werden aus den Tabellen 6, 8 und 10 entnommen:

Tabelle 5: maximale Umfangsgeschwindigkeiten

Konzept	Kopfkreisdurchmesser	Umfangsgeschwindigkeit
Konzept 1	37.5 mm	1.9 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$
Konzept 2	46 mm	2.3 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$
Konzept 3	50 mm	2.5 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

Somit wird die empfohlene Geschwindigkeit für eine Öлтаuchschmierung nicht überschritten. Für eine Tauchschmierung spricht dazu ihre Einfachheit und Zuverlässigkeit. [18, S. 753] Deswegen wurde bei den Konzepten mit den Stirnradgetrieben die Öлтаuchschmierung gewählt.

Für das Planetengetriebe wird eine Fettschmierung verwendet, weil eine Öлтаuchschmierung aufgrund der Rotation der Seiltrommel ungünstig ist. Eine Fettschmierung ist zudem anwendbar, weil die Geschwindigkeit $v_{1,K1}$ jeden Schmierstoff zulässt. [14, S. 207]

7.6 Dichtung

Für die Konstruktion werden sowohl statische als auch dynamische Dichtungen benötigt. Um die Montage und Demontage zu erleichtern, wurden lösbare Dichtungen ausgewählt.

Da Konzept 1 mit Fett geschmiert wird, sind Filzringe hier geeignet als dynamische Dichtungen an der Antriebs- und Abtriebsseite. Diese sind preiswerte Dichtungen und sind geeignet bei einer Geschwindigkeit bis $4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und eine Temperatur bis 100°C [18, TB 19-10 S. 293]. Die Abdichtung gegen Fettverlust und Verschmutzung erfolgt durch Filzringe [18, S. 566].

Bei Konzept 2 sowie Konzept 3 werden als dynamische Dichtungen an der Antriebs- und Abtriebsseite, aufgrund der hohen Drehgeschwindigkeit und der gewählten Schmiermethode, Radialwellendichtringe als dynamische Dichtungen eingesetzt. Diese RWDR können [DIN 3760, S.5] Drehzahlen von bis zu $3000 \frac{1}{\text{min}}$ und eine Umfangsgeschwindigkeit von $5.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ vertragen [5, S. 5]. Sie verfügen über eine hohe Lebensdauer und eine effektive Dichtwirkung [18, S. 739]. Als statische Dichtung wird für die beiden Gehäuseteile eine Flachdichtung verwendet, da diese für Flüssigkeiten geeignet ist [12, S. 7]. Zusätzlich müssen Ringdichtungen zwischen dem Deckel und dem Gehäuse angebracht werden, um eine vollständige Abdichtung des Systems zu gewährleisten.

7.7 Stromversorgung

Die Stromversorgung für Einschienenlaufkatzen kann nach [11, S. 119] mittels Kleinschleifleitungen oder Schleppkabel durchgeführt werden. Mit den Preisvergleichen unter [17] und [16] wurde festgestellt, dass die Stromversorgung mithilfe von einem Schleppkabel günstiger ist. Deswegen wurde die Variante mit dem Schleppkabel für die Stromversorgung ausgewählt.

7.8 Verzahnung der Zahnrädern

Es wurden Geradstirnräder gewählt, weil diese am einfachsten herstellbar und somit am günstigsten sind. Nachteile von Geradverzahnung sind ein ungünstigeres Geräuschverhalten sowie eine schlechtere Laufruhe. Diese Punkte sind aber für diesen Anwendungszweck nicht zu priorisieren, da die Lautstärke und die Laufruhe bei einer Hubwerkseinheit eines Brückenkrans nicht entscheidend sind. Zudem treten bei der Geradverzahnung im Gegensatz zur Schrägverzahnung keine Axialkräfte auf, wodurch Kosten bei der Lagerung eingespart werden können. Insgesamt überwiegen damit die Vorteile der Geradverzahnung gegenüber ihren Nachteilen. [14, S. 5]

7.9 Lager

Für alle Wellen wird eine Fest-Los-Lagerung verwendet, da die Zahnräder geradverzahnt sind und somit kein resultierenden Axialkräfte auftreten. Die Planeten bei Konzept 1 werden schwimmend gelagert, weil dies eine konstruktiv einfache und damit wirtschaftliche Lösung ist [15, S. 15].

8 Allgemeines für die Konzepte

8.1 Prinzipskizze

Die Legende der Prinzipskizzen wird, inspiriert von der Legende aus dem ISIS Kurs, im Folgenden tabellarisch zusammengefasst.


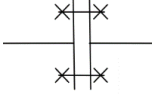

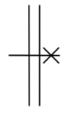

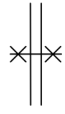


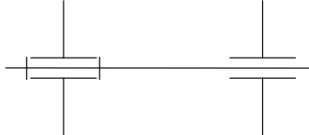

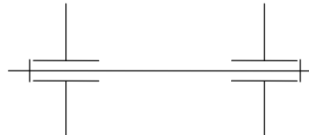






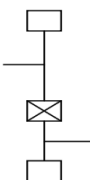


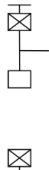
Prinzipielle Darstellungen			
Motor		Starre Kupplung	
Stromkabel		Kopfschraube	
Antriebsmoment		Durchsteckschraube	
Abtriebsmoment		Befestigung an dem Gehäuse	
Fest-Los-Lagerung		Bremse	
schwimmende Lagerung		Schweißverbindung	
		RWDR	
Festlager		Filtzring	
Loslager		Flachdichtung	
Stirnrad, geradverzahnt		O-ring	
		Axial-Radial Festlegung	
Hohlrad			

Abbildung 2: PZ Legende

Die Prinzipskizzen werden in den einzelnen Konzepten einmal abgebildet, sind jedoch im

Anhang nochmal in Großformat zu finden.

8.2 Übersetzung

Mit Stirnrädern können üblicherweise Übersetzungen von bis zu $i \leq 6$ pro Stufe realisiert werden [18, S. 753]. Mit Planetengetrieben lassen sich Übersetzungen pro Stufe bis zu $i \leq 13$ realisieren [14, S. 6]. Das erste und zweite Getriebekonzept wird mit zwei Getriebestufen ausgeführt. Bei dem ersten Konzept werden zwei Planetenstufen gewählt, bei dem zweiten Konzept werden zwei Stirnradstufen gewählt.

Für die Übersetzung von Stirnrädern gilt weiterhin [18, S. 780]:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (59)$$

8.3 Zahnradgeometrie

Die Teilkreisdurchmesser der Zahnräder berechnet sich, unter Verwendung des Moduls m mit der Formel [18, S. 778]:

$$d_t = m \cdot z \quad (60)$$

Für den Fußkreisdurchmesser gilt [18, S. 780]:

$$d_f = m \cdot (z - 2.5) \quad (61)$$

Für den Kopfkreisdurchmesser gilt [18, S. 780]:

$$d_a = m \cdot (z + 2) \quad (62)$$

Für den Achsabstand gilt [18, S. 780]:

$$a = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) \quad (63)$$

Für die Getriebe wird jeweils ein Modul m aus der Vorzugsreihe nach DIN 780 gewählt. Weiterhin wird darauf geachtet, dass pro Zahnradpaarung eine Zähnezahl als Primzahl gewählt wird, um ein periodisches Aufeinandertreffen der Zähne zu verhindern [2, S. 640].

8.4 Teilmomente

Das Antriebsmoment wurde bereits in Formel (55) berechnet. Für die Momente die auf die einzelnen Wellen wirken muss das Moment welches auf die vorherige Welle wirkt mit der jeweiligen Teilübersetzung multipliziert werden.

$$M_{Welle2} = M_{Welle1} \cdot i_{Teil,korrekt} \quad (64)$$

9 Konzept 1

9.1 Beschreibung

In diesem Konzept wurde darüber nachgedacht, die kompakteste Konstruktion zu bauen. Das Konzept besteht aus seriell geschalteten Planetenstufen, die in der Seiltrommel integriert sind. Über eine Kupplung wird die Antriebswelle mit der Sonnenradwelle verbunden. Auf der Sonnenradwelle befindet sich die Bremsenheit, welche gemäß VDI 2241 ausgelegt wird. Das Drehmoment wird über das Sonnenrad auf die Stegwelle übertragen. Das Hohlrad von der ersten Getriebestufe ist fest mit dem Tragwerk verbunden. Die Stegwelle der ersten Stufe treibt die Sonnenradwelle der zweiten Stufe an. Die Stegwelle der zweiten Stufe ist ebenfalls durch

eine abgedichtete Einschraubverbindung fest mit dem Tragwerk verbunden. Somit kann sich das zweite Hohlrad drehen und treibt die darauf befestigte Seiltrommel an. Die Seiltrommel wird durch eine Fest-Los-Lagerung gelagert.

Der Lastausgleich zum Ausgleich der Fertigungstoleranzen bei Planetengetrieben wird durch eine nachgiebige Befestigung der Planetenbolzen im jeweiligen Steg realisiert [14, S. 363 f.]. Diese besondere Befestigung wird jedoch in der Prinzipskizze nicht dargestellt.

Die Planeten werden durch eine schwimmende Lagerung und die Wellen mit einer Fest-Los-Lagerung gelagert. Das Gehäuse ist in diesem Fall ein Topfgehäuse mit beidseitigem Lager-schild. Es besteht aus der Seiltrommel und dem Tragwerk. Das Konzept wird auf dem Tragwerk mit einer Durchsteckverbindung befestigt.

Die Seiltrommel wird als Drehteil gefertigt.

Das Konzept wird durch Fettschmierung geschmiert. Die Abdichtung erfolgt in diesem Konzept über zwei Filzringe an beiden Seiten der Seiltrommel. Zusätzlich werden O-Ringe als statische Dichtungen auf dem Deckel verwendet.

9.2 Prinzipskizze

Konzept 1

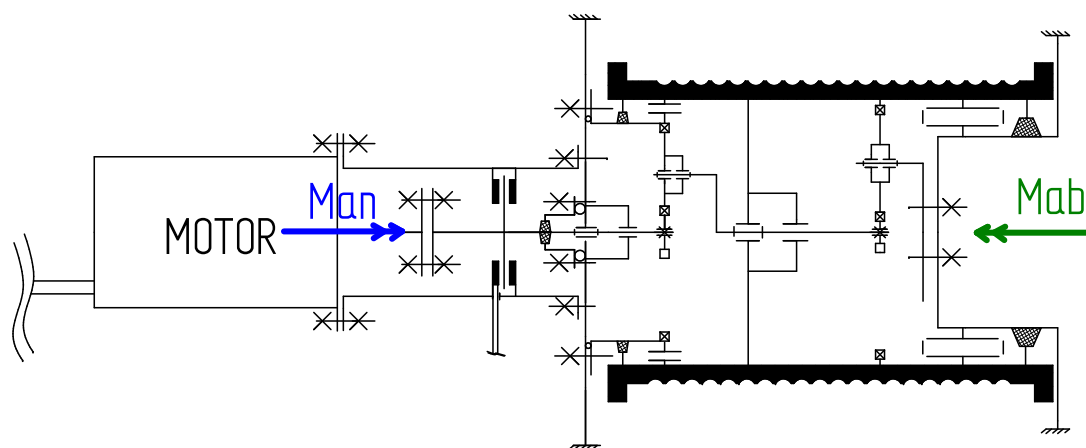


Abbildung 3: PZ zwei Planetenstufen

9.3 Übersetzung

Die ungefähre Teilübersetzung berechnet sich zu:

$$i_{\text{teil}} = \sqrt{i_{\text{ges,Getriebe}}} \approx 6.596 \quad (65)$$

Bei Planetenstufen berechnet sich die Übersetzung je nachdem welche Welle angetrieben wird unterschiedlich. Im vorliegenden Konzept wird bei der ersten Stufe das Hohlrad festgehalten (am Gehäuse verschraubt) und der Antrieb erfolgt über die Sonnenradwelle. Bei der zweiten Stufe erfolgt der Antrieb über die Sonnenradwelle der Planetensteg wird festgehalten und das Hohlrad ist direkt mit der Seiltrommel verbunden. Für die erste Stufe lässt sich die Teilüberset-

zung mit folgender Formel berechnen [14, S. 361]

$$i_{Stufe1,teil} = 1 - \frac{z_{Z2,Stufe1}}{z_{Z1,Stufe1}} \quad (66)$$

Für die zweite Stufe gilt [14, S. 361]:

$$i_{Stufe2,teil} = -\frac{z_{Z2,Stufe2}}{z_{Z1,Stufe2}} \quad (67)$$

Die Zähnezahlen werden so gewählt, dass beide Stufen in etwa die gleiche Teilübersetzung haben, das Hohlrad der ersten Stufe jedoch ein wenig kleiner als das Hohlrad der zweiten Stufe ist und die Zähnezahlbedingung gilt. Die Zähnezahlen und korrekten Übersetzungen lauten:

$$z_{Z1,Stufe1-2} = 23 \quad (68)$$

$$z_{Z2,Stufe1} = -139 \quad (69)$$

$$z_{Z2,Stufe2} = -145 \quad (70)$$

$$i_{Stufe1,teil,korrekt} \approx 7.043 \quad (71)$$

$$i_{Stufe2,teil,korrekt} \approx 6.304 \quad (72)$$

$$i_{ges,korrekt} = i_{Stufe1,teil,korrekt} \cdot i_{Stufe2,teil,korrekt} \approx 44.405 \quad (73)$$

Als Nächstes wird die Zähnezahlbedingung für die beiden Planetenstufen überprüft. Es wird von 3 Planeten ausgegangen. Somit gilt [14, S. 363]:

$$\frac{z_{Z1,Stufe1} - z_{Z2,Stufe1}}{3} = 54 \quad (74)$$

$$\frac{z_{Z1,Stufe2} - z_{Z2,Stufe2}}{3} = 56 \quad (75)$$

Die Zähnezahlbedingung gilt somit für beide Stufen.

