

Antriebstrommellagerung eines Bandförderers

Konstruktionsentwurf im Fach Konstruktionslehre 3

des Studienganges Maschinenbau

an der Dualen Hochschule Baden-Württemberg Heidenheim an der Brenz

von

Hofmann, Tanja

Hopf, Marie

Langohr, Anika

Tiroch, Matthias

Abgabe: 28. November 2019

Bearbeitungszeitraum

9 Wochen

Matrikelnummern

5620331, 3225750, 1790705, 9269794

Kurs

TM 2018 KM

Ausbildungsfirma

INNEO Solutions, BSH, Bosch AS,
Faist Anlagenbau

Studienbereich Technik
Studiengang Maschinenbau

Name, Vorname
Hofmann, Tanja
Name, Vorname
Hopf, Marie
Name, Vorname
Langohr, Anika
Name, Vorname
Tiroch, Matthias

Erklärung

gemäß § 5 (3) der „Studien- und Prüfungsordnung DHBW Technik“ vom 01.10.2015.

Ich habe die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet.

Ort, Datum

Unterschrift

Ort, Datum

Unterschrift

Ort, Datum

Unterschrift

Ort, Datum

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Anforderungsliste	1
1.2	Morphologischer Kasten.....	4
2	Welle	9
2.1	Kräfte und Momente auf die Welle	9
2.2	Lageplan und Schnittgrößenverlauf der Kräfte	11
2.2.1	Querkraftverlauf	12
2.2.2	Momentenverlauf	17
2.2.3	Torsionsmoment	22
2.3	Überschlagsberechnung und Auswahl des Werkstoffes	23
2.4	Berechnung der kritischen Wellenquerschnitte.....	24
2.4.1	Kerzbahnberechnung nach Decker [2], [3], [4]	25
2.4.2	Berechnung der kritischen Querschnitte mit Excel.....	37
2.5	Wellendurchbiegung und Biegewinkel in den Lagerstellen	38
3	Trommel.....	40
3.1	Auslegung der Verbindung Welle – Trommel	40
3.1.1	Variante A – Schweißkonstruktion	40
3.1.2	Variante B – Spannpressverband	41
4	Lager	44
4.1	Berechnung der Lagerkräfte.....	44
4.2	Auswahl der Lager	46
4.3	Dynamische Tragzahlen und Lagerlebensdauer	46
4.4	Schmierung der Lager und Abdichtung	48
4.5	Deckel.....	49
4.5.1	Schraubenberechnung des Deckels	49
4.6	Lagerböcke	52
4.6.1	Auslegung der Betonanker	53
5	Antrieb.....	54
5.1	Auswahl des Elektromotors	54
5.2	Auslegung des Dreifach-Kettentriebes	55
5.3	Auslegung der Keilwellenverbindung zwischen Welle und Kettenrad	67
5.4	Nachrechnung der Passfederverbindung zwischen Kettenrad und Motorwelle.....	69
5.5	Axiale Fixierung des Kettenrades.....	70
6	Alternative Bauform mit gedrehtem Antrieb	72
6.1	Berechnung der Lagerkräfte.....	72
6.2	Änderungen bzgl. der Lagerauswahl	74
7	Montage- und Demontageanleitung	76
7.1	Montageanleitung- Variante B (Spannpressverband)	76
7.2	Montageanleitung- Variante A (Schweißkonstruktion)	82
7.3	Demontage	82

8	Visualisierung.....	83
8.1	Gesamtansicht	83
8.2	Explosionsansicht	85
9	Literaturverzeichnis	86

Anhang

1. Aufgabenstellung
2. Handzeichnungen und Skizzen auf Millimeterpapier
3. Projektzeitplan
4. Checkliste
5. Datenblatt
6. Stückliste
7. Gesamtzeichnung
8. Kaufteildokumentation
 - 8.1 cog - Das O-Ring 1x1
 - 8.2 fischer - Betonanker
 - 8.3 Mädlar - Kettenrad
 - 8.4 Mädlar - Spannsatz
 - 8.5 Mädlar - Tropföler
 - 8.6 NORD - Motor
 - 8.7 norelem - Schmiernippel
 - 8.8 Würth - Gewindestift
 - 8.9 Würth - Sicherheitsmutter
9. Schnittgrößenberechnung mit Excel
10. Ergebnisse der Wellenberechnung mit Excel
11. Smith-Diagramme für 42CrMo4, 16NiCrS4 und E295
12. Wellendurchbiegung mit Decker-Programm

1 Einleitung

Bandförderer, umgangssprachlich auch Förderbänder genannt, übernehmen in Produktionsprozessen eine wichtige Rolle. Stetigförderer sorgen dafür, dass Roh- oder Fertigteile auch über weite Distanzen und in hoher Stückzahl zum nächsten Bearbeitungsschritt transportiert werden können. Eine zentrale Rolle nimmt die Antriebstrommel ein. Deshalb soll in der folgenden Arbeit eine Antriebstrommel mit Lagerung entwickelt werden, die speziell an die vorgegebenen Bedürfnisse angepasst ist (siehe Anforderungsliste).

Die Antriebstrommellagerung des Bandförderers wird auf der Basis exakter Auslegungsrechnungen konstruiert und mit gängigen Referenzwerten auf die Haltbarkeit bei dynamischer Belastung geprüft. Die Visualisierung der Antriebstrommellagerung ist einer ausführlichen CAD-Datei mit passender Stückliste zu entnehmen.

Im Anhang sind außerdem die ausgedruckten Excel-Berechnungen zu finden. Die auf der CD gespeicherten Excel-Dateien sind interaktiv angelegt und können vom kritischen Betrachter nochmals mithilfe der Buttons durchgerechnet werden.

1.1 Anforderungsliste

In der folgenden Anforderungsliste werden alle Forderungen und Wünsche an die Antriebstrommel aufgeführt. Diese Zusammenstellung dient dazu, eine übersichtliche Darstellung der geforderten Randbedingungen zu bekommen.

Hauptmerkmal	Anforderung / Spezifikation (Zahlen, Daten, Fakten)	von wem	Klassifizierung
Geometrie			
Trommelaußendurchmesser	$D_T=240\text{mm}$	Frau Hopf	Forderung
Lagerabstände	$l_1=l_2=145\text{mm}$, $l_3=65\text{mm}$	Frau Hopf	Forderung
Winkel des Kettentriebes	$\alpha=45^\circ$	Frau Langohr	Forderung
Höhe der Antriebstrommel über dem Boden	mindestens 300mm zwischen Boden und Untertrum	Frau Hofmann	Forderung
Position des Motors	in einer Flucht mit der Bandrichtung, nicht höher als Bandhöhe	Herr Tiroch	Forderung
Kompaktheit	Kettenlänge $<1000\text{mm}$	Frau Langohr	Wunsch
Antrieb			
Antriebsenergiequelle	Drehstrom	Frau Langohr	Forderung
Drehzahl der Antriebstrommel	$n=80\text{ 1/min}$	Frau Hofmann	Forderung
Kettentrieb	Dreifach-Kettentrieb	Frau Langohr	Forderung
Lagerung der Welle			
Lagerart	ideal: Magnetlager; sonst Wälzlager, sollen Fluchtungs- und Montagefehler ausgleichen; keine überdimensionierte Lebensdauer (nicht $> 60000\text{h}$)	Frau Hopf	Wunsch/Forderung
Lagerböcke	Ausbrennteile	Herr Tiroch	Forderung
Schmierung der Lager	keine Lebenszeitschmierung, aber Abdichtung der Lagergehäuse	Herr Tiroch	Forderung
Gewicht			
Motor	maximal 10kg	Frau Langohr	Wunsch
Antriebstrommel + Welle	maximal 5kg	Frau Hopf	Wunsch
Betriebsmittel			
Fett	gleicher Typ wie in allen Anlagen von diesem Hersteller, die bisher ausgeliefert wurden	Herr Tiroch	Forderung
Kompletter Fettwechsel möglich	kein Fettsammelraum auf Lebenszeit	Frau Hopf	Forderung
Geringer Stromverbrauch	$<4\text{kWh}$	Frau Langohr	Wunsch