Für die Zähnezahlen der Planeten bei Null-Verzahnung gilt [14, S. 363]:

$$z_{Zp,Stufe1} = \frac{-z_{Z1,Stufe1} - z_{Z2,Stufe1}}{2} \approx 58 \quad (76)$$

$$z_{Zp,Stufe2} = \frac{-z_{Z1,Stufe2} - z_{Z2,Stufe2}}{2} \approx 61 \quad (77)$$

$$(78)$$

9.4 Zahnradgeometrie

Für das erste Konzept eignet sich ein Modul von $m = 1.5 \text{ mm}$. Die Zahnradgeometrien berechnen sich somit zu:

Tabelle 6: Getriebegeometrien Konzept 1

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Teilkreisdurchmesser Z1 Stufe 1-2	$d_{t,Z1,Stufe1-2}$	34.5 mm
Teilkreisdurchmesser Zp Stufe 1	$d_{t,Zp,Stufe1}$	87 mm
Teilkreisdurchmesser Zp Stufe 2	$d_{t,Zp,Stufe2}$	91.5 mm
Teilkreisdurchmesser Z2 Stufe 1	$d_{t,Z2,Stufe1}$	208.5 mm
Teilkreisdurchmesser Z2 Stufe 2	$d_{t,Z2,Stufe2}$	217.5 mm
Fußkreisdurchmesser Z1 Stufe 1-2	$d_{f,Z1,Stufe1-2}$	31 mm
Fußkreisdurchmesser Zp Stufe 1	$d_{f,Zp,Stufe1}$	83.5 mm
Fußkreisdurchmesser Zp Stufe 2	$d_{f,Zp,Stufe2}$	88 mm
Fußkreisdurchmesser Z2 Stufe 1	$d_{f,Z2,Stufe1}$	212 mm
Fußkreisdurchmesser Z2 Stufe 2	$d_{f,Z2,Stufe2}$	221 mm
Kopfkreisdurchmesser Z1 Stufe 1-2	$d_{a,Z1,Stufe1-2}$	37.5 mm
Kopfkreisdurchmesser Zp Stufe 1	$d_{a,Zp,Stufe1}$	90 mm
Kopfkreisdurchmesser Zp Stufe 2	$d_{a,Zp,Stufe2}$	94.5 mm
Kopfkreisdurchmesser Z2 Stufe 1	$d_{a,Z2,Stufe1}$	205.5 mm
Kopfkreisdurchmesser Z2 Stufe 2	$d_{a,Z2,Stufe2}$	214.5 mm
Achsabstand Planet/Sonne Stufe 1	a_{Stufe1}	60.75 mm
Achsabstand Planet/Sonne Stufe 2	a_{Stufe2}	63 mm

9.5 Teilmomente

Für die Teilmomente der Planetenstufen gilt:

Tabelle 7: Momente Konzept 1

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Moment auf Sonnenradwelle 1	M_{an}	36.64 Nm
Moment auf Stegwelle 1/ Sonnenradwelle 2	M_{zw}	258.07 Nm
Moment auf Hohlrads 2/ Seiltrommel	M_{ab}	1627 Nm

10 Konzept 2

10.1 Beschreibung

Es wurde sich für dieses Konzept entschieden, da es eine wirtschaftliche Lösung ist und für die Montage sowie die Wartungsarbeit relativ einfach gestaltet ist.

Es werden zwei Stirnradstufen als erstes Konzept verwendet. Die Verbindung zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle des Motors erfolgt über eine Kupplung. Auf der Antriebswelle befindet sich die Bremseinheit, welche gemäß VDI 2241 ausgelegt wird. Das Drehmoment wird über die erste Stirnradstufe auf eine Zwischenwelle übertragen. Anschließend wird es über die zweite Stirnradstufe auf die Abtriebswelle übertragen. Die Abtriebswelle ist mit der Seiltrommel verbunden.

Alle Wellen sind mit einem Festlager und einem Loslager gelagert. Das Gehäuse wird in Form eines Topfgehäuses gegossen. Die Abdichtung der Gehäuse zwischen den zwei Gehäusehälften erfolgt über eine Flachdichtung. Zusätzlich wird an den An- und Abtriebswellen ein Radialwellendichtring als dynamische Dichtung vorgesehen. Alle Dichtungen an den restlichen Deckeln und an den Ölein- und Ölauslassschrauben, sowie beim Ölschauglas werden durch statische Dichtungen gewährleistet. Die Zahnräder werden durch eine Tauchschmierung mit Öl geschmiert. Dafür sollten auch Ölkänaäle vorhanden sein, um eine ausreichende Zirkulation des Öls in allen zu schmierenden Getriebeteilen zu gewährleisten [18, S. 100]. Zur Kontrolle des

Ölstands wird ein Ölschauglas eingebaut.

Das Hubwerk ist mittels Einschraubverbindung mit dem Tragwerk verbunden. Die Seiltrommel ist im Tragwerk gelagert. Der Motor ist über weitere Durchsteckverbindungen an dem Gehäuse des Hubwerks verschraubt.

10.2 Prinzipskizze

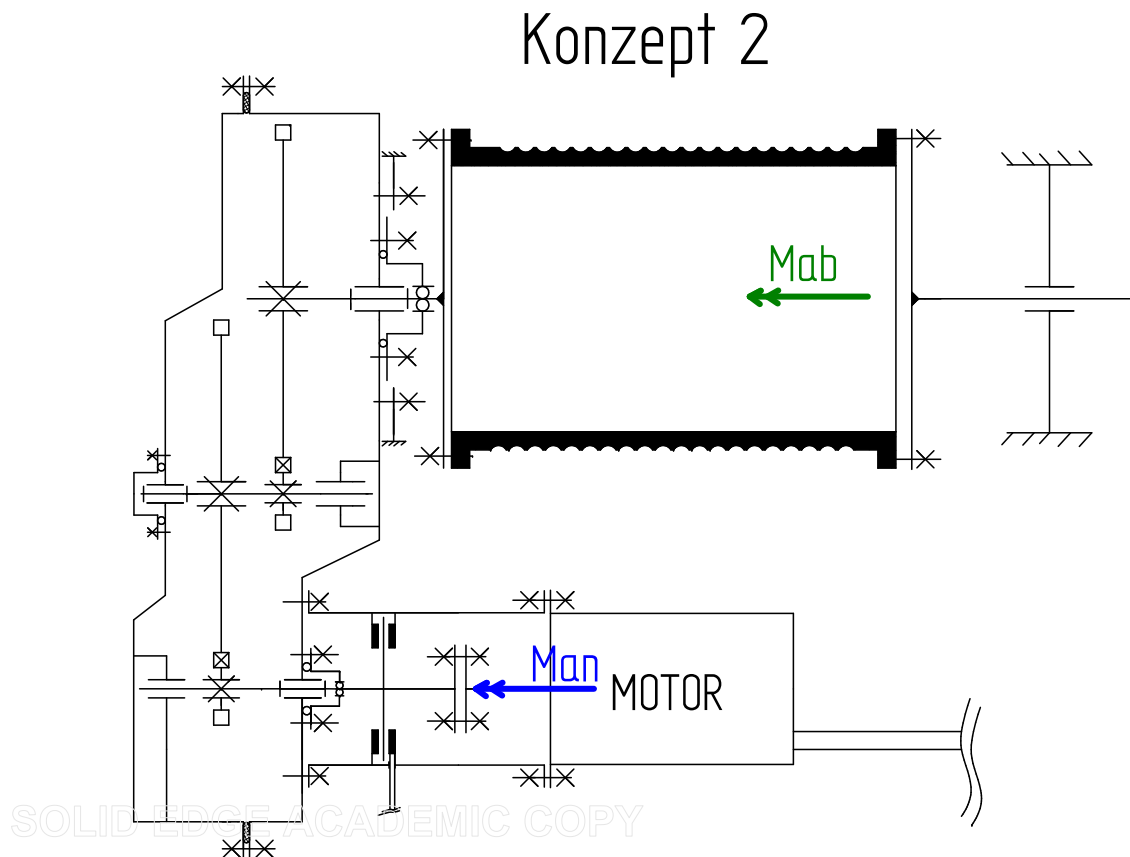


Abbildung 4: PZ zwei Stirnradstufen

10.3 Übersetzung

Die ungefähre Teilübersetzung berechnet sich zu:

$$i_{\text{teil}} = \sqrt{i_{\text{ges,Getriebe}}} \approx 6.596 \quad (79)$$

Für die jeweils kleine Stirnräder wird eine Zähnezahl von $z_1 = 21$ gewählt. Somit gilt:

$$z_2 = i_{\text{teil}} \cdot z_1 \approx 139 \quad (80)$$

Da die Zähnezahl auf den nächst größeren geraden Wert aufgerundet wurde, ergeben sich für die Teil- und Gesamtübersetzung leichte Abweichungen:

$$i_{\text{teil,korrekt}} = \frac{z_2}{z_1} \approx 6.619 \quad (81)$$

$$i_{\text{ges,korrekt}} = i_{\text{teil,korrekt}}^2 \approx 43.812 \quad (82)$$

10.4 Zahnradgeometrie

Für beide Getriebestufen werden die gleichen Getriebeabmessungen gewählt. Für das Modul gilt:

$$m = 2 \text{ mm} \quad (83)$$

Somit berechnen sich die Zahnradgeometrien zu:

Tabelle 8: Getriebegeometrien Konzept 2

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Teilkreisdurchmesser Z1	$d_{t,Z1}$	42 mm
Teilkreisdurchmesser Z2	$d_{t,Z2}$	278 mm
Fußkreisdurchmesser Z1	$d_{f,Z1}$	37.5 mm
Fußkreisdurchmesser Z2	$d_{f,Z2}$	273.5 mm
Kopfkreisdurchmesser Z1	$d_{a,Z1}$	46 mm
Kopfkreisdurchmesser Z2	$d_{a,Z2}$	282 mm
Achsabstand	a	160 mm

10.5 Teilmomente

Für die Teilmomente der Stirnradstufen gilt:

Tabelle 9: Momente Konzept 2

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Moment auf Stirnradwelle 1	M_{an}	36.64 Nm
Moment auf Stirnradwelle 2	M_{zw}	242.52 Nm
Moment auf Stirnradwelle 3/ Seiltrommel	M_{ab}	1605.25 Nm

11 Konzept 3

11.1 Beschreibung

Es wird ein dreistufiges Stirnradgetriebe als drittes Konzept verwendet. Die Verbindung zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle des Motors erfolgt erneut über eine Kupplung. Auf der Antriebswelle befindet sich die Bremseinheit gemäß VDI 2241. Das Drehmoment wird über die erste Stirnradstufe auf eine Zwischenwelle übertragen. Anschließend wird es über die zweite Stirnradstufe auf eine weitere Zwischenwelle übertragen und von dort über die letzte Stirnradstufe auf die Abtriebswelle übertragen. Die Abtriebswelle ist mit der Seiltrommel verbunden.