Umgebung und Betriebsbedingungen			
Staubige Umgebung	Keine Behinderung der Ketten oder sonstiger Teile durch Staub in der Umgebungsluft	Frau Hopf	Forderung
Keine Tropfenbildung durch Schmierfett		Frau Hopf	Forderung
Geräuscharm	<70dB	Frau Hofmann	Wunsch
Rostfrei	durch entsprechenden Werkstoff oder Beschichtung		Wunsch
Außenbetrieb möglich		Frau Hofmann	Wunsch
Netzbetrieb des Motors	ohne Trafo	Frau Langohr	Wunsch
Temperaturbereich	-10°C bis +40°C	Frau Hofmann	Wunsch
Montage			
möglichst viele gleichartige Teile verwenden		Frau Hopf	Wunsch
Aufstellen ohne Wartezeit	kein Einbetonieren der Stützen	Frau Hofmann	Wunsch
Flexibilität	Anlage soll räumlich umbaubar sein, falls nötig	Frau Hopf	Forderung
Transportmaße	max. 800mmx800mmx800mm ohne Motor	Frau Langohr	Wunsch
Kosten			
ohne Motor	maximal 300€	Frau Hopf	Wunsch
Motor	maximal 800€	Frau Langohr	Wunsch
Lebensdauer			
nominelle Lebensdauer	L _{10h} =30000h	Herr Tiroch	Forderung
keine extreme Überschreitung der Lebensdauer	L _{10h} >100000h nicht zulässig	Herr Tiroch	Wunsch
Sicherheit			
Sicherung gegen herunterfallende Teile		Frau Hopf	Forderung
Selbstzentrierendes Band		Herr Tiroch	Wunsch
Sicherung gegen Hineinziehen von Gliedmaßen oder Gegenständen		Frau Hofmann	Forderung






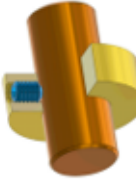


Bedienung			
Einschalten mit Einhandschalter		Frau Langohr	Forderung
Nothalt mit Fußpedal		Herr Tiroch	Wunsch
Termine			
Vorstellung erster Entwürfe und Berechnungen	22.10.2019	alle	Forderung
Vorstellung der vollständigen Berechnungen und CAD-Zeichnungen	12.11.2019	alle	Forderung
Abgabe der vollständigen Dokumentation in Papierform und auf CD	28.11.2019	alle	Forderung



1.2 Morphologischer Kasten

Da es eine Vielzahl an einzelnen Teilfunktionen und anschließenden Gesamtlösungsprinzipien gibt, wurde ein morphologischer Kasten erstellt. Ziel der Gegenüberstellung ist, die optimale Kombination der verschiedenen Varianten zu finden. Die ausgewählte Variante wurde gelb markiert.

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Axiale Sicherung des Kettenrades	Kronenmutter  https://www.et-anhaengertechnik.de/Kronenmutter-M24-x-15	Sicherungsring  https://www.hornbach.de/shop/Sicherungsring-Form-A-20x1-2-mm/7633140/artikel.html	Gewindekleber 	Selbstsichernde Mutter 
Kettenrad Welle	Passfeder  https://www.klocke-antrieb.de/wp-content/uploads/Klocke_Welle_Nabe_Verbindung_Broschuere.pdf	Keilwelle  https://www.gg-antriebstechnik.de/antriebstechnik/keilwellenantriebe/	Zahnwelle  https://www.kautz.de/produkte/profilwellen/	Polygonwelle  http://www.polygon-gmbh.de/polygonprofile/
Kettentrieb	Zahnkette  https://www.renoldtoothchain.de/anwendungen/anwendungen-fuer-antriebe/#nogo	Rollenkette  http://duri.at/Ketten/Rollenkette-det.Rollenkette06B-1.531011006.html		
Kettengröße	Einfach	Zweifach	Dreifach	
Motorprinzip	Synchron	Asynchron	Drehstrom	Gleichstrom

Übersetzung	Getriebemotor	Kettenübersetzung	Getriebemotor + Kettenübersetzung	Schrägguggellager
Antriebslager	 <p>https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/produkte-und-loesungen/industrie/produktportfolio/waelzlager_gleitlager/rillenkugellager/index.jsp</p>	 <p>https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/produkte-und-loesungen/industrie/produktportfolio/o/waelzlager_gleitlager/tonnenlager/index.jsp</p>	 <p>https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/produkte-und-loesungen/industrie/produktportfolio/waelzlager_gleitlager/pendelkugellager/index.jsp</p>	 <p>https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/produkte-und-loesungen/industrie/produktportfolio/waelzlager_gleitlager/schraegguggellager/index.jsp</p>
Gegenlager	 <p>Rillenkugellager</p>	Tonnenlager	Pendelkugellager	Schrägguggellager
Lagergehäuse	<p>Deckel-Verschluss</p>	Abnehmbare obere Hälfte	Zweiteilung in axialer Richtung	
Lagersicherung	<p>Aufschrupfen</p>	Sicherungsring	Distanzhülse	Anlagefläche
Schmierung	<p>Fettschmierung</p>	Initialschmierung	Hydrostatische Schmierung	
Dichtung	 <p>Wellendichtring</p> <p>https://www.hytec-hydraulik.de/normteile/radial-wellendichtring-as-10x22x7.html</p>	Taconit-Dichtung	O-Ring	Labyrinth Dichtung
		 <p>https://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/bearing-housings/skf-taconit-seal/index.html</p>	 <p>https://www.pvc-welt.de/O-Ring-fuer-Aussengewinde</p>	 <p>https://www.gmn.de/dichtungen/grundlagen/funktionsprinzip/</p>

Trommel	Gebogenes Blech  https://pro-va.info/leistungen/rundbiegen/	Rohr  https://www.prokilo.de/rundrohr-stahl-edelstahl-aluminium/	Vollmaterial  https://www.metall-kunststoffhandel.de/produkt/rundstahl-st-37-rund-20-mm/	
Trommelbefestigung	Spannsatz 	Schweißnaht  https://knowledge.autodesk.com/de/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2016/DEU/Inventor-Help/files/GUID-B8167E2C-0D1A-4D10-AEF8-03C823980341-htm.html	Verschraubung  https://www.konstruktionsatlas.de/antriebstechnik/welle-nabe-verbindung-kraftschluss.shtml	Formschluss  https://www.konstruktionsatlas.de/antriebstechnik/welle-nabe-verbindung-formschluss.shtml
Variante A - Schweißnaht: axiale Positionierung der Trommel	Absätze als Anlageflächen auf der Welle 	Mitgelieferte Montagehülsen	Manuelle Bemessung durch den Schweißer	
Variante B - Spannpressverband: Art des Pressverbandes	Verwendung von Sternscheiben	Spannsatz mit einseitiger Aufweitung als Kaufteil	Spannsatz mit zweiseitiger Aufweitung als Kaufteil	Verwendung von Keilringen und Deckel als Eigenkonstruktion

Fettauslass	nach unten, am Lagerbock vorbei	nach unten, durch Bohrung im Lagerbock	zur Seite, durch Deckel	
Befestigung der Lagerböcke am Untergrund	keine zusätzliche Befestigung, dafür schwere, stabile Lagerböcke  https://www.kugellager-express.de/silber-serie-miniatur-stehlager-lagerbock-kp001-welle-12-mm	Betonanker 		
Sicherstellung der Flucht der beiden Lagerböcke	Langlöcher	Bearbeitung auf einem Feinbearbeitungszentrum		
Antriebsenergie	Motorspindel	Elektromotor	Wasserkraftantrieb	Dieselmotor
Wellenwerkstoff	Vergütungsstahl	nichtrostender Stahl	Baustahl	Feinkornbaustahl
Werkstoff der Trommel	Aluminium	Baustahl	hochlegierter Stahl	Feinkornbaustahl
Herstellungsverfahren der Keilnabe	Räumen	Stoßen	Senkerodieren	Nutzenziehmaschine

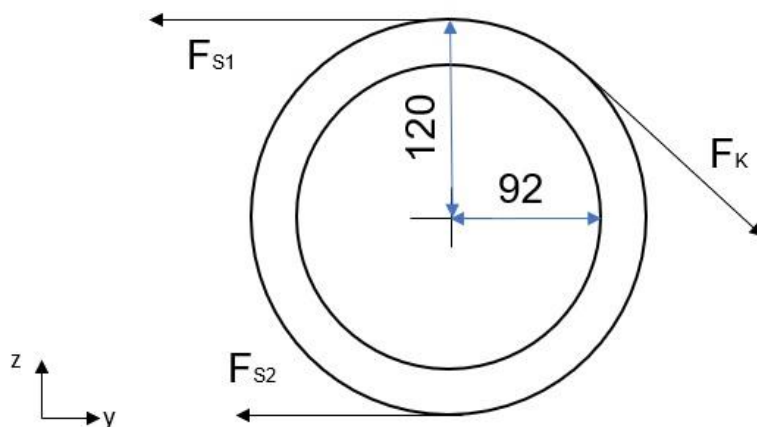
2 Welle

Aus Planungs-, Fertigungs- und Berechnungsgründen sind die Wellen für Variante A und Variante B geometrisch identisch. Sie sind auch identischen äußeren Kräften ausgesetzt, es unterscheidet sich lediglich die Stelle, an der der Spannsatz bzw. die Schweißnaht sitzt, durch die Art der Krafteinleitung.

Die theoretischen Kräfte und die Schnittgrößen der Welle werden von Hand berechnet. Als Kontrolle dient die in VBA programmierte Exceldatei, welche auf den Formeln nach Decker [2] basiert.