Alle Wellen sind mit einem Festlager und einem Loslager gelagert. Das Gehäuse wird in Form eines Topfgehäuses gegossen. Die Abdichtung der Gehäuse zwischen die zwei Gehäusehälften erfolgt über eine Flachdichtung.

Zusätzlich wird an den An- und Abtriebswellen ein Radialwellendichtring als dynamische Dichtung vorgesehen. Alle Dichtungen an den restlichen Deckeln und an den Ölein- und Ölauslassschrauben, sowie beim Ölschauglas werden durch statische Dichtungen gewährleistet. Die Zahnräder werden durch eine Tauchschröpfung mit Öl geschmiert. Dafür sollten auch Ölkanäle vorhanden sein, um eine ausreichende Zirkulation des Öls in allen zu schmierenden Getriebeteilen zu gewährleisten [18, S. 100]. Zur Kontrolle des Ölstands wird ein Ölschauglas eingebaut.

Das Hubwerk ist mittels Einschraubverbindung mit dem Tragwerk verbunden. Die Seiltrommel ist im Tragwerk gelagert. Der Motor ist über weitere Durchsteckverbindungen mit dem Gehäuse des Hubwerks verbunden.

11.2 Prinzipskizze

Konzept 3

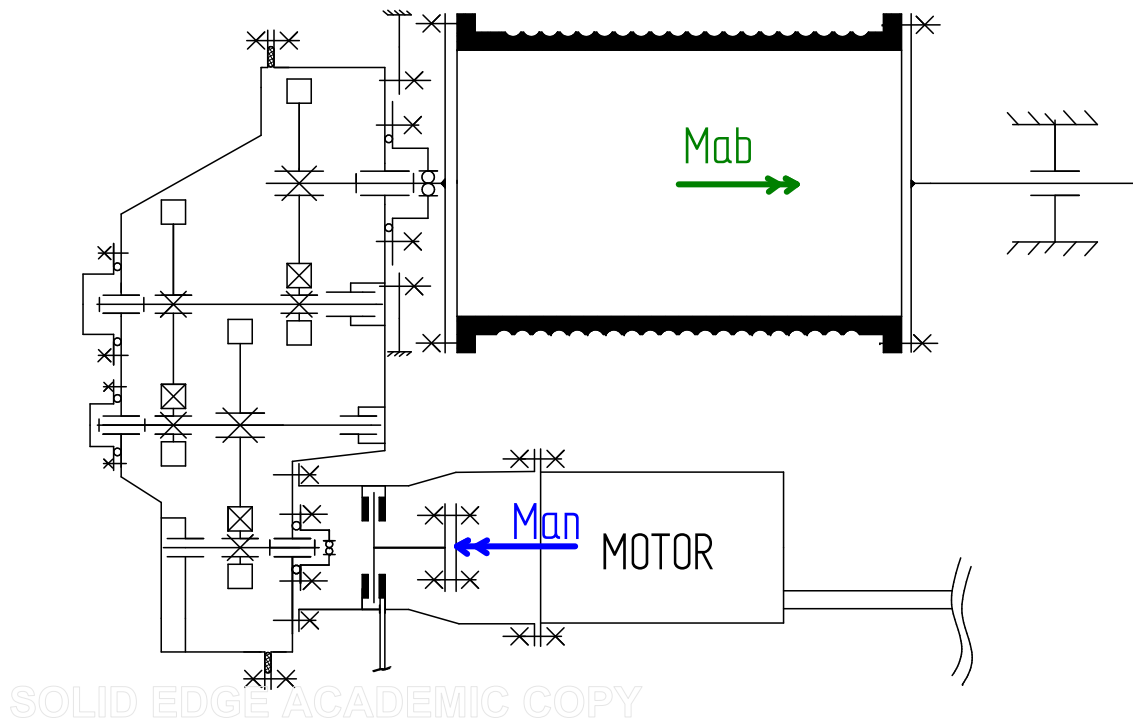


Abbildung 5: PZ drei Stirnradstufen

11.3 Übersetzung

Als drittes Getriebekonzept werden drei Stirnradstufen gewählt. Für die erste Stufe wird eine kleinere Übersetzung gewählt als für die zweite und dritte Stufe, damit die Zahnräder nicht mit der Welle kollidieren. Somit gilt für die Zähnezahlen:

$$z_{1,Stufe1-3} = 23 \quad (84)$$

$$Z_{2,Stufe1} = 60 \quad (85)$$

$$Z_{2,Stufe2-3} = 94 \quad (86)$$

$$(87)$$

Die korrekten Teil- und Gesamtübersetzung berechnen sich zu:

$$i_{Stufe1,teil,korrekt} \approx 2.609 \quad (88)$$

$$i_{Stufe2-3,teil,korrekt} \approx 4.087 \quad (89)$$

$$i_{ges,korrekt} = i_{Stufe1,teil,korrekt} \cdot i_{Stufe2-3,teil,korrekt}^3 \approx 43.574 \quad (90)$$

11.4 Zahnradgeometrie

Tabelle 10: Getriebegeometrien Konzept 3

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Teilkreisdurchmesser Z1 Stufe 1-3	$d_{t,Z1,Stufe1-3}$	46 mm
Teilkreisdurchmesser Z2 Stufe 1	$d_{t,Z2,Stufe1}$	120 mm
Teilkreisdurchmesser Z2 Stufe 2-3	$d_{t,Z2,Stufe2-3}$	188 mm
Fußkreisdurchmesser Z1 Stufe 1-3	$d_{f,Z1,Stufe1-3}$	41.5 mm
Fußkreisdurchmesser Z2 Stufe 1	$d_{f,Z2,Stufe1}$	115.5 mm
Fußkreisdurchmesser Z2 Stufe 2-3	$d_{f,Z2,Stufe2-3}$	183.5 mm
Kopfkreisdurchmesser Z1 Stufe 1-3	$d_{a,Z1,Stufe1-3}$	50 mm
Kopfkreisdurchmesser Z2 Stufe 1	$d_{a,Z2,Stufe1}$	124 mm
Kopfkreisdurchmesser Z2 Stufe 2-3	$d_{a,Z2,Stufe2-3}$	192 mm
Achsabstand Stufe 1	a_{Stufe1}	83 mm
Achsabstand Stufe 2-3	$a_{Stufe2-3}$	117 mm

11.5 Teilmomente

Für die Teilmomente der Stirnradstufen gilt:

Tabelle 11: Momente Konzept 3

Bezeichnung	Formelzeichen	Zahlenwert
Moment auf Stirnradwelle 1	M_{an}	36.64 Nm
Moment auf Stirnradwelle 2	M_{zw1}	95.58 Nm
Moment auf Stirnradwelle 3	M_{zw2}	390.64 Nm
Moment auf Stirnradwelle 4/ Seiltrommel	M_{ab}	1596.53 Nm

12 Bewertung der Konzepte

12.1 Bewertungssystem

Für die drei Konzepte wird nun nach [18, S. 13] eine Punktebewertung mit Gewichtung von verschiedenen Bewertungskriterien durchgeführt. Bei der Punktvergabe wird sich dabei an folgender Tabelle orientiert [18, S. 14]:

Tabelle 12: Punkteskala

Grad der Annäherung	Punktzahl
sehr gut (ideal)	4
gut	3
ausreichend	2
gerade noch tragbar	1
unbefriedigend	0

Die Gewichtung wird durchgeführt, weil einige Bewertungskriterien von größerer Wichtigkeit als andere sind. Dieser Gewichtungsfaktor wird sich im Rahmen von eins bis fünf bewegen, wie in dem Beispiel von [18, S. 14].

12.2 Bewertungskriterien

Im Folgenden werden die einzelnen Kriterien, nach denen bewertet wird, vorgestellt. Dabei wird die Gewichtung der Punkte begründet und die Punktevergabe für die Konzepte erklärt.

12.2.1 Kompakte Bauweise

In die kompakte Bauweise fließt die Anordnung von Getriebe und Motor ein und wie viel Platz insgesamt benötigt wird. Jedoch spielt die Kompaktheit bei Hubwerken nicht die größte Rolle, weil Hubwerke im Allgemeinen sehr große Bauteile sind und keine großen Einschränkungen in der Raumbegrenzung bestehen. Deswegen wurde für diesen Punkt nur eine Gewichtung mit dem Faktor 2 gewählt.

Der Vorteil beim ersten Konzept ist, dass der Raum in der Seiltrommel genutzt werden kann und damit am wenigsten Platz von allen Konzepten in Anspruch genommen wird. Deshalb wird es mit einer 4 bewertet.

Konzepte 2 und 3 lassen den Raum in der Seiltrommel ungenutzt. Außerdem benötigt Konzept 2 aufgrund der großen Übersetzungsstufen mehr Platz für die Zahnräder. Daher bekommt Konzept 2 nur einen Punkt. Das dritte Konzept hat aufgrund kleinerer Übersetzungsstufen ein deutlich kompakteres Getriebe und kann deswegen mit einer drei bewertet werden.

12.2.2 Geringes Gewicht

Ein geringes Gewicht ist in der Handhabbarkeit förderlich. Zudem kann durch Gewichtseinsparungen auch Kosten reduziert werden. Dieses Kriterium wird dennoch nur mit dem Faktor 1 gewichtet, weil das Hubwerk im Verhältnis zur maximalen Tragfähigkeit $m_T = 5000 \text{ kg}$ nicht besonders ins Gewicht fällt.

Das erste Konzept kann durch eine kompakte Bauweise besonders Gewicht beim Gehäuse aber auch beim Getriebe einsparen und hat damit das geringste Gewicht aller Konzepte. Somit erhält dieses Konzept die Idealpunktzahl vier. Die anderen beiden Konzepte sind deutlich schwerer, da durch die Platzierung des Getriebes größere Gehäuse verwendet werden müssen. Konzept 3 ist insgesamt leichter als Konzept 2, weil kleinere Zahnräder verbaut sind und somit auch nur ein kleineres Gehäuse benötigt wird. Dies führt zu einer Bewertung von zwei Punkten für Konzept 3 und ein Punkt für Konzept 2.

12.2.3 Fertigungsaufwand

Der Fertigungsaufwand berücksichtigt wie viele Teile gefertigt werden müssen und mit welchem Fertigungsverfahren diese hergestellt werden. Es ist das wichtigste Bewertungskriterium, weil es wirtschaftlich die größten Auswirkungen im Vergleich zu den anderen Punkten hat. Da es sich mit einer Stückzahl von 100 nicht um eine Massenproduktion handelt, ist darauf zu achten, dass keine Spezialwerkzeuge für die Herstellung benötigt werden. Aus diesen Gründen wird dieser Punkt mit dem Faktor fünf gewichtet.

Da alle Konzepte mit konventionellen Fertigungsverfahren hergestellt werden können, wird bei der Bewertung speziell die Teileanzahl berücksichtigt. Weil bei Planetengetrieben mehr Teile benötigt werden, ist hier der Fertigungsaufwand am größten. Somit werden für Konzept 1 die meisten Komponenten gefertigt. Außerdem benötigt die Seiltrommel eine besondere Innengeometrie, weil sich in ihr das Getriebe befindet. Das bedeutet, dass für die Seiltrommel mehr Fertigungsschritte als bei den anderen Konzepten durchgeführt werden. Da wie erwähnt jedoch alles mit konventionellen Fertigungsverfahren hergestellt werden kann, wird es immerhin noch mit einer 2 bewertet. Weil Konzept 2 die wenigsten Einzelkomponenten hat, wird es mit einer 4 bewertet. Konzept 3 benötigt zwar etwas mehr Teile als Konzept 2, aber die einzelnen Komponenten ähneln sich. Deswegen erhält das dritte Konzept drei Punkte.

12.2.4 Montageaufwand

Dieses Bewertungskriterium beurteilt, wie lange es dauert, alle Montageprozesse durchzuführen. Dabei wird zum einen die Teileanzahl sowie zum anderen die Schwierigkeit der Montage berücksichtigt. Dieser Punkt wurde als zweitwichtigster gewichtet, weil die Montage nach der Fertigung wirtschaftlich und zeitlich am aufwändigsten ist. Deswegen wird das Kriterium mit dem Faktor drei gewichtet.

Das erste Konzept hat den größten Montageaufwand, weil es am schwierigsten ist an alle Montagepositionen ranzukommen. Zudem gibt es mehr Teile, die zu montieren sind. Die Teile kleiner, was zu einer schlechteren Handhabung führt. Bei den beiden anderen Konzepten ist es einfacher alle Montageschritte durchzuführen, weil der Aufbau es erleichtert überall ranzukommen. Zudem ähneln sich die Konzepte, wodurch auch die Montageschritte miteinander vergleichbar sind. Deswegen beide Konzepte mit einer Punktzahl von vier die gleiche Bewertung und zwei für Konzept 1.

12.2.5 Wartungsaufwand

Beim Wartungsaufwand wird berücksichtigt, wie einfach die Instandhaltung, zum Beispiel ein Ölwechsel, möglich ist. Außerdem ist zu beachten, wie simpel es ist, Teile im Schadensfall auszutauschen. Gewichtet wird dieser Punkt mit dem Faktor 2. Theoretisch beansprucht die Instandhaltung nicht besonders viel Zeit. Schäden können allerdings immer auftreten und diese zu beheben, dauert meistens länger. Daher wurde dieser Gewichtungsfaktor gewählt.

Konzept 2 und 3 schneiden bei diesem Kriterium am besten ab, weil alle Bereiche der Konstruktion gut zu erreichen sind und im Schadensfall Komponenten einfach auszutauschen sind. Zudem wird durch ein Ölschauglas bei beiden Konzepten die Inspektion erleichtert. Beide Konzepte erhalten deswegen vier Punkte. Das Planetengetriebe ermöglicht im Schadensfall einen deutlich schwierigeren Austausch kaputter Teile, weil mehr demontiert werden muss. Zudem ist der Schmierungszustand schwieriger zu prüfen bzw. aufzufrischen, weil auch dafür sehr viele Teile demontiert werden müssten. Somit wird das erste Konzept mit einer zwei bewertet.

12.2.6 Sicherheit

Da die einzelnen Sicherheiten und Lebensdauern des Getriebes erst im Verlaufe der weiteren Konstruktion berechnet werden, gehen diese nur mit dem Faktor eins in die Bewertung ein. Weiterhin müssten die geforderten Sicherheiten mit jedem Getriebe eingehalten werden, weshalb von einer idealen Bewertung ausgegangen werden wird.

12.2.7 Übersetzung

Für die Bewertung wird zunächst geguckt, welche Gesamtübersetzung im Vergleich zur geforderten Mindestübersetzung realisiert wurde. Je näher der idealen Übersetzung gekommen wird, desto besser wird das Konzept bewertet. Hierbei schneidet das Planetengetriebe am schlechtesten ab, da hier die Zähnezahlabedingung und die weiteren vorliegenden Bedingungen zu einer leicht größeren Gesamtübersetzung geführt haben. Die beiden Stirnradkonzepte unterscheiden sich hier nicht wesentlich.

Weiterhin wird überprüft, was die empfohlene Teilübersetzung im Vergleich zur vorliegenden Teilübersetzung für die jeweilige Getriebeart ist. Hierbei fällt auf, dass das zweistufige Stirnradgetriebe relativ große Teilübersetzungen im Vergleich zu üblichen Stirnradstufen hat. Eine solche Übersetzung würde sich zwar Realisieren lassen [18, S. 753], wird jedoch, da es nicht empfohlen wird, schlechter bewertet. Bei Überlagerung der beiden Kriterien ergibt sich für das erste Konzept eine Bewertung von zwei, für das zweite Konzept ebenfalls eine zwei und für das dritte Konzept eine vier.

12.3 Technische Bewertung

Somit ergibt sich die Bewertung, wobei das Kürzel G den Gewichtungsfaktor und E die Einschätzung bzw. die Punktzahl darstellt:

Tabelle 13: technische Bewertung

Technische Anforderungen	G	Konzept 1		Konzept 2		Konzept 3		ideal	
		E	G · E	E	G · E	E	G · E	E	G · E
kompakte Bauweise	2	4	8	1	2	3	6	4	8
geringes Gewicht	1	4	4	1	1	2	2	4	4
Fertigungsaufwand	5	2	10	4	20	3	15	4	20
Montageaufwand	3	2	6	4	12	4	12	4	12
Wartungsaufwand	2	2	4	4	8	4	8	4	8
Sicherheit	1	4	4	4	4	4	4	4	4
Übersetzung	2	2	4	2	2	4	8	4	8
Summe			40		51		55		64
technischer Wert x		0.63		0.86		0.81		1.00	

12.4 Auswahl des Konzeptes

Aus der technischen Bewertung geht hervor, dass Konzept 3 den höchsten technischen Wert erhalten hat. Somit ist es das beste Konzept für die gewählten Anforderungen und wird für den weiteren Verlauf der Hubwerkauslegung ausgewählt.

Literatur

- [1] Beate Bender and Dietmar Göhlich. *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau Anwendungen*. Springer, 2020.
- [2] Karl-Heinz Decker, Karlheinz Kabus, Frank Rieg, Reinhard Hackenschmidt, Gerhard Engelken, and Frank Weidermann. *Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung; mit... 164 Berechnungsbeispielen.... 18*. Hanser, 2011.
- [3] DIN 15020 - Rillenprofile für Seiltrommeln, 2. 1974.
- [4] DIN 15061-2 - Grundsätze für Seiltriebe, 8. 1977.
- [5] DIN 3760 Radial-Wellendichringe, 9. 19996.
- [6] DIN EN 12385-2 Drahtseile aus Stahldraht, 6. 2008.
- [7] DIN EN 12385-4 Drahtseile aus Stahldraht, 6. 2008.
- [8] DIN EN 50347 Drehstromasynchronmotoren, 9. 2003.
- [9] Dr.-Ing. Thomas Gobmaier. Messung der Netzfrequenz, 05 2022. <https://www.netzfrequenzmessung.de/>.
- [10] Jörg Feldhusen, Karl-Heinrich Grote, Jan Göpfert, and Gerhard Tretow. Technische systeme. *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*, pages 237–279, 2013.
- [11] Rudolf Griemert and Peter Römisch. *Fördertechnik- Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020.
- [12] W Haas. Grundlehrgang dichtungstechnik. *Institut für Maschinenelemente, Bereich Dichtungstechnik, Universität Stuttgart: Stuttgart, Germany*, 2014.
- [13] Edwin Kiel. *Antriebslösungen: Mechatronik für Produktion und Logistik*. Springer, 2007.
- [14] G. Niemann and H. Winter. *Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Springer Berlin Heidelberg, 2003.
- [15] Schaeffler Technologies. Planetenradlagerungen in Industriegetrieben, 5 2014. https://www.at.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_008_de_de.pdf.
- [16] TOMANRO. C-Schienen Set mit Flachkabel 6 m, 6 2023. https://www.tomanro.de/288-Wampfler_C_Schienen_Set_mit_Flachkabel_6_m-Produkte.
- [17] TOMANRO. Kastenschleifleitung System 6,0 m, 6 2023. https://www.tomanro.de/710-Wampfler_Kastenschleifleitung_System_6_0_m-Produkte#.
- [18] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek, and C. Spura. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.

Konstruktionslehre3 HA2 T...

Organisation / Dokumentation

Latex - Dokument erstellen
Gantttdiagramm
Prinzipischnen erstellen
Fertigstellung Testat1