2.1 Kräfte und Momente auf die Welle

Die Kettenkraft kann ermittelt werden durch die Aufstellung eines Momentengleichgewichts in der Y-Z-Ebene:



$$(F_{S1} - F_{S2}) \cdot 120\text{mm} = F_K \cdot 92\text{mm}$$

$$F_K = \frac{(3500\text{N} - 1500\text{N}) \cdot 120\text{mm}}{92\text{mm}}$$

$$F_K \approx 2608,7\text{N}$$

Das idealisierte Drehmoment beträgt:

$$M_T = (F_{s1} - F_{s2}) \cdot 120\text{mm} = F_K \cdot 92\text{mm}$$

$$M_T \approx 240,0\text{Nm}$$

Mit dem Kettenwinkel von 45° ergibt sich mit dem Satz des Pythagoras:

$$F_{Ky} = F_{Kz} = \frac{F_K}{\sqrt{2}} = \frac{2608,7\text{N}}{\sqrt{2}}$$

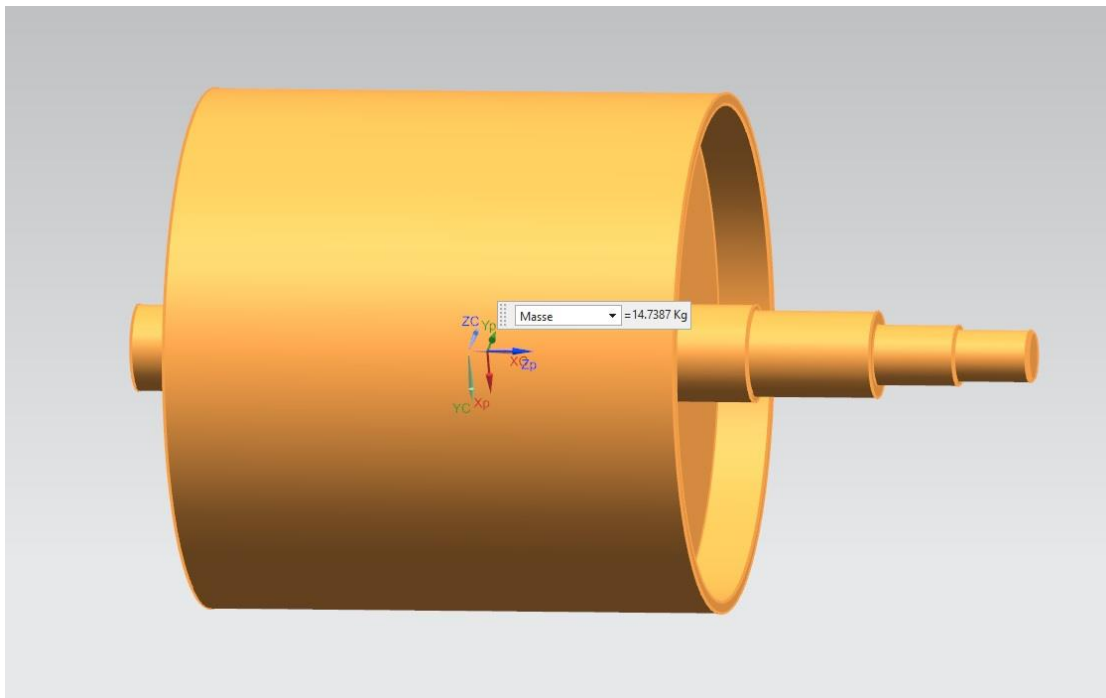
$$F_{Ky} = F_{Kz} \approx 1844,6\text{ N}$$

Die Zugkraft der Kette wird als Punktlast auf die Welle an den beiden Stellen der Seitenwände angenommen. Dabei addieren sich F_{s1} und F_{s2} , da sie in die gleiche Richtung zeigen.

$$F_{ZUG1} = F_{ZUG2} = \frac{F_{s1} + F_{s2}}{2} = \frac{3500\text{N} + 1500\text{N}}{2}$$

$$F_{ZUG1} = F_{ZUG2} = 2500\text{N}$$

Die Gewichtskraft wurde nach der Grobkonstruktion der Welle mit der aufgesetzten Trommel und den Seitenwänden im CAD-Programm abgeschätzt, indem mit der Analyse-Funktion das Gesamtgewicht dieser Unterbaugruppe bestimmt wurde. Dies gilt zwar nur für die Schweißbaugruppe, ist aber eine gute Näherung. Man liegt damit näher an den realen Bedingungen als mit vollständiger Vernachlässigung der Gewichtskraft.



Daraus ergibt sich eine Gewichtskraft von

$$F_{Gges} = m \cdot g = 14,7387kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 144,59N$$

$$F_{Gges} \approx 146N \text{ (wegen der Schweißnaht, die noch dazukommt)}$$

Die Gewichtskraft teilt sich auf die zwei Angriffspunkte gleichmäßig auf.

$$F_{G1} = F_{G2} = \frac{F_{Gges}}{2} = F_G = 73N$$

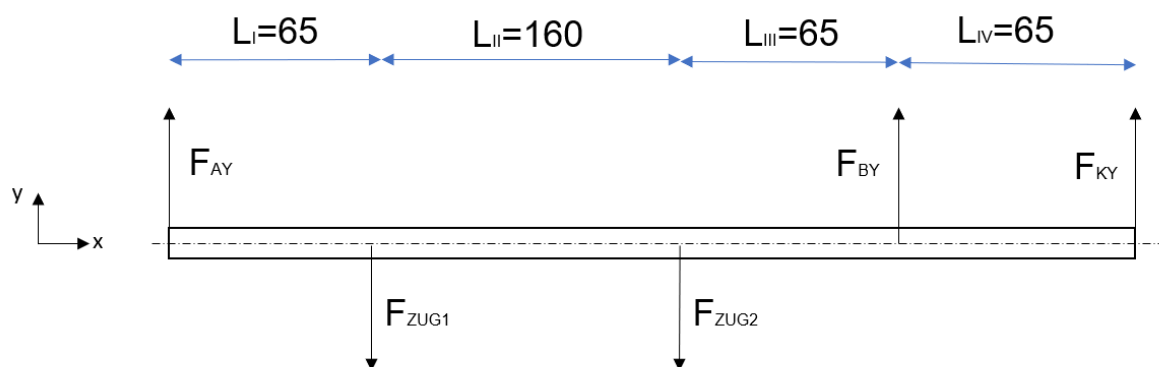
2.2 Lageplan und Schnittgrößenverlauf der Kräfte

Das Biegemoment wurde von Hand gerechnet und mit dem in VBA programmierten Excel-Programm überprüft. Der Schnittmomentenverlauf stammt aus diesem Programm. Die vollständigen Ergebnisse der Excel-Berechnung sind im Anhang zu finden und stimmen mit den Ergebnissen in den nachfolgenden Abschnitten überein.

2.2.1 Querkraftverlauf

Die Lagerkräfte beziehen sich auf die Rechnungen aus 4.1. Die Gewichtskraft wurde im vorherigen Punkt ermittelt.

x-y-Ebene



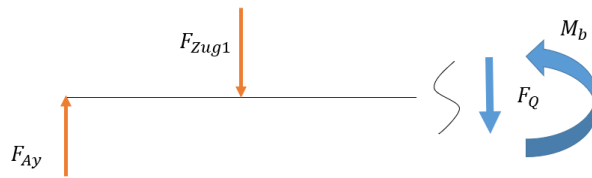
Bereich I: $0 \leq s_1 \leq 65\text{mm}$



$$F_{QI} = F_{Ay}$$

$$F_{QI} = 2913,4\text{N}$$

Bereich II: $0 \leq s_2 \leq 160\text{mm}$

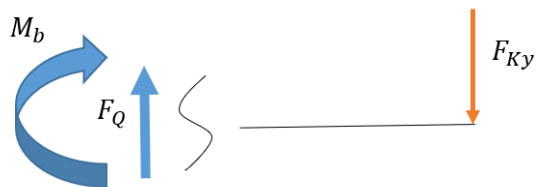


$$F_{QII} = F_{Ay} - F_{zug1}$$

$$F_{QII} = 2913,5\text{N} - 2500\text{N}$$

$$F_{QII} = 413\text{N}$$

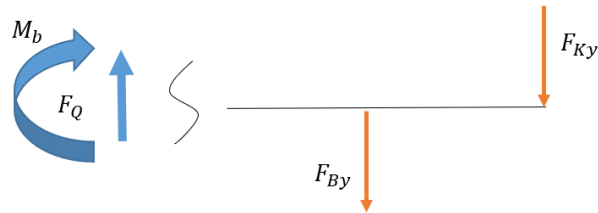
Bereich IV: $0 \leq s_4 \leq 65\text{mm}$



$$F_{QIV} = -F_{Ky}$$

$$F_{QIV} = -1844,6\text{N}$$

Bereich III: $0 \leq s_2 \leq 65\text{mm}$

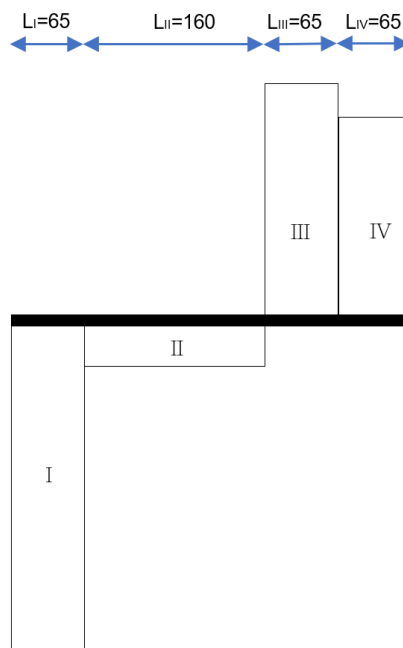


$$F_{QIII} = F_{Ky} + F_{By}$$

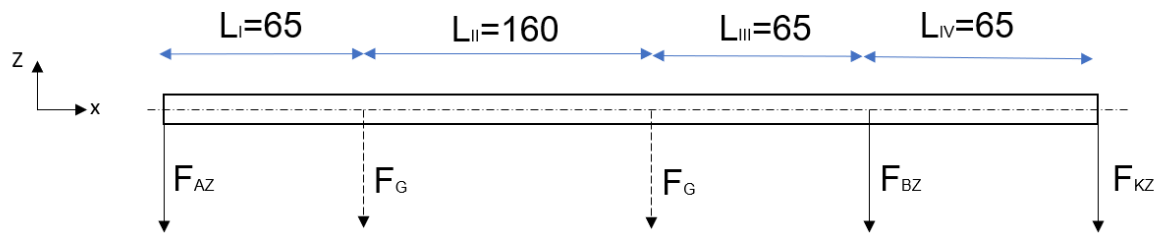
$$F_{QIII} = -1844,63\text{N} - 242,0\text{N}$$

$$F_{QIII} = -2086,63\text{N}$$

Der Querkraftverlauf sieht folgendermaßen aus:



z-x-Ebene



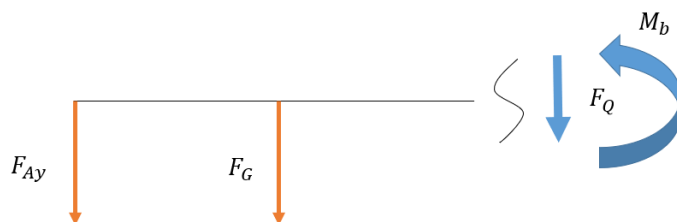
Bereich I: $0 \leq s_1 \leq 65\text{mm}$



$$F_{QI} = -F_{AZ}$$

$$F_{QI} = -340,4\text{N}$$

Bereich II: $0 \leq s_2 \leq 160\text{mm}$

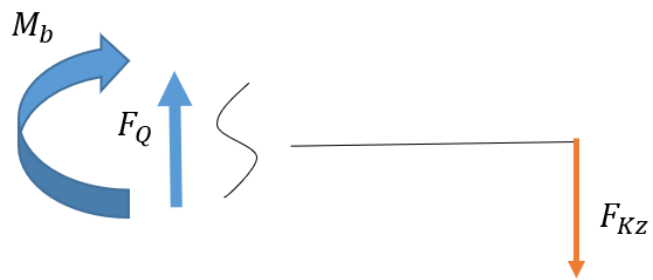


$$F_{QII} = -F_{AZ} - F_G$$

$$F_{QII} = -340,4\text{N} - 73\text{N}$$

$$F_{QII} = -413,4\text{N}$$

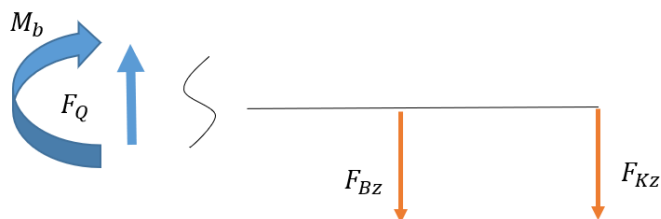
Bereich IV (von rechts): $0 \leq s_3 \leq 65\text{mm}$



$$F_{QIV} = F_{Kz}$$

$$F_{QIV} = 1844,6N$$

Bereich III: $0 \leq s_4 \leq 65\text{mm}$

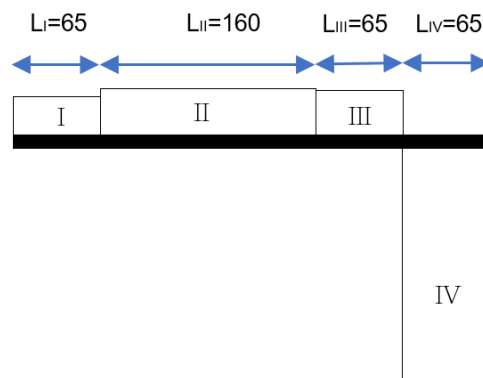


$$F_{QIII} = F_{Bz} + F_{Kz}$$

$$F_{QIII} = -2231,0N + 1844,6N$$

$$F_{QIII} = -386,4N$$

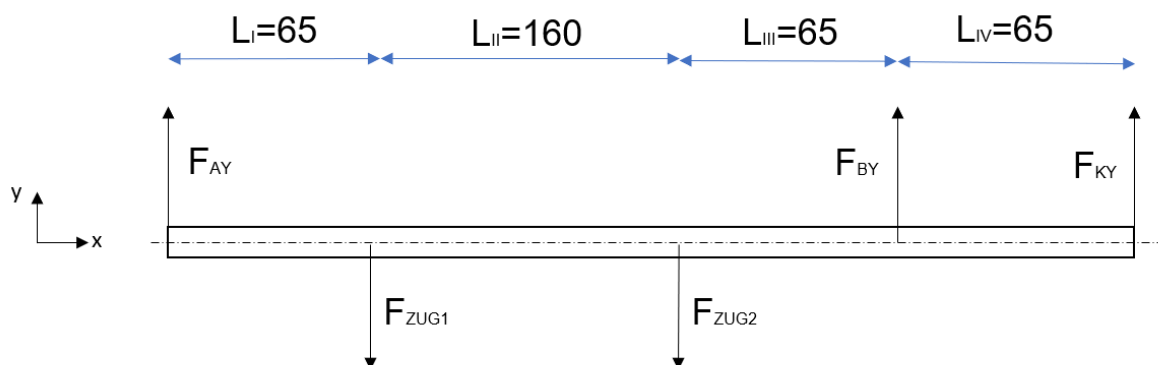
Der Querkraftverlauf sieht folgendermaßen aus:



2.2.2 Momentenverlauf

Der Momentenverlauf ermittelt den Verlauf der Biegemomente in den einzelnen Abschnitten und somit an den in 2.3 betrachteten Kerbstellen.

x-y-Ebene



Bereich I: $0 \leq s_1 \leq 65\text{mm}$

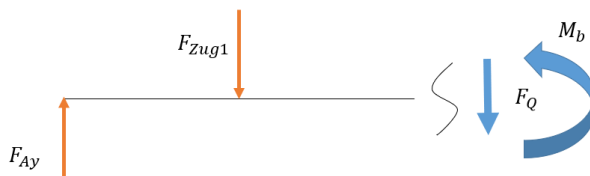


$$M_{b1} = F_{AY} \cdot s_1$$

$$M_{b1}(0) = 0Nm$$

$$M_{b1}(55mm) = 2913,4N \cdot 65mm = 189,4Nm$$

Bereich II: $0 \leq s_2 \leq 160mm$



$$M_{b2} = F_{AY} \cdot (l_I + s_2) - F_{ZUG1} \cdot s_2$$

$$M_{b2}(0) = 2913,4N \cdot (55mm + 0mm) = 160,24Nm$$

$$\begin{aligned} M_{b2}(180mm) &= 2913,4N \cdot (55mm + 160mm) - 2500N \cdot 180mm \\ &= 176,4N \end{aligned}$$