Pahl/ Beitz

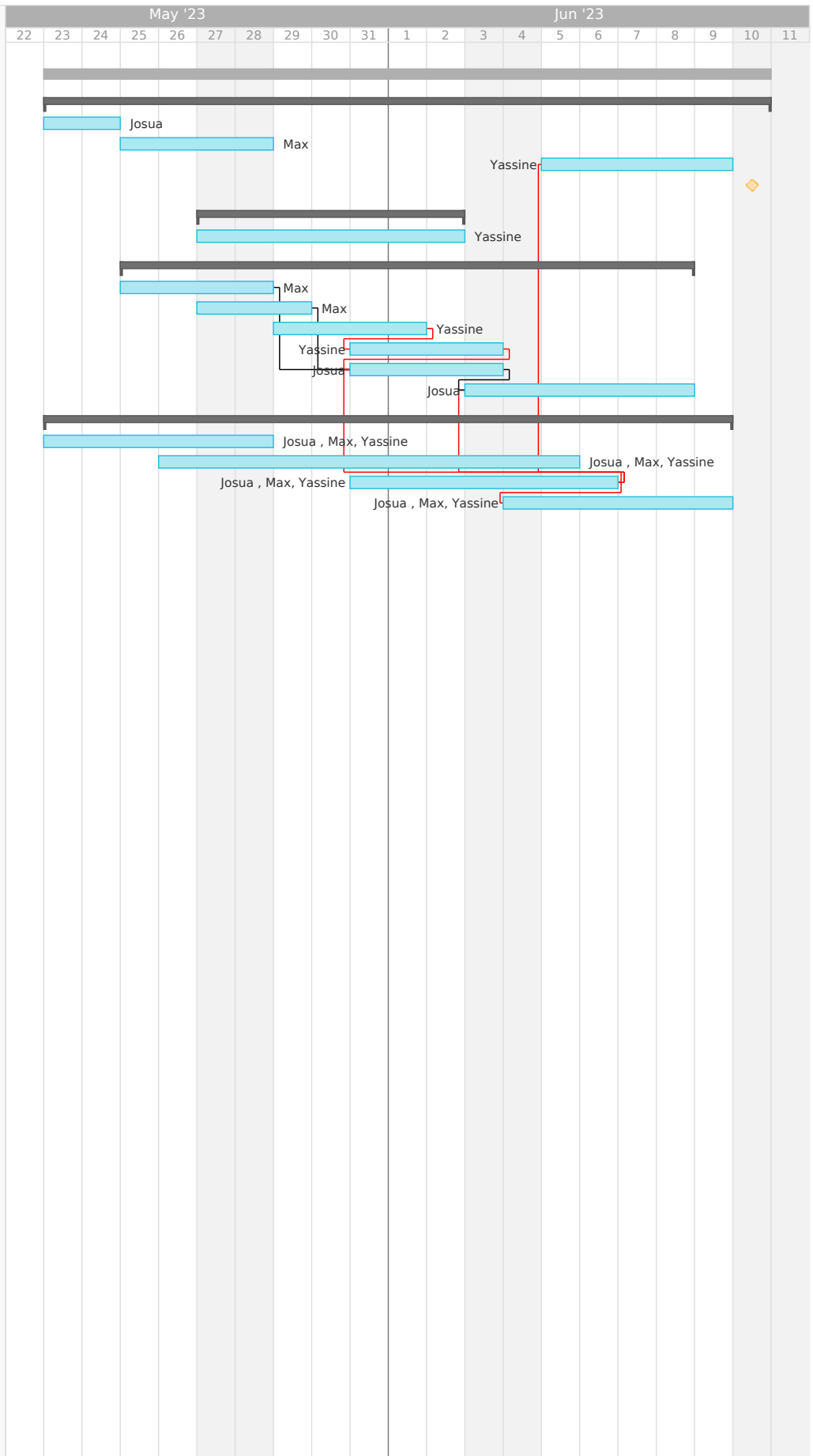
Anforderungsliste

Getriebe

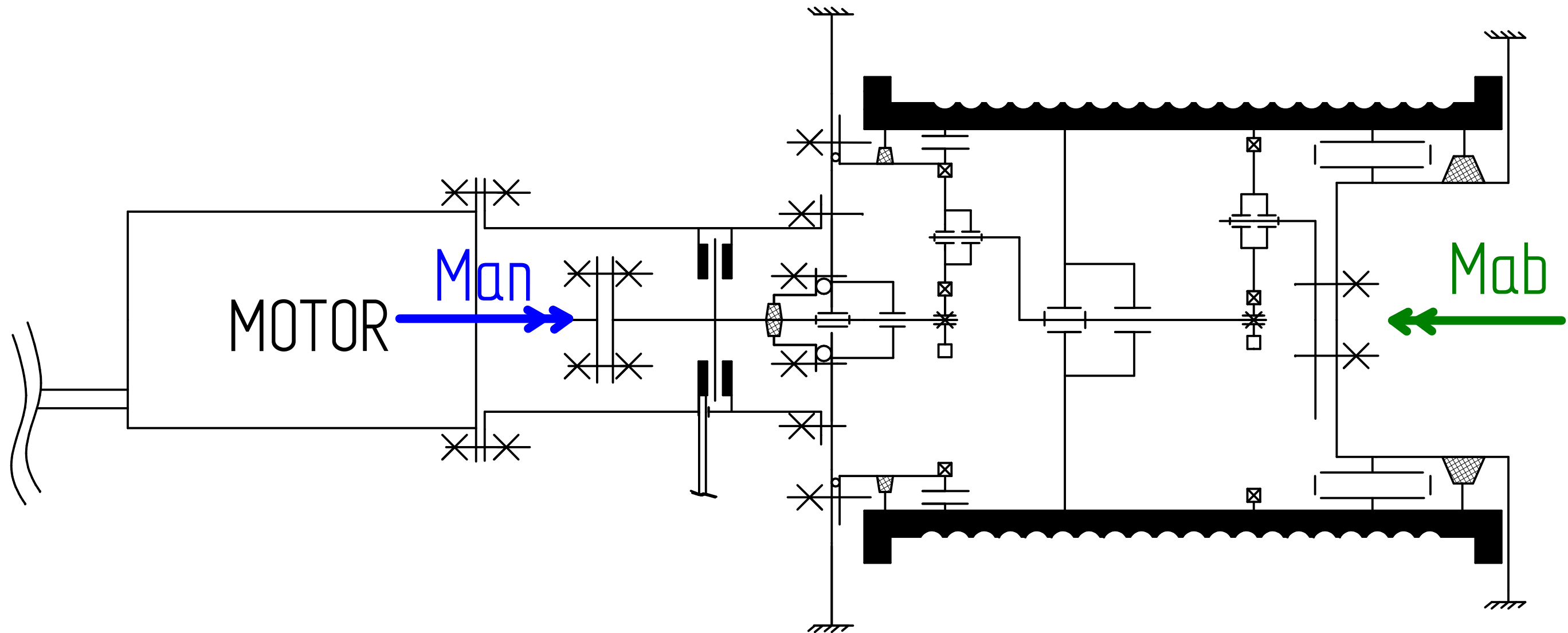
Berechnung Asynchronmotor
Motorauswahl
Auswahl Triebwerksgruppe
Berechnung Seil
Übersetzungen berechnen
Zahnradgeometrien bestimmen

Konzepte

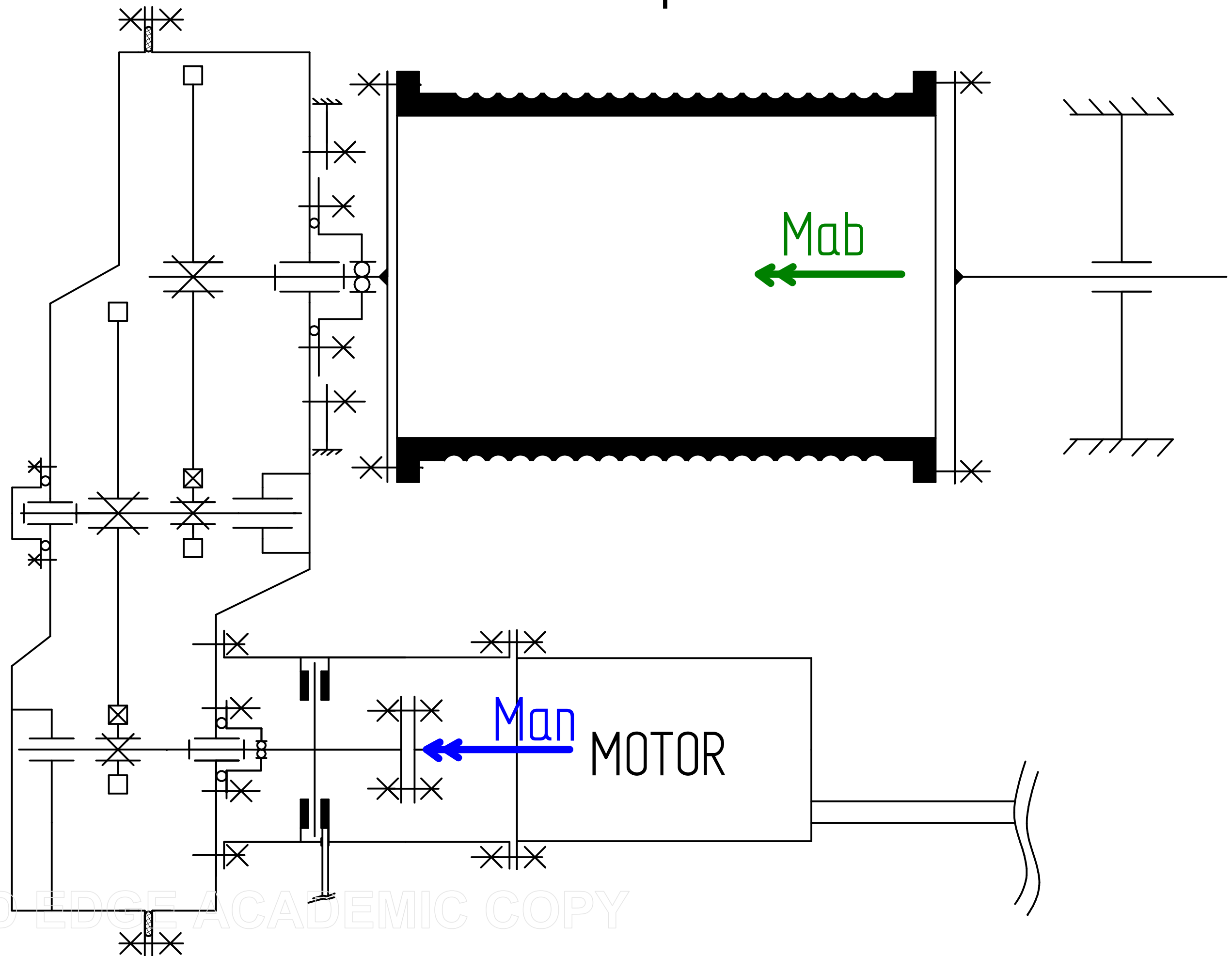
Baugruppe verstehen
Lösungsmöglichkeiten suchen
3 Konzepte aufstellen/ausarbeiten
Bewerten der Konzepte



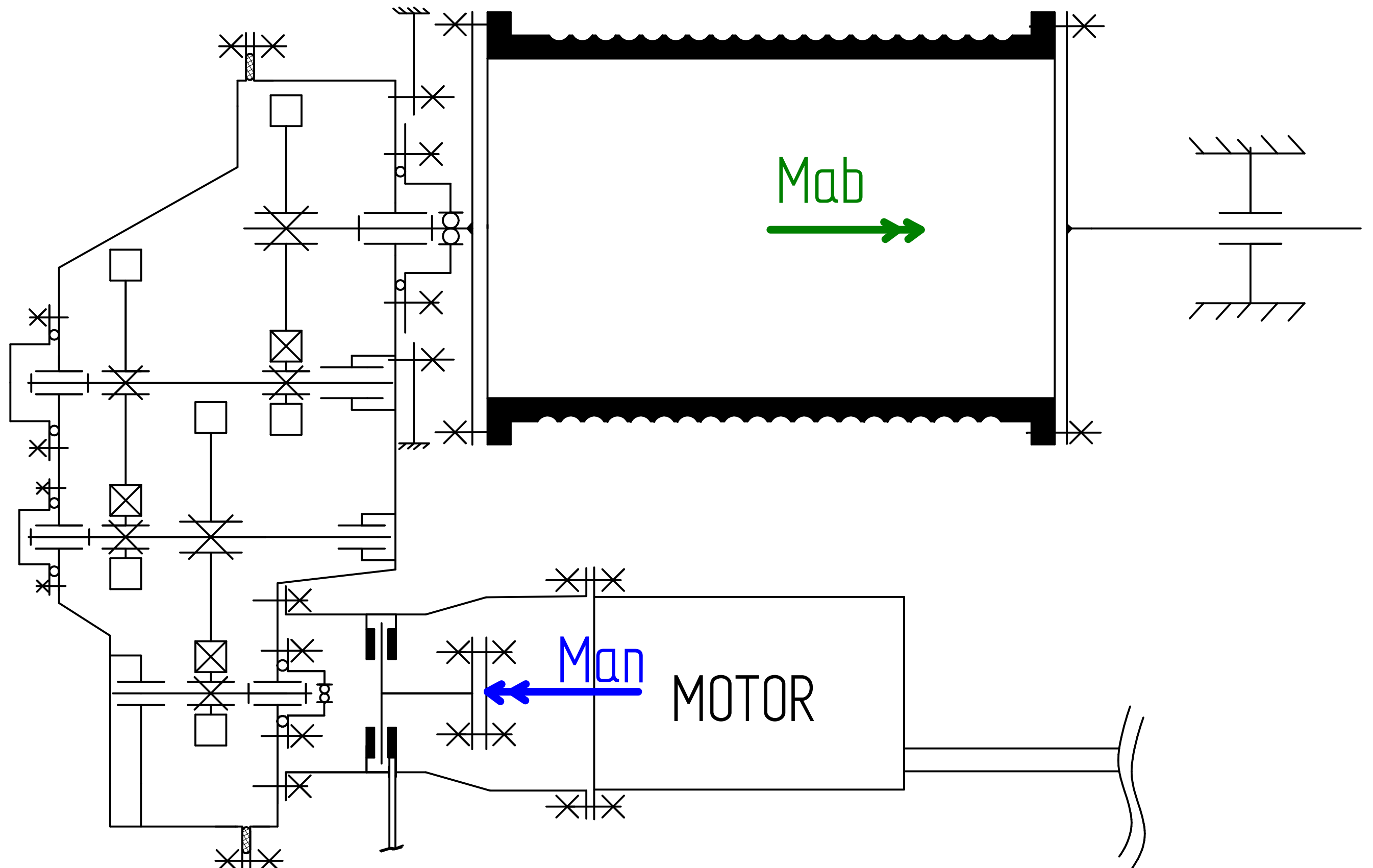
Konzept 1



Konzept 2



Konzept 3



Data sheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors SIMOTICS**Motor type: 0AV3132C****SIMOTICS FL - 132 M - IM B3 - 6p**

Client order no.	Item-No.	Offer no.
Order no.	Consignment no.	Project

Remarks

Electrical data**Safe area**

U [V]	Δ / Y	f [Hz]	P [kW]	P [hp]	I [A]	n [1/min]	M [Nm]	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4	I _A /I _N I _f /I _N	M _A /M _N T _f /T _N	M _K /M _N T _B /T _N	IE-CL
400	Δ	50	4	-	8.9	955	40	86.8	88.5	88.7	0.75	-	-	6	2.3	3.4	IE3
690	Y	50	4	-	5.1	955	40	86.8	88.5	88.7	0.75	-	-	6	2.3	3.4	IE3

IM B3	FS 132 M	IP 55	IEC/EN 60034	IEC, DIN, ISO, VDE, EN
-------	----------	-------	--------------	------------------------

Environmental conditions : -20°C - +40°C / 1000 m

Mechanical data

Sound level (SPL / SWL) at 50Hz 60Hz	57 / 69 dB(A)	- / -	Vibration severity grade	A
Moment of inertia	0.03045 kg m ²		Insulation	155(F) to 130(B)
Bearing DE NDE	6208 2Z C3	6208 2Z C3	Duty type	S1
bearing lifetime			Direction of rotation	bidirectional
L _{10mh} , F _{Rad min} for coupling operation 50 60Hz	40000 h	-	Frame material	aluminum
Lubricants	Unirex N3		Net weight of the motor (IM B3)	63 kg
Regreasing device	no		Coating (paint finish)	Standard paint finish C2
Grease nipple			Color, paint shade	RAL7030
Type of bearing	floated bearing DE and NDE		Motor protection	(A) without (Standard)
Condensate drainage holes	no		Method of cooling	IC411 - self ventilated, surface cooled
External earthing terminal	no			