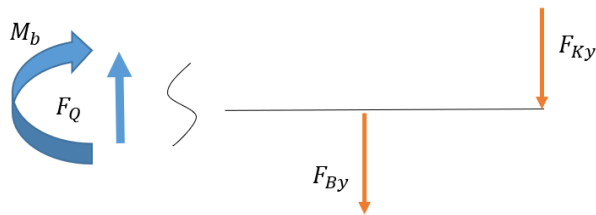
Bereich IV (von rechts): $0 \leq s_3 \leq 65mm$



$$M_{b3} = -F_{KY} \cdot s_3$$

$$M_{b3}(65mm) = -1844,6N \cdot 65mm = -119,9Nm$$

Bereich III: $0 \leq s_4 \leq 65\text{mm}$

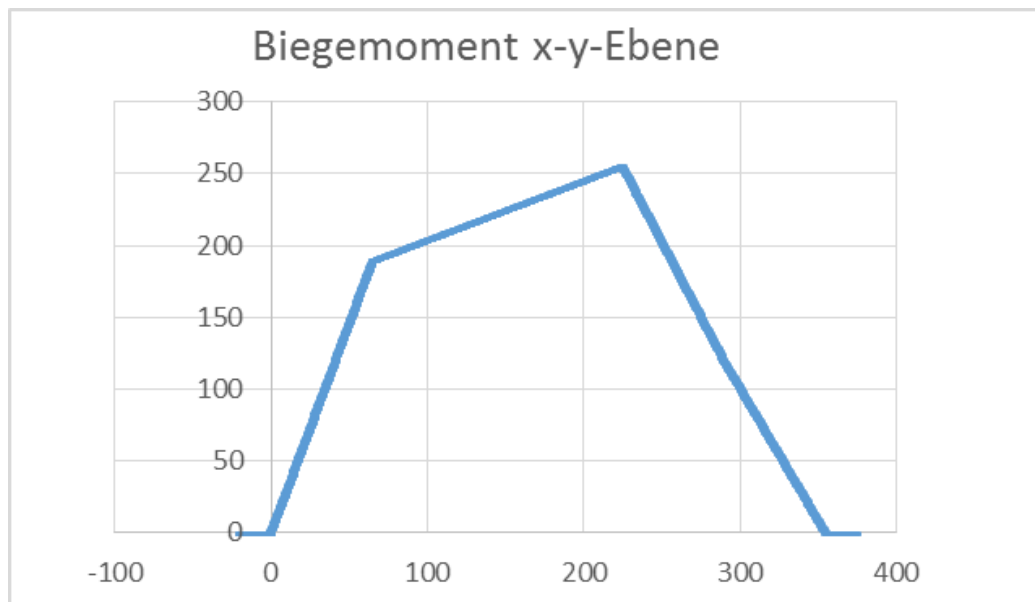


$$M_{b4} = -F_{BY} \cdot s - F_{KY} \cdot (l_{IV} + s_4)$$

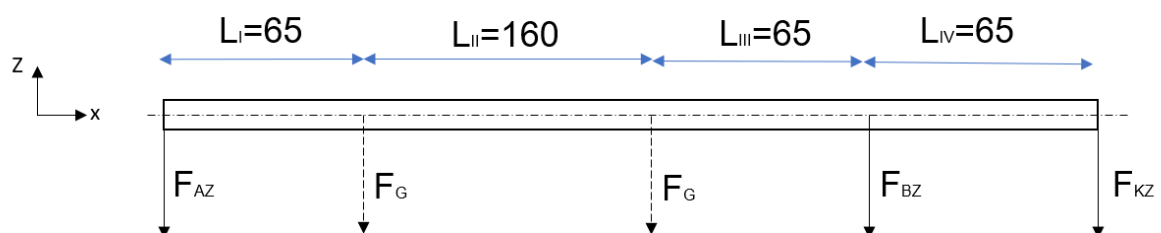
$$M_{b4}(0) = 0\text{Nm}$$

$$M_{b4}(65\text{mm}) = -242\text{N} \cdot 65\text{mm} - 1844,6\text{N} \cdot (65\text{mm} + 65\text{mm}) = -66,1\text{Nm}$$

Der Momentenverlauf kann folgendermaßen visualisiert werden (die Grafik stammt aus dem Excel-Programm, siehe Anhang 9.):



z-x-Ebene



Bereich I: $0 \leq s_1 \leq 65\text{mm}$



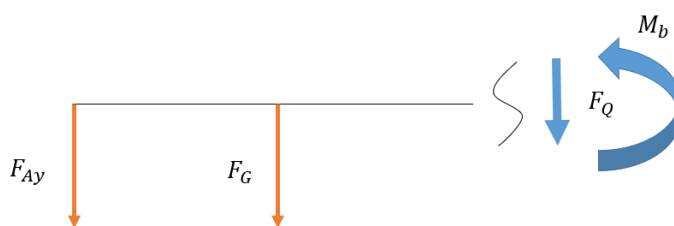
$$M_{b1} = -F_{Az} \cdot s_1$$

$$M_{b1} = -340,4\text{N} \cdot s_1$$

$$M_{b1}(0) = 0\text{Nm}$$

$$M_{b1}(65\text{mm}) = -22,1\text{Nm}$$

Bereich II: $0 \leq s_2 \leq 160\text{mm}$

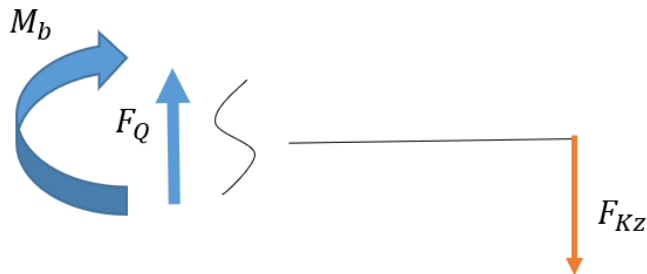


$$M_{b2} = -F_G \cdot s_2 + F_{Az} \cdot (l_I + s_2)$$

$$M_{b2}(0) = -340,4\text{N} \cdot (65\text{mm} + 0\text{mm}) = -22,1\text{Nm}$$

$$\begin{aligned} M_{b2}(160\text{mm}) &= -73\text{N} \cdot 160\text{mm} - 315,3\text{N} \cdot (65\text{mm} + 160\text{mm}) \\ &= -82,6\text{Nm} \end{aligned}$$

Bereich IV: $0 \leq s_4 \leq 65\text{mm}$

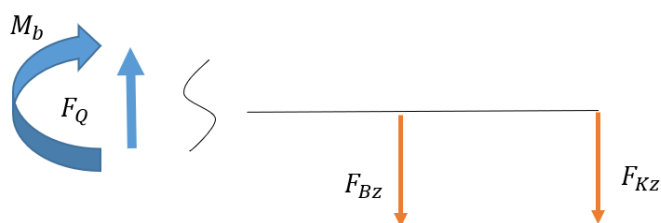


$$M_{b4} = -F_{Kz} \cdot s_4$$

$$M_{b4}(0) = 0\text{Nm}$$

$$M_{b4}(65\text{mm}) = -1844,6\text{Nm} \cdot 65\text{mm} = -119,9\text{Nm}$$

Bereich III: $0 \leq s_3 \leq 65\text{mm}$

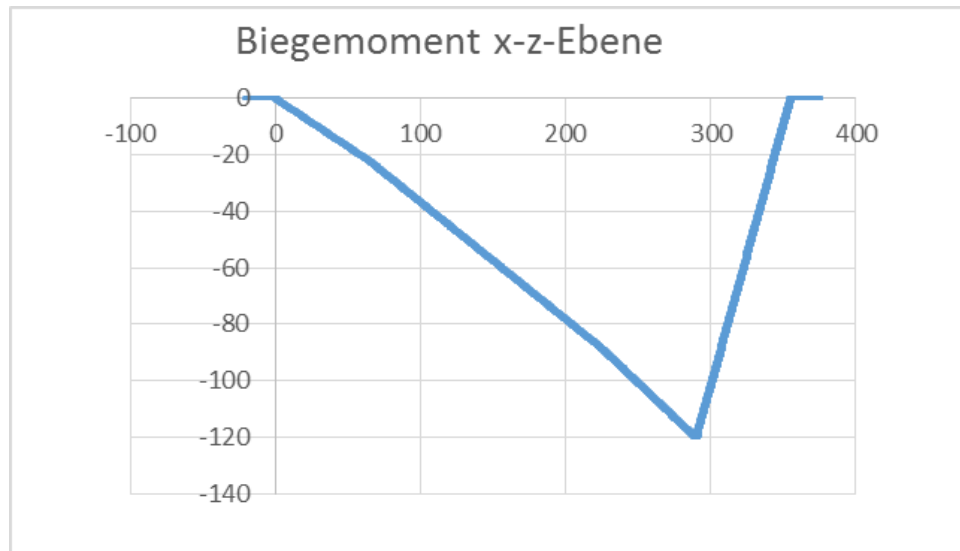


$$M_{b3} = -F_{Bz} \cdot s_3 - F_{Kz} \cdot (s_3 + 65\text{mm})$$

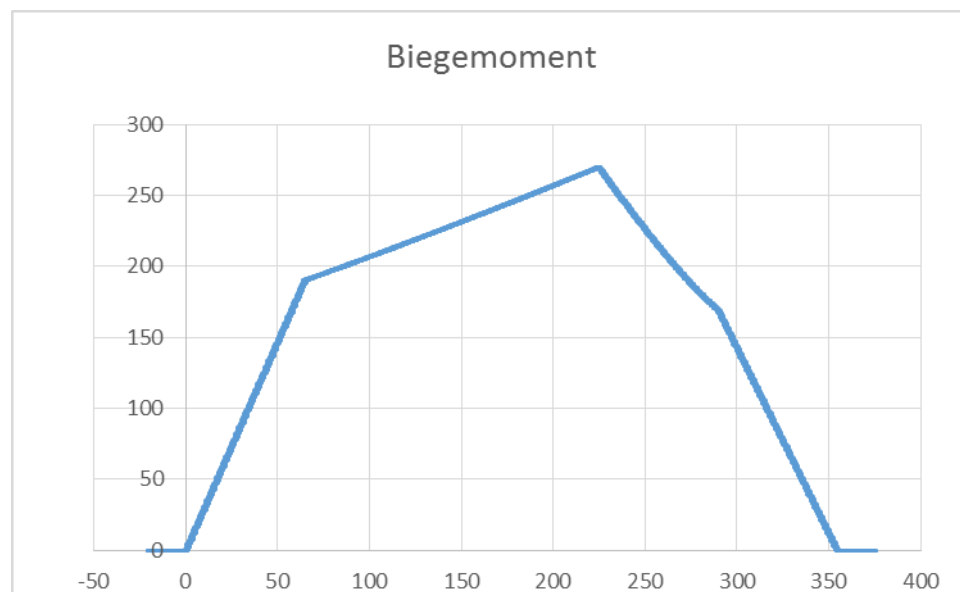
$$M_{b3}(0) = -119,9\text{Nm}$$

$$M_{b3}(55\text{mm}) = -94,5\text{Nm}$$

Der Momentenverlauf kann folgendermaßen visualisiert werden (die Grafik stammt aus dem Excel-Programm, siehe Anhang 9.):



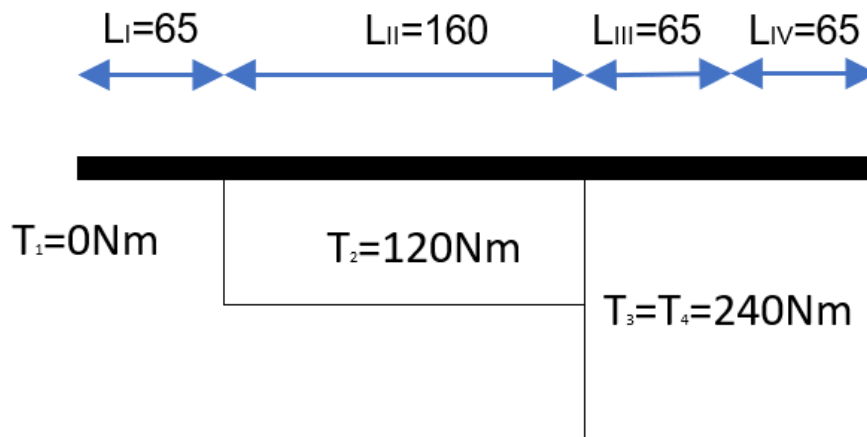
Zusammengefasst ergibt sich folgender Momentenverlauf (ebenfalls mit Excel erstellt):



2.2.3 Torsionsmoment

Das durch das Kettenrad eingeleitete Torsionsmoment von 240Nm wird an den Berührungsstellen zwischen Welle und Seitenwänden der Trommel jeweils zu gleichen Teilen wieder abgeleitet. Das auftretende Torsionsmoment ist somit im Bereich IV mit dem vollen

Betrag des eingeleiteten Torsionsmomentes anzunehmen ($T_3=T_4=240\text{Nm}$). Im Bereich zwischen den beiden Seitenwänden beträgt das Torsionsmoment nur noch $T_3/2=T_2=120\text{Nm}$. Der Bereich zwischen Lager A und der Seitenwand ist torsionsfrei ($T_1=0$).



2.3 Überslagsberechnung und Auswahl des Werkstoffes

Um einen Anhaltspunkt für weitere Berechnungen zu haben, wird der ungefähre Durchmesser der Welle durch Überslagsrechnung ermittelt. Verwendet wurden die Formeln nach Steinhilper [5] 4.3 und 4.6. Als Anwendungsfaktor K_A ist der Wert 1,25 gewählt, der eigentlich für Maschinen mit leichten Stößen ausgelegt ist und der deshalb zusätzliche Sicherheit bringt. Da vorauszusehen ist, dass der vorgeschlagene Werkstoff E295 den Belastungen nicht standhalten wird, erfolgt die Auslegung sofort mit einem anderen Stahl. Gewählt wird zunächst ein typischer Wellenwerkstoff, 42CrMo4. Da dieser nicht (oder nur sehr schwer) schweißbar ist, muss für Variante A auf einen anderen Werkstoff zurückgegriffen werden. Dieser ist 16NiCrS4. Er weist sogar geringfügig höhere Festigkeitswerte auf als 42CrMo4. Es wird die Variante mit Schwefel gewählt, da sie eine bessere Zerspanbarkeit aufweist. Die Werkstoffdaten von 16NiCrS4 stammen aus [1], die Wechselfestigkeit wurde mit der Faustregel $\sigma_W = 0,45 \cdot R_m$ berechnet.

Durch das Brünieren der Werkstoffe wird eine schwache Korrosionsbeständigkeit bereitgestellt. Man kann diese durch darauffolgendes Beölen erhöhen. Durch dieses Verfahren wird eine hohe Maßhaltigkeit bereitgestellt, da das Brünieren erst nach dem Zusammenbau erfolgt.

Der Werkstoff ist 42CrMo4, die Werkstoffdaten dafür stammen aus Decker Tabelle 1.8 [3].

a) Nur Drehmoment/Torsion

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{T \cdot K_A}{\tau_{tzul}}} \quad \text{mit } \tau_{tzul} = \frac{\tau_{tW}}{10} = \frac{315}{10} \frac{N}{mm^2} = 31,5 \frac{N}{mm^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{240Nm \cdot 1,25}{31,5 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$d_{erf} \geq 36,4mm$$

b) Mit Biegung

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{bmax}^2 + 2 \cdot \tau_{bmax}^2} \quad \text{mit } \sigma_b = \frac{32 \cdot M_{bmax}}{\pi \cdot d^3} \quad \text{mit } \tau_t = \frac{16 T}{\pi \cdot d^3}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_V}{\sigma_{Vzul}}}$$

$$\text{mit } M_V = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,5 \cdot T_{max}^2} = \sqrt{(427Nm)^2 + 0,5 \cdot (240Nm)^2} = 459,5Nm$$

$$\text{mit } \sigma_{Vzul} = \frac{\sigma_{bW}}{4} = \frac{525}{4} \frac{N}{mm^2} = 131,25 \frac{N}{mm^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{459,5Nm}{131,25 \frac{N}{mm^2}}}$$

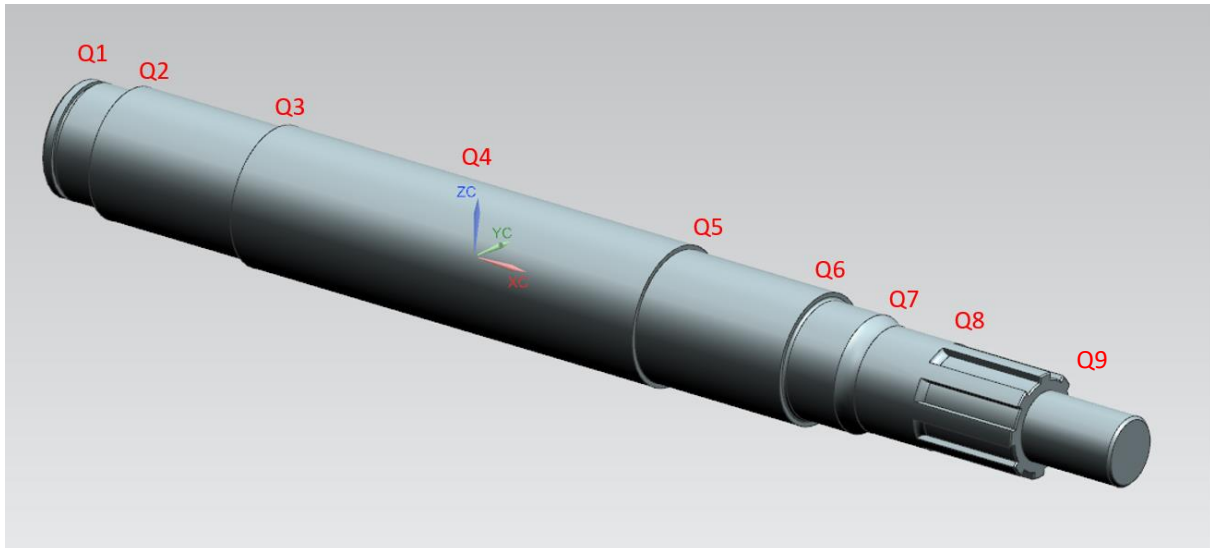
$$d_{erf} \geq 32,92mm$$

→Anfangswelle Ø40mm

2.4 Berechnung der kritischen Wellenquerschnitte

Das verwendete Verfahren ist ein vereinfachtes Verfahren nach Decker [2], das aber laut Beschreibung für die Praxis hinreichend genau ist.