Terminal box

Terminal box position	top	Cable diameter from ... to ...	18 mm - 25 mm
Material of terminal box	aluminum	Cable entry	M32 x 1.5 + M32 x 1.5
Type of terminal box	-	Cable gland	2 glands
Contact-screw thread	M4		
Max. cross-sectional area	6 mm ²		

Special design

--	--	--	--

responsible dep. DI MC LVM	technical reference	created by DT Configurator	approved by		Technical data are subject to change! There may be discrepancies between calculated and rating plate values.			
SIEMENS	document type datasheet			document status released		customer		
	title 1LE0323-1CC23-4AA4			document number				
© SIEMENS AG 2022				rev. 01	creation date		language en	page 1/2

Efficiency documentation for 50/60Hz three-phase Squirrel-Cage-Motors SIMOTICS

MLFB: 1LE0323-1CC23-4AA4

Motortype: 0AV3132C

motor rating						
U _N [V]	Δ / Y	f _N [Hz]	P _N [kW]	I _N [A]	n _N [1/min]	T _N [Nm]
400	Δ	50	4	8.9	955	40

Power losses acc. to COMMISSION REGULATION (EU) 2019/1781

operating point (n:T)	losses P _L [W]	relative losses P _L /P _N [%]
P ₁ (90:100)	607	15.2
P ₂ (50:100)	539	13.5
P ₃ (25:100)	498	12.5
P ₄ (90:50)	289	7.2
P ₅ (50:50)	239	6
P ₆ (50:25)	166	4.2
P ₇ (25:25)	134	3.4

Map of losses - relative losses P_L/P_N [%]

T

100%

50%

25%

0

498 W (12,5 %)

539 W (13,5 %)

607 W (15,2 %)

239 W (6 %)

289 W (7,2 %)

134 W (3,4 %)

166 W (4,2 %)

25%

50%

90%

n

Notes / Definitions

T as relative T: T/T_N [%]
n as relative n: n/n_N [%]

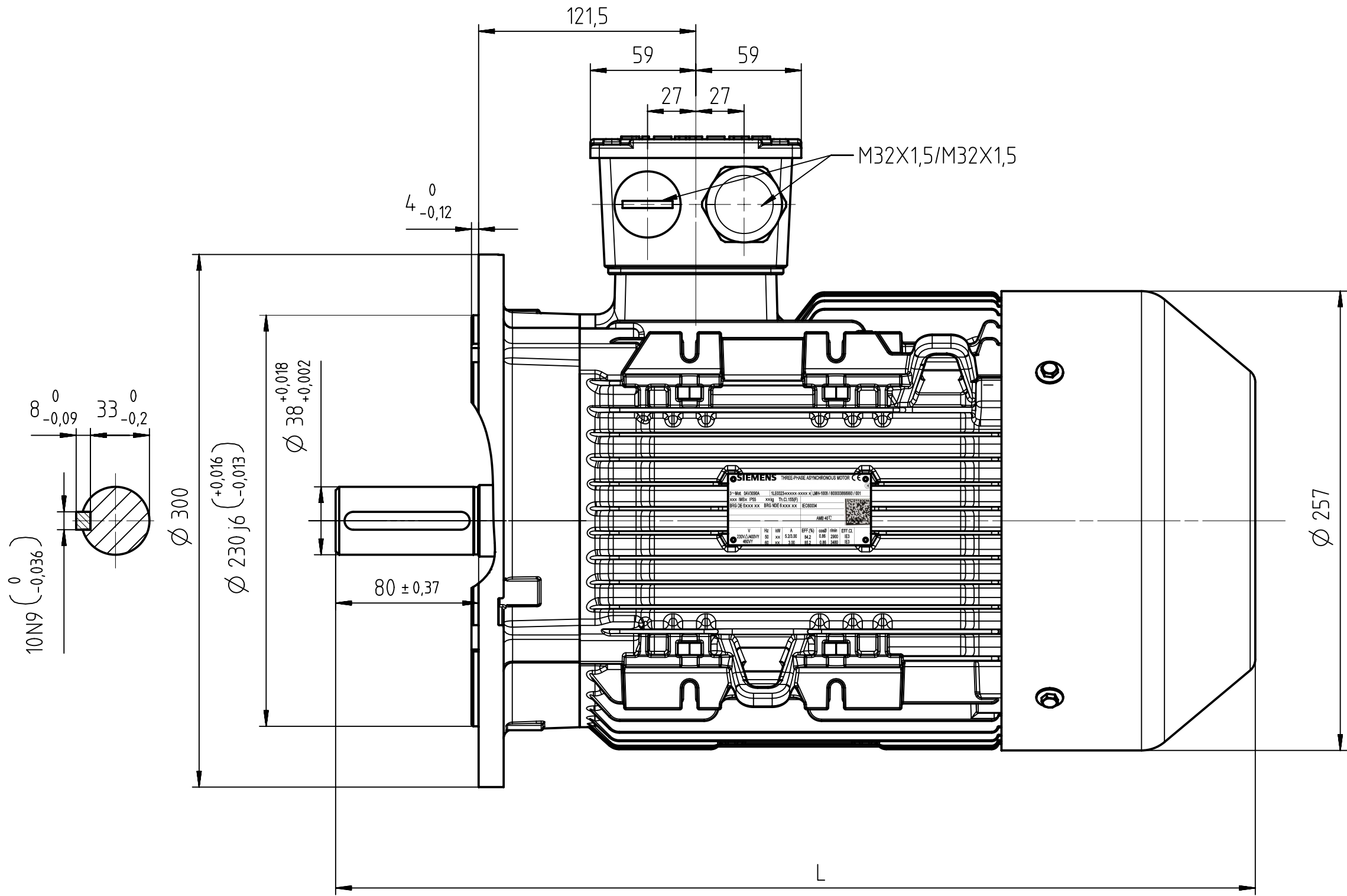
responsible dep. DI MC LVM	technical reference	created by DT Configurator	approved by	Technical data are subject to change! There may be discrepancies between calculated and rating plate values.			
SIEMENS	document type datasheet			document status released		customer	
	title 1LE0323-1CC23-4AA4			document number			
	© SIEMENS AG 2022			rev. 01	creation date	language en	page 2/2

为保留
所有权利
特此声明
所有权利
均归
西门子
保留

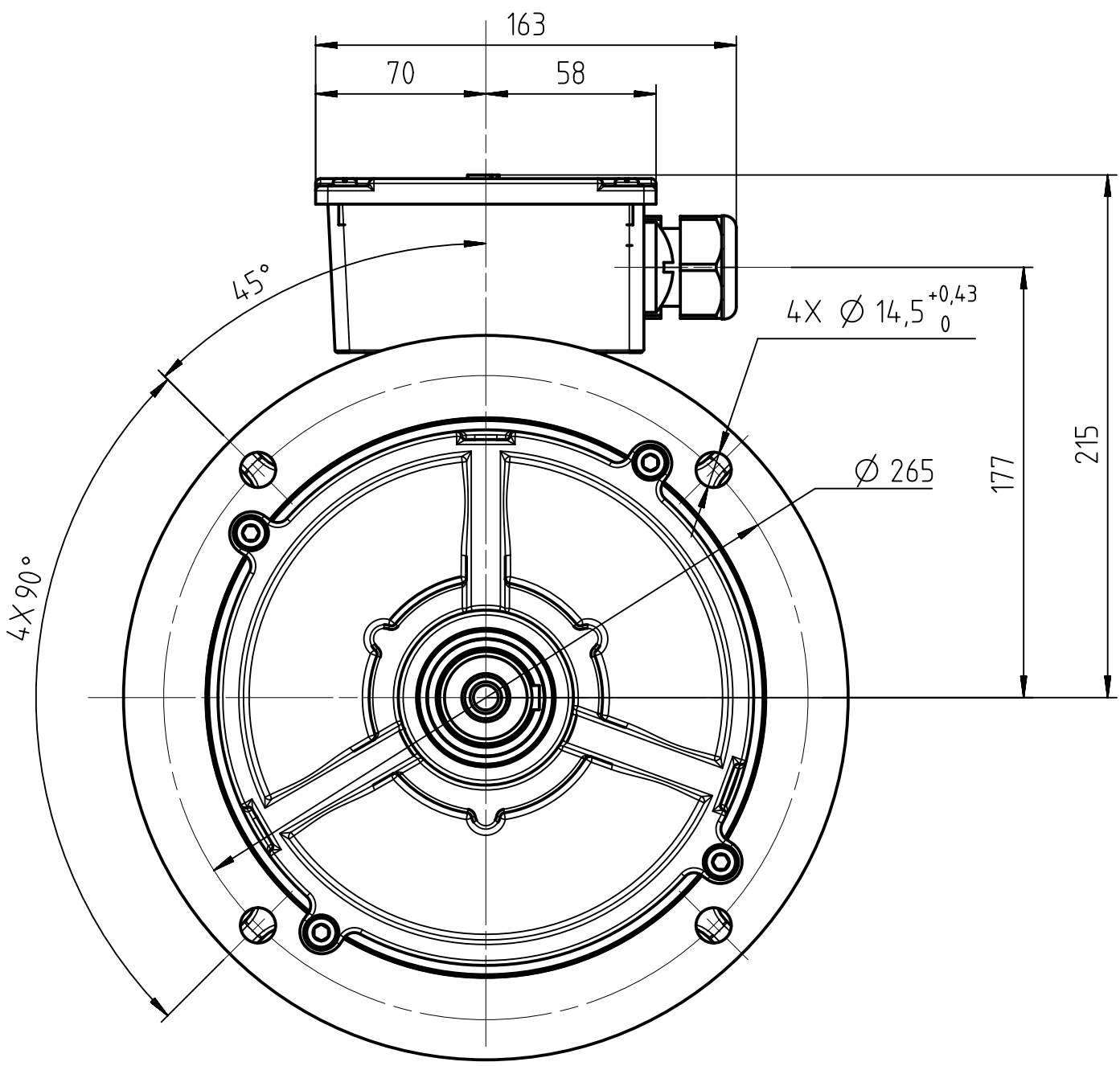
Transmittal, reproduction, dissemination and/or editing of this document as well as utilization of its contents and communication thereof to others, without the prior written consent of Siemens AG, is prohibited. All rights reserved for payment of damages. All rights created by patent grant or registration of a utility model or design patent are reserved.

Weitergabe sowie Vervielfältigung, Verbreitung und/oder Bearbeitung dieses Dokumentes, Verwertung und Mitteilung seines Inhaltes sind verboten, soweit nicht ausdrücklich anders angegeben. Alle Rechte für den Fall der Patenterteilung, Gebrauchsmuster- oder Geschmacksmustereintragung vorbehalten.

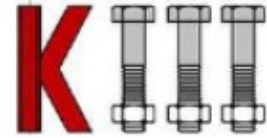
Conting a titre de secret d'entreprise. Tous droits réservés.
Comunicado como secreto empresarial. Reservados todos os direitos.
Aussperrung als Geschäftsgeheimnis. Alle Rechte vorbehalten.
Confiado como secreto de empresa. Nos reservamos todos los derechos.