Die Vergleichsspannungen und Sicherheiten wurden mithilfe einer in VBA programmierten Excel-Tabelle berechnet. Im Folgenden werden die benötigten Form- und Kerbwirkungszahlen an den Querschnitten 1 bis 9 ermittelt:



s bezeichnet jeweils den Abstand der Kerbstelle vom Mittelpunkt des Lagers A nach rechts laut obiger Ausrichtung.

2.4.1 Kerbzahlberechnung nach Decker [2], [3], [4]

$$\chi \text{ in } \left[\frac{1}{\text{mm}} \right]$$

Kerbstelle Querschnitt 1 (links von A), Sicherungsringnut (DIN 471 - 40 x 1,75)

Kerbstelle 1 ist als Nut für einen Sicherungsring vorgesehen. Der Sicherungsring drückt von außen auf das Lager und sichert es dadurch.

$$s = -7,5\text{mm}$$

$$d = 37,5\text{mm}$$

$$D = 40\text{mm}$$

$$s_{\text{Sicherungsring}} = 1,75\text{mm}$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 1,25\text{mm}$$

$$\varrho \approx 0,1s = 0,175\text{mm}$$

Formzahl $\alpha_{k,b}$ für Biegung nach Decker Tab. 15.3

$$\alpha_{k,b} = 1,14 + 1,08 \sqrt{\frac{10t}{s_{\text{Sicherungsring}}}} = 1,14 + 1,08 \sqrt{\frac{10 \cdot 1,25\text{mm}}{1,75\text{mm}}}$$

$$\alpha_{k,b} = 4,03$$

Formzahl $\alpha_{k,t}$ für Torsion nach Decker Tab. 15.3

$$\alpha_{k,t} = 1,48 + 0,45 \sqrt{\frac{10t}{s_{\text{Sicherungsring}}}} = 1,48 + 0,45 \sqrt{\frac{10 \cdot 1,25\text{mm}}{1,75\text{mm}}}$$

$$\alpha_{k,t} = 2,68$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Biegebeanspruchung (Decker Formel 15.12)

Bei scharfkantigen Kerben wird laut Tabelle $\chi = 0,25$ gewählt.

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{40 + 37,5} + \frac{2}{0,25}$$

$$\chi = 8,05$$

Stützziffer η_{χ} nach Siebel mit $\text{Re} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 42CrMo4, $\text{Re} = 735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 16NiCrS4 und $\text{Re} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,b}$ nach Decker Formel 15.14

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,24 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{4,03}{1,24} = 3,25$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,18 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{4,03}{1,18} = 3,42$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,55 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{4,03}{1,55} = 2,60$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Torsionsbeanspruchung (Decker Formel 15.13)

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{1}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{40 + 37,5} + \frac{1}{0,25}$$

$$\chi = 4,05$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $\text{Re} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 42CrMo4, $\text{Re} = 735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 16NiCrS4 und

$\text{Re} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,t}$ nach Decker Formel 15.14

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,19 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{2,68}{1,19} = 2,25$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,15 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{2,68}{1,15} = 2,33$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,40 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{2,68}{1,40} = 1,91$$

Kerbstelle Querschnitt 2 (Übergang Lager A)

Der maximal zulässige Radius für die Kugellager laut Hersteller beträgt 1mm. Mit der Toleranz -0,2mm ergibt sich ein minimaler Radius von 0,8mm. Da dies den schlechtesten Fall für die Kerbwirkung der Welle darstellt, wird mit ihm gerechnet.

$$s = 7,5\text{mm}$$

$$\varrho = 0,8\text{mm}$$

$$d = 40\text{mm}$$

$$D = 45\text{mm}$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 2,5\text{mm}$$

Formzahl $\alpha_{k,b}$ für Biegung nach Decker Tab. 15.4 a)

$$\frac{d}{D} = \frac{40}{45} \approx 0,89$$

$$\frac{\varrho}{t} = \frac{0,8}{2,5} = 0,32$$

$$\alpha_{k,b} = 2,65$$

Formzahl $\alpha_{k,t}$ für Biegung nach Decker Tab. 15.4 b)

$$\alpha_{k,t} = 2,2$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Biegebeanspruchung (Decker Formel 15.12)

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{45+40} + \frac{2}{0,8}$$

$$\chi = 2,55$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $Re = 650 \frac{N}{mm^2}$ für 42CrMo4, $Re = 735 \frac{N}{mm^2}$ für 16NiCrS4 und

$Re = 275 \frac{N}{mm^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,b}$ nach Decker Formel 15.14

$$42CrMo4 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,15 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{2,65}{1,15} = 2,30$$

$$16NiCrS4 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,13 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{2,65}{1,13} = 2,35$$

$$E295 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,31 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{2,65}{1,31} = 2,02$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Torsionsbeanspruchung (Decker Formel 15.13)

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{45+40} + \frac{1}{0,8}$$

$$\chi = 1,30$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $Re = 650 \frac{N}{mm^2}$ für 42CrMo4, $Re = 735 \frac{N}{mm^2}$ für 16NiCrS5 und

$Re = 275 \frac{N}{mm^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,t}$ nach Decker Formel 15.14

$$42CrMo4 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,10 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{2,2}{1,10} = 2,20$$

$$16NiCrS4 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,08 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{2,2}{1,08} = 2,04$$

$$E295 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,24 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{2,2}{1,24} = 1,77$$

Kritischer Querschnitt 3 (Freistich am Absatz als Anlagefläche der Seitenwand)

An Querschnitt 3 liegt der Spannsatz an. Wegen der Pressfläche des Spannsatzes wird Freistichform G gewählt.

$$s = 65mm$$

$$r = 0,4mm$$

$$f = 0,9mm$$

$$d = 45mm$$

$$D = 48mm$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 1,5mm$$

Formzahl für Biegung α_{kb} aus Decker Tab.15.4 a) für Freistiche

$$\frac{d}{D} = \frac{45}{48} \approx 0,94$$

$$\frac{\varrho}{t} = \frac{0,4}{1,5} = 0,27$$

$$\alpha_{kb} = 3,6$$

Formzahl für Torsion α_{kt} aus Decker Tab.15.4 b) für Freistiche

$$\alpha_{kt} = 2,25$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Biegebeanspruchung (Decker Formel 15.12)

$$\chi = \frac{4}{D + d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{48 + 45} + \frac{2}{0,4}$$

$$\chi = 5,04$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $Re = 650 \frac{N}{mm^2}$ für 42CrMo4, $Re = 735 \frac{N}{mm^2}$ für 16NiCrS5 und

$Re = 275 \frac{N}{mm^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,b}$ nach Decker Formel 15.14

$$42CrMo4 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,21 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{3,6}{1,21} = 2,98$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,15 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{3,6}{1,15} = 3,13$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,44 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{3,6}{1,44} = 2,50$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Torsionsbeanspruchung (Decker Formel 15.13)

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{48+45} + \frac{1}{0,4}$$

$$\chi = 2,54$$

Stützziffer η_{χ} nach Siebel mit $\text{Re} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 42CrMo4, $\text{Re} = 735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 16NiCrS4 und

$\text{Re} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,t}$ nach Decker Formel 15.14

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,15 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{2,25}{1,15} = 1,96$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,12 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{2,25}{1,12} = 2,01$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,32 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{2,25}{1,32} = 1,70$$

Kritischer Querschnitt 4 (Mitte zwischen den beiden Lagern)

$$s = 145\text{mm}$$

$$d = 48\text{mm}$$

Keine Kerbwirkung, da die Welle an dieser Stelle glatt ist.

$$\alpha_{k,b} = \alpha_{k,t} = \beta_{k,b} = \beta_{k,t} = 1$$

Kritischer Querschnitt 5 (Freistich am Absatz als Anlagefläche der Seitenwand)

Bei der Schweißkonstruktion liegt bei Querschnitt 5 die Seitenwand an.

$$s = 225\text{mm}$$

$$d = 45\text{mm}$$

$$D = 48\text{mm}$$

Kerbzahlen entsprechen denen des Kritischen Querschnitt 3, da dieselbe Geometrie vorliegt.

$$\alpha_{k,b} = 3,6$$

$$\alpha_{k,t} = 2,25$$

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \beta_{k,b} = 2,98$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \beta_{k,b} = 3,13$$

$$\text{E295} \Rightarrow \beta_{k,b} = 2,50$$

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \beta_{k,t} = 1,96$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \beta_{k,t} = 2,01$$

$$\text{E295} \Rightarrow \beta_{k,t} = 1,70$$

Kritischer Querschnitt 6 (Übergang Lager B)

Die Kerbzahlen entsprechen denen des Kritischen Querschnitt 2, da dieselbe Geometrie vorliegt.