Type	B	BB	L
1LE0323-1CA0	140	186	515
1LE0323-1CA1			
1LE0323-1CB0			
1LE0323-1CB2	178	224	560
1LE0323-1CC0	140	186	515
1LE0323-1CC2	178	224	560
1LE0323-1CC3			



Tolerance DIN EN 50347	Surface	Material	Weight 0 kg	Scale 2:5 mm
1LE0323-1C 1LE0323-1C B5	Author Gao	DIMENSION SHEET 1LE0323-1C B5		
	Creator 2020-08-21 Gao			
	Approval			
	Department DI MC LVM R&D CN MD			
SIEMENS ©SIEMENS AG 2016	Change Order	MLFB	Doc. Type T8 / Z	
	Doc. State	Item No.	Paper Size A2	
	Revision 001	Index RS AA	Doc. No. A5E50392482A	1st Language en
	Project No.	Ref. No.	Sheet 1 of 1	2nd Language de



TECHNISCHE UNIVERSITÄT BERLIN

AG KONSTRUKTION

Konstruktionslehre III
SoSe 2023

2. Konstruktionsaufgabe

Hubwerkseinheit eines Brückenkrans

GRUPPE 4

[REDACTED]
MAXIMILIAN

YASSINE KRAIEM, 457695

9. Juli 2023

[REDACTED]
1000

Hiermit erklären wir, dass wir die vorliegende Hausaufgabe selbstständig und eigenhändig sowie ohne unerlaubte Hilfe und ausschließlich unter Verwendung der aufgeführten Quellen und Hilfsmittel angefertigt haben.

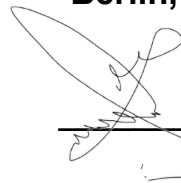
**Die selbstständige und eigenhändige
Anfertigung versichere ich an Eides statt.**

Berlin, den 21.5.2023


(Unterschrift)


**Die selbstständige und eigenhändige
Anfertigung versichere ich an Eides statt.**

Berlin, den 21.5.2023

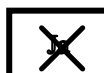

(Unterschrift)

**Die selbstständige und eigenhändige
Anfertigung versichere ich an Eides statt.**

Berlin, den 21.5.2023


(Unterschrift)

Wir stimmen der Nutzung unserer Zeichnung(en) in anonymisierter Form in der Konstruktionslehre an der TU Berlin zur Weiterbildung von Tutoren und Studenten zu.

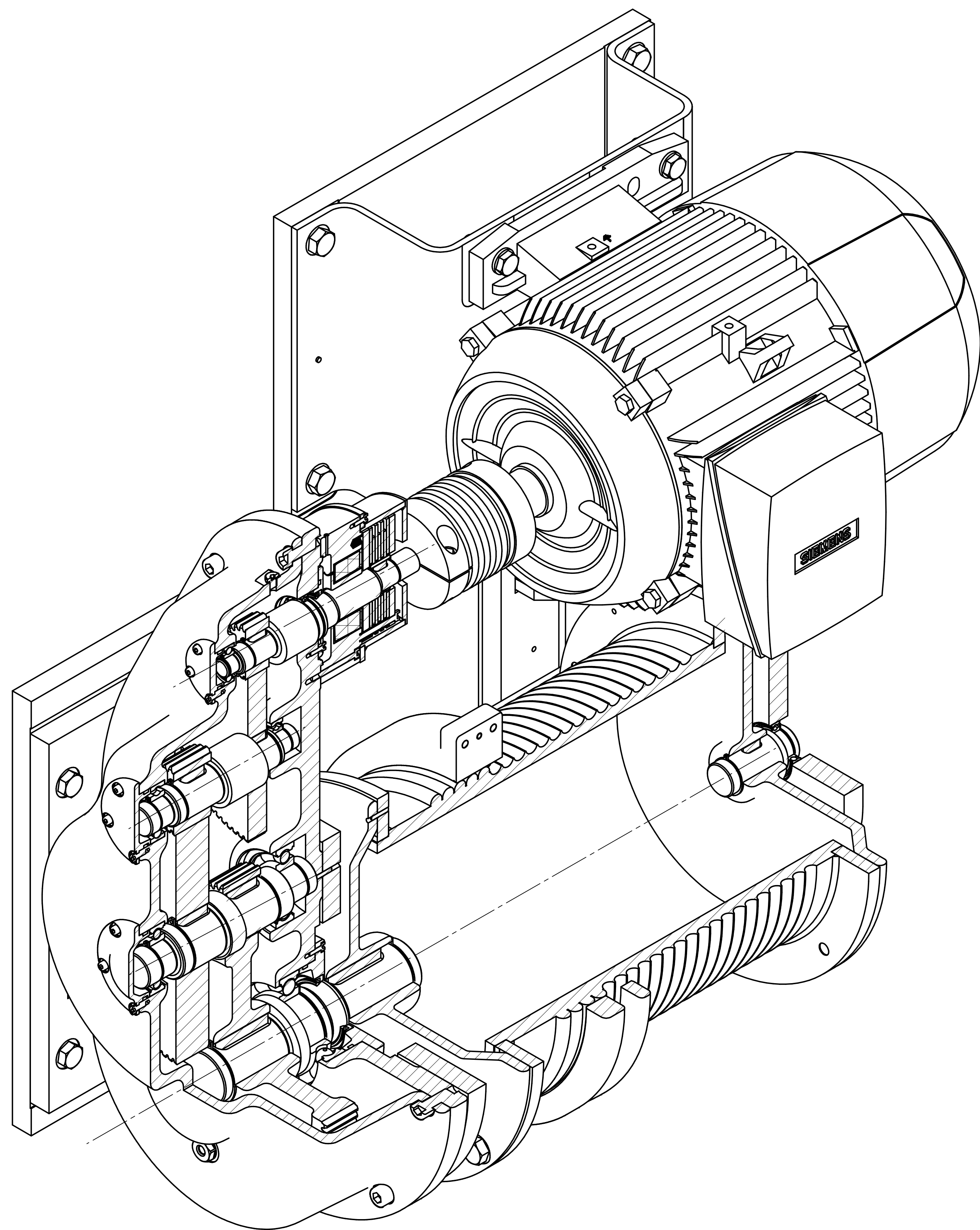


Nein

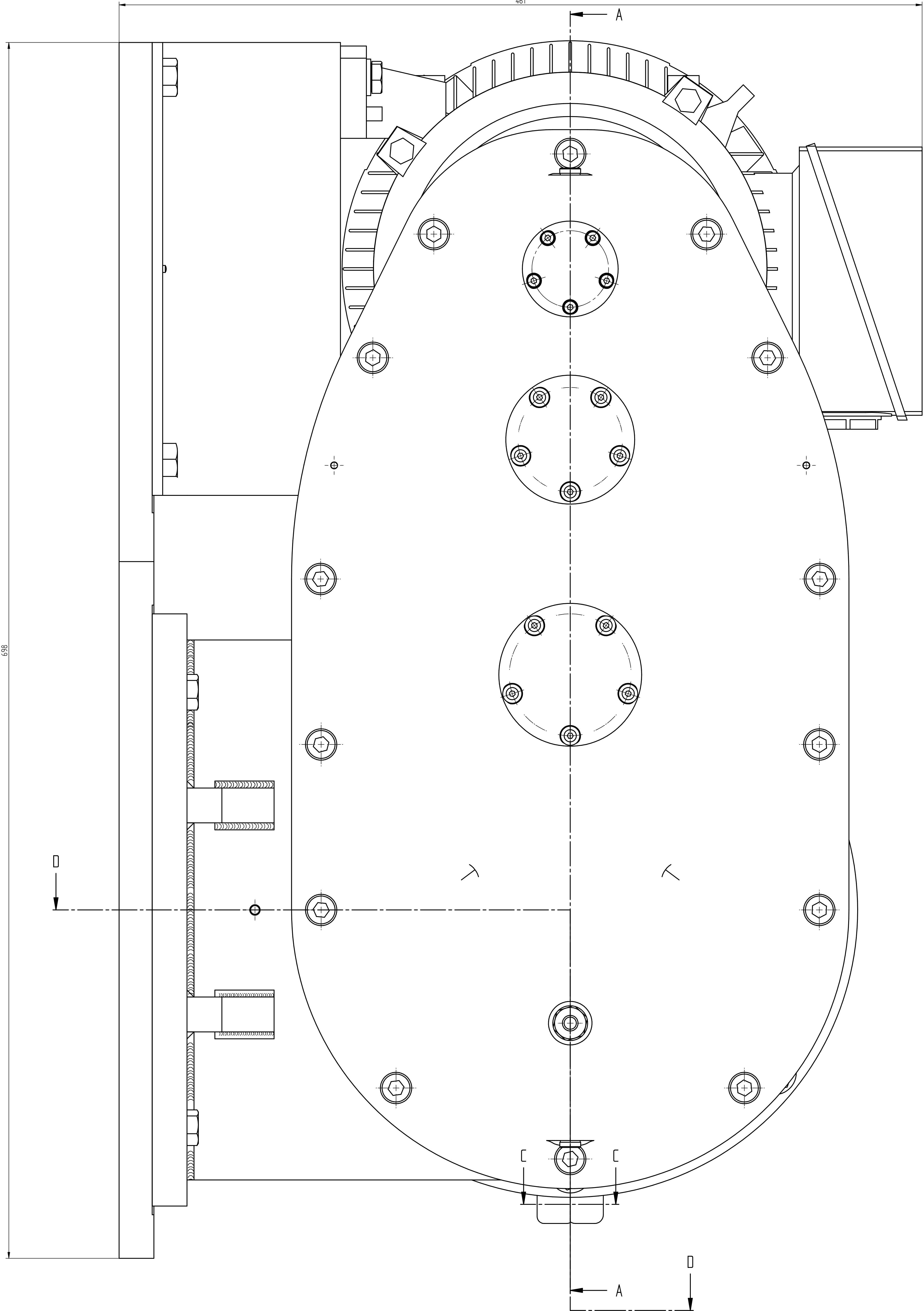
1 Konstruktionshinweise

In der Konstruktion wurde nur der Zylinderstift ISO 2338 - 4 m6 x 18 - St verbaut. Weiterhin wurde auf der fest sitzenden Seite immer die Toleranz H7/m6 und auf der locker sitzenden Seite immer F8/m6 gewählt. Da die Stifte immer gleich sind, wird darauf verzichtet bei jedem Stift die Passung anzutragen.

Bei den Außenlamellen wurde in der Stückliste ein Gusswerkstoff eingetragen. Um dennoch die gewünschte Reibpaarung der Lamellen zu erzielen, werden die Außenlamellen mit einem organischen Material beschichtet.



ISOMETRISCHE DAESTELLUNG (2 : 1)



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Modul 11	Leicht	Aluminium	Oberfläche	Farbe
Material Al	Form AO	Aluminium	Aluminium	Aluminium
Zusammenbauzeichnung		Name		
Titel, zusätzlicher Titel		Name		
Hubwerkseinheit		Name		
Datum		Blatt		von
09.07.2023		1		13





Pos	Me	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnun	Bemerkung
1	1	Grundplatte		S275JR
2	1	Seiltrommel		S275JR
3	1	Gehäusetrog		EN-GJL-150
4	1	Gehäusetrogdeckel		EN-GJL-150
5	1	Motorgrundplatte		S275JR
6	1	Seiltrommelfuß links		S275JR
7	1	Seiltrommelfuß rechts		S275JR
8	1	Seiltrommel Abstützung links		EN-GJL-150
9	1	Seiltrommel Abstützung rechts		EN-GJL-150
10	1	Seiltrommel Zwischenscheibe links		S275JR
11	1	Seiltrommel Zwischenscheibe rechts		S275JR
12	1	Abtriebswelle links		C45
13	1	Abtriebswelle rechts		C45
14	1	Zwischenwelle2		C45
15	1	Zwischenwelle1		C45
16	1	Antriebswelle		C45
17	1	Zahnrad 6		EN-GJL-150
18	1	Zahnrad 4		C45
19	1	Zahnrad 2		C45
20	1	Zahnrad 5		C45
21	1	Zahnrad 3		C45
22	1	Zahnrad 1		C45
23	1	Zahnrad Bremse		C45

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor Özben Orukcu
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:
	Dokumentenart Stückliste		Name Max Reche-Emden, Josua Hödtke, Yassine Kraiem	
	Titel, zusätzlicher Titel Hubwerkseinheit		Matrikel-Nr. 454741 457275 457695	
			Datum 09.07.2023	Blatt 4

Pos	Me	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
24	1	Deckel Abtriebswelle		EN-GJL-150
25	1	Deckel Zwischenwelle 2		EN-GJL-150
26	1	Deckel Zwischenwelle 1		EN-GJL-150
27	1	Deckel Antriebswelle links		EN-GJL-150
28	1	Deckel Antriebswelle rechts		EN-GJL-150
29	1	Bremse Abdeckung		S275JR
30	1	Seilklemme		S275JR
31	1	Druckring		C45
32	4	Außenlamellen Bremse		EN-GJL-300
33	3	Innenlamellen Bremse		EN-GJL-300
34	1	Spule mit Kabel und Mantel		E-Cu
35	1	Elektromagnet		M270-35A
36	3	Führungshülse		S275JR
37	1	Bremse Stützscheibe		C45
38	3	Druckfeder		51CrV4
39	1	Seilführung Teil1		EN-GJL-150
40	1	Seilführung Teil2		EN-GJL-150
41	1	Lageraufsatz Seilführung		S275JR
42	1	Gleitstab		C45
43	1	Metallbalgkupplung	norelem 23000-170	
44	1	Motor	SIMOTICS FL - 132 M - IM B5 - 6p	
45	1	Rillenkugellager (ab links)	SKF 211	
46	1	Rillenkugellager (ab rechts)	SKF W 61906 - 2RS1	

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor Özben Orukcu
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:
	Dokumentenart Stückliste	Name Max Reche-Emden, Josua Hödtke Yassine Kraiem		
	Titel, zusätzlicher Titel Hubwerkseinheit	Matrikel-Nr. 454741, 457475, 457695		
		Datum 09.07.2023	Blatt 5	von 13

Pos	Me	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnun	Bemerkung
47	1	Rillenkugellager (zw2 links)	SKF 206	
48	1	Rillenkugellager (zw2 rechts)	SKF 306	
49	1	Rillenkugellager (zw1 links)	SKF 6205	
50	1	Rillenkugellager (zw1 rechts)	SKF 6004	
51	1	Rillenkugellager (an links)	SKF 6202	
52	1	Rillenkugellager (an rechts)	SKF 61807	
53	1	Gleitlager	23761 Gleitlager mit Bund	SINT A50
54	1	Ölschauglas	GN 743-7-M14x1,5-A	
55	2	Öl Ein-Ablassschrauben	DIN 908-ST-M8x1-AA	
56	4	Passfeder	DIN 6885 - A 14 x 9 x 56	[45
57	2	Passfeder	DIN 6885 - A 12 x 8 x 32	[45
58	2	Passfeder	DIN 6885 - A 10 x 8 x 25	[45
59	3	Passfeder	DIN 6885 - A 8 x 7 x 18	[45
60	1	Passfeder	DIN 6885 - A 6 x 6 x 18	[45
61	1	Passfeder	DIN 6885 - A 6 x 6 x 14	[45
62	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 55 x 2	
63	2	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 45 x 1,75	
64	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 42 x 1,75	
65	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 40 x 1,75	
66	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 35 x 1,5	
67	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 32 x 1,5	
68	4	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 30 x 1,5	
69	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 28 x 1,5	

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor			
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:			
		Dokumentenart		Name			
		Stückliste		Yassine Kraiem			
		Titel, zusätzlicher Titel		Matrikel-Nr.			
		Hubwerkseinheit		Datum	09.07.2023	Blatt	6
						von	13

Pos	Me	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
70	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 25 x 1,2	
71	1	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 22 x 1,2	
72	2	Sicherungsring Welle	DIN 471 - 20 x 1,2	
73	31	Zylinderschraube mit Innensechskant	DIN 912 - M4 x 10 - 10.9	
74	8	Zylinderschraube mit Innensechskant	DIN 912 - M5 x 45 - 8.8	
75	13	Sechskantschraube	DIN EN 24017 - M12 x 30 - 8.8	
76	14	Zylinderschraube mit Innensechskant	DIN 912 - M10 x 25 - 8.8	
77	18	Sechskantschraube	DIN 933 - M12 x 20 - 8.8	
78	6	Zylinderschraube mit Innensechskant	DIN 912 - M6 x 20 - 10.9	
79	4	Sechskantschraube	DIN 933 - M12 x 20 - 8.8	
80	4	Sechskantschraube	DIN 933 - M10 x 40 - 8.8	
81	4	Sechskantmutter	ISO 4032 - M10 - 10	
82	8	Unterlegscheibe	ISO 7091 - 10 - 100 HV	
83	1	Seil	11 6x7-Fc 1770 U sZ	
84	14	Zylinderstift	ISO 2338 - 4 m6 x 18 - St	
85	1	Radialwellendichtring	DIN 3760 - A 50x65x8 - NBR	
86	1	Radialwellendichtring	DIN 3760 - A 28x40x7 - NBR	
87	1	O-Ring	ISO 3601-1 26B-31.47 x 1,78	
88	1	O-Ring	ISO 3601-1 32B-47.35 x 1,78	
89	1	O-Ring	ISO 3601-1 35B-56.87 x 1,78	
90	1	O-Ring	ISO 3601-1 44B-94.97 x 1,78	
91	1	O-Ring	ISO 3601-1 31B-44.17 x 1,78	

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor			
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:			
		Dokumentenart	Stückliste		Name	Yassine Kraiem	
		Titel, zusätzlicher Titel		Matrikel-Nr.			
		Hubwerkseinheit		Datum	09.07.2023	Blatt	7

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel/Übermaß
Ø 250 H7/h6	H7	+0,046 +0,000	max. Spiel: 0,075
	h6	+0,000 -0,029	max. Übermaß: 0,000
Ø 109 H7/h6	H7	+0,035 +0,000	max. Spiel: 0,057
	h6	+0,000 -0,022	max. Übermaß: 0,000
Ø 104 H7/h6	H7	+0,035 +0,000	max. Spiel: 0,057
	h6	+0,000 -0,022	max. Übermaß: 0,000
Ø 100 H7/h6	H7	+0,035 +0,000	max. Spiel: 0,057
	h6	+0,000 -0,022	max. Übermaß: 0,000
Ø 100 H7/PN	H7	+0,035 +0,000	max. Spiel: 0,040
	PN	+0,000 -0,015	max. Übermaß: 0,000
Ø 72 H7/PN	H7	+0,030 +0,000	max. Spiel: 0,043
	PN	+0,000 -0,013	max. Übermaß: 0,000
Ø 62 H7/h6	H7	+0,030 +0,000	max. Spiel: 0,049
	h6	+0,000 -0,019	max. Übermaß: 0,000

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor			
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:			
	Dokumentenart	Name					
	Passungstabelle	Yassine Kraiem					
	Titel, zusätzlicher Titel	Matrikel-Nr.					
	Hubwerkseinheit	Datum	Blatt	von			
		09.07.2023	8	13			

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel/Übermaß
ϕ 62 H7/PN	H7	+0,030 +0,000	max. Spiel: 0,043
	PN	+0,000 -0,013	max. Übermaß: 0,000
ϕ 55 PN/j6	PN	+0,000 -0,015	max. Spiel: 0,007
	j6	+0,012 -0,007	max.Übermaß: 0,027
ϕ 52 H7/h6	H7	+0,030 +0,000	max. Spiel: 0,049
	h6	+0,000 -0,019	max. Übermaß: 0,000
ϕ 52 H7/P6	H7	+0,030 +0,000	max. Spiel: 0,041
	P6	+0,000 -0,011	max. Übermaß: 0,000
ϕ 47 H7/h6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,041
	h6	+0,000 -0,016	max. Übermaß: 0,000
ϕ 47 H7/PN	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,036
	PN	+0,000 -0,011	max. Übermaß: 0,000
ϕ 45 H7/h6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,041
	h6	+0,000 -0,016	max. Übermaß: 0,000

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:
	Dokumentenart	Name		
	Passungstabelle	Yassine Kraiem		
	Titel, zusätzlicher Titel	Matrikel-Nr.		
	Hubwerkseinheit	Datum	Blatt	von
		09.07.2023	9	13

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel/Übermaß
Ø 42 H7/h6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,041
	h6	+0,000 -0,016	max. Übermaß: 0,000
Ø 42 H7/P6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,034
	P6	+0,000 -0,009	max. Übermaß: 0,000
Ø 40 H7/h6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,041
	h6	+0,000 -0,016	max. Übermaß: 0,000
Ø 35 H7/h6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,041
	h6	+0,000 -0,016	max. Übermaß: 0,000
Ø 35 PN/j6	PN	+0,000 -0,012	max. Spiel: 0,005
	j6	+0,011 -0,005	max. Übermaß: 0,023
Ø 35 H7/P6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,034
	P6	+0,000 -0,009	max. Übermaß: 0,000
Ø 32 H7/h6	H7	+0,025 +0,000	max. Spiel: 0,041
	h6	+0,000 -0,016	max. Übermaß: 0,000

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:
	Dokumentenart	Name		
	Passungstabelle	Yassine Kraiem		
	Titel, zusätzlicher Titel	Matrikel-Nr.		
	Hubwerkseinheit	Datum	Blatt	von
		09.07.2023	10	13

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel/Übermaß
ϕ 30 H7/h6	H7	+0,021 +0,000	max. Spiel: 0,034
	h6	+0,000 -0,013	max. Übermaß: 0,000
ϕ 30 PN/j6	PN	+0,000 -0,010	max. Spiel: 0,004
	j6	+0,009 -0,004	max. Übermaß: 0,019
ϕ 28 H7/h6	H7	+0,021 +0,000	max. Spiel: 0,034
	h6	+0,000 -0,013	max. Übermaß: 0,000
ϕ 25 P6/j6	P6	+0,000 -0,008	max. Spiel: 0,004
	j6	+0,009 -0,004	max. Übermaß: 0,017
ϕ 22 H7/h6	H7	+0,021 +0,000	max. Spiel: 0,034
	h6	+0,000 -0,013	max. Übermaß: 0,000
ϕ 20 H7/h6	H7	+0,021 +0,000	max. Spiel: 0,034
	h6	+0,000 -0,013	max. Übermaß: 0,000
ϕ 20 P6/j6	P6	+0,000 -0,008	max. Spiel: 0,004
	j6	+0,009 -0,004	max. Übermaß: 0,017

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:
	Dokumentenart	Name		
	Passungstabelle	Yassine Kraiem		
	Titel, zusätzlicher Titel	Matrikel-Nr.		
	Hubwerkseinheit	Datum		
		09.07.2023	Blatt	von
			11	13

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel/Übermaß
ϕ 15 H7/s7	H7	+0,018 +0,000	min. Übermaß: 0,010
	s7	+0,046 +0,028	max. Übermaß: 0,046
ϕ 15 P6/j6	P6	+0,000 -0,007	max. Spiel: 0,003
	j6	+0,008 -0,003	max. Übermaß: 0,015
ϕ 12 G7/h6	G7	+0,024 +0,006	max. Spiel: 0,035
	h6	+0,000 -0,011	min. Spiel: 0,006
ϕ 7 H7/h6	H7	+0,015 +0,000	max. Spiel: 0,024
	h6	+0,000 -0,009	max. Übermaß: 0,000
ϕ 7 H7/r6	H7	+0,015 +0,000	min. Übermaß: 0,004
	r6	+0,028 +0,019	max. Übermaß: 0,028
ϕ 6 H7/h6	H7	+0,012 +0,000	max. Spiel: 0,020
	h6	+0,000 -0,008	max. Übermaß: 0,000
ϕ 6 H7/r6	H7	+0,015 +0,000	min. Übermaß: 0,003
	r6	+0,023 +0,015	max. Übermaß: 0,023

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:
	Dokumentenart	Name		
	Passungstabelle	Yassine Kraiem		
	Titel, zusätzlicher Titel	Matrikel-Nr.		
	Hubwerkseinheit	Datum	Blatt	von
		09.07.2023	12	13

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel/Übermaß
Ø 4 F8/m6	F8	+0,028 +0,010	max. Spiel: 0,024
	m6	+0,012 +0,004	max. Übermaß: 0,002
Ø 4 H7/m6	H7	+0,012 +0,000	max. Spiel: 0,008
	m6	+0,012 +0,004	max. Übermaß: 0,012

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tutor	[REDACTED]	
Werkstoff	Format A4			Tutoriumstermin:		
	Dokumentenart	Passungstabelle		Nam	[REDACTED]	
	Titel, zusätzlicher Titel				Yassine Kraiem	
	Hubwerkseinheit			Matrikel-Nr.	[REDACTED]	
				Datum	09.07.2023	Blatt 13 von 13