$$\alpha_{k,b} = 2,65$$

$$\alpha_{k,t} = 2,2$$

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \beta_{k,b} = 2,3$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \beta_{k,b} = 2,35$$

$$\text{E295} \Rightarrow \beta_{k,b} = 2,02$$

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \beta_{k,t} = 2,20$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \beta_{k,t} = 2,04$$

$$\text{E295} \Rightarrow \beta_{k,t} = 1,77$$

Kritischer Querschnitt 7 (Übergang Lager-Keilwelle)

Der Übergang soll einen möglichst großen Radius haben, um einen möglichst gleichmäßigen Kraftfluss zu gewährleisten. Gerechnet wird jedoch mit dem Radius $4\text{mm}=2t$, da dies der größte Radius mit vorliegenden Kerbwerten ist. Noch besser als ein großer Radius wäre die Verwendung mehrerer überlappender Radien (vgl. Claus Mattheck). Für die Einzelteillfertigung ist ein solcher Übergang jedoch schwierig zu realisieren und wird deshalb nicht gewählt.

$$s = 302,5\text{mm}$$

$$d = 36\text{mm}$$

$$D = 40\text{mm}$$

$$q = 4\text{mm}$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 2\text{mm}$$

Formzahl $\alpha_{k,b}$ für Biegung nach Decker Tab. 15.4 a)

$$\frac{d}{D} = \frac{36}{40} = 0,9$$

$$\frac{q}{t} = \frac{4}{2} = 2$$

$$\alpha_{k,b} = 1,55$$

Formzahl $\alpha_{k,t}$ für Biegung nach Decker Tab. 1.13

$$\alpha_{k,t} = 1,1$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Biegebeanspruchung (Decker Formel 15.12)

$$\chi = \frac{4}{D + d} + \frac{2}{q}$$

$$= \frac{4}{40\text{mm} + 36\text{mm}} + \frac{2}{4\text{mm}}$$

$$\chi = 0,55$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $\text{Re} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 42CrMo4, $\text{Re} = 735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 16NiCrS5 und

$\text{Re} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,b}$ nach Decker Formel 15.14

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,06 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{1,55}{1,06} = 1,46$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,04 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{1,55}{1,04} = 1,49$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Biegung}} = 1,12 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi\text{Biegung}}} = \frac{1,55}{1,12} = 1,38$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Torsionsbeanspruchung (Decker Formel 15.13)

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{1}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{40\text{mm} + 36\text{mm}} + \frac{1}{4\text{mm}}$$

$$\chi = 0,30 \frac{1}{\text{mm}}$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $\text{Re} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 42CrMo4, $\text{Re} = 735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 16NiCrS4 und

$\text{Re} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,t}$ nach Decker Formel 15.14

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,05 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{1,1}{1,05} = 1,05$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,04 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{1,1}{1,04} = 1,06$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi\text{Torsion}} = 1,09 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi\text{Torsion}}} = \frac{1,1}{1,09} = 1,01$$

Kritischer Querschnitt 8 (Keilwellenbeginn)

Nach Decker, Tab. 15.3 gelten für eine Keilwelle folgende Formzahlen:

$$s = 322,5\text{mm}$$

$$\alpha_{k,b} = 4,2$$

$$\alpha_{k,t} = 3,6$$

$$d = 28\text{mm}$$

$$D = 34\text{mm}$$

$$\varrho = 0,25\text{mm}$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Biegebeanspruchung (Decker Formel 15.12)

$$\chi = \frac{4}{D+d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{34\text{mm} + 28\text{mm}} + \frac{2}{0,25\text{mm}}$$

$$\chi = 8,06$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $Re = 650 \frac{N}{mm^2}$ für 42CrMo4, $Re = 735 \frac{N}{mm^2}$ für 16NiCrS4 und

$Re = 275 \frac{N}{mm^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,b}$ nach Decker Formel 15.14

$$42CrMo4 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,24 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{4,2}{1,24} = 3,39$$

$$16NiCrS4 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,18 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{4,2}{1,18} = 3,56$$

$$E295 \Rightarrow \eta_{\chi Biegung} = 1,54 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi Biegung}} = \frac{4,2}{1,54} = 2,73$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Torsionsbeanspruchung (Decker Formel 15.13)

$$\chi = \frac{4}{D + d} + \frac{1}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{34mm + 28mm} + \frac{1}{0,25mm}$$

$$\chi = 4,06$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $Re = 650 \frac{N}{mm^2}$ für 42CrMo4, $Re = 735 \frac{N}{mm^2}$ für 16NiCrS5 und

$Re = 275 \frac{N}{mm^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,t}$ nach Decker Formel 15.14

$$42CrMo4 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,19 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{3,6}{1,19} = 3,03$$

$$16NiCrS4 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,15 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{3,6}{1,15} = 3,13$$

$$E295 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,39 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{3,6}{1,39} = 2,59$$

Berechnung kritischer Querschnitt 8

Position s auf der Welle, vom Lager A aus in mm	mm	322,5
(kleinster) Durchmesser an der Stelle s in mm	mm	28
Formzahl für Biegung α_{kb}		4,2
Formzahl für Torsion α_{kt}		3,6
Kerbwirkungszahl für Biegung β_{kb}		3,39
Kerbwirkungszahl für Torsion β_{kt}		3,03
Momente		
Torsionsmoment statischer Anteil	Nm	240
Torsionsmoment dynamischer Anteil	Nm	0
Biegemoment statischer Anteil	Nm	0
Biegemoment dynamischer Anteil	Nm	84,78
Nennspannungen (ohne Kerbwirkung)		
Nenntorsionsspannung statischer Anteil	N/mm ²	46,15
Nenntorsionsspannung dynamischer Anteil	N/mm ²	0
Nennbiegespannung statischer Anteil	N/mm ²	0
Nennbiegespannung dynamischer Anteil	N/mm ²	32,61
Vergleichsmittelspannung --> hier nur aus Torsion	N/mm ²	287,79
Vergleichsausschlagsspannung --> hier nur aus Biegung	N/mm ²	110,54
Obere Vergleichsausschlagsspannung	N/mm ²	398,34
Dauerfestigkeit (aus dem Smith-Diagramm abgelesen mit der errechneten Mittelspannung)	N/mm ²	321,448065
Re	N/mm ²	650
Rm	N/mm ²	900
Oberflächenbeiwert b1		0,77
Größenbeiwert b2		1
Zulässige obere Vergleichsspannung (Sicherheit 1,7)	N/mm ²	234,556655
Zulässige Vergleichsausschlagsspannung (Sicherheit 1,7)	N/mm ²	123,757505
Festigkeitsnachweis		
dynamisch Dauerbruch aufgrund oberer V.spannung	eher klein	1,18
dynamisch Dauerbruch aufgrund Schwingamplitude	ausreichend	2,24

→ Wahl einer anderen Keilwelle mit größerem tragendem Querschnitt

(DIN ISO 14 Leichte Reihe, 8x32x36),

Beginn des Keilwellenabschnitts weiter von Lager A entfernt, da dort das Biegemoment abnimmt

Oberflächenangabe von Rz16 auf Rz4

Iteratives Vorgehen:

Nach Decker, Tab. 15.3 gelten für eine Keilwelle folgende Formzahlen:

$$s = 332,5 \text{ mm}$$

$$\alpha_{k,b} = 4,2$$

$$\alpha_{k,t} = 3,6$$

$$d = 32 \text{ mm}$$

$$D = 36 \text{ mm}$$

$$\varrho = 0,25 \text{ mm}$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Biegebeanspruchung (Decker Formel 15.12)

$$\chi = \frac{4}{D + d} + \frac{2}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{36 \text{ mm} + 32 \text{ mm}} + \frac{2}{0,25 \text{ mm}}$$

$$\chi = 8,06$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $\text{Re} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 42CrMo4, $\text{Re} = 735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für 16NiCrS4 und

$\text{Re} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,b}$ nach Decker Formel 15.14

$$42\text{CrMo4} \Rightarrow \eta_{\chi \text{ Biegung}} = 1,24 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi \text{ Biegung}}} = \frac{4,2}{1,24} = 3,39$$

$$16\text{NiCrS4} \Rightarrow \eta_{\chi \text{ Biegung}} = 1,18 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi \text{ Biegung}}} = \frac{4,2}{1,18} = 3,56$$

$$\text{E295} \Rightarrow \eta_{\chi \text{ Biegung}} = 1,54 \Rightarrow \beta_{k,b} = \frac{\alpha_{k,b}}{\eta_{\chi \text{ Biegung}}} = \frac{4,2}{1,54} = 2,72$$

Bezogenes Spannungsgefälle in Strängen mit Torsionsbeanspruchung (Decker Formel 15.13)

$$\chi = \frac{4}{D + d} + \frac{1}{\varrho}$$

$$= \frac{4}{36 \text{ mm} + 32 \text{ mm}} + \frac{1}{0,25 \text{ mm}}$$

$$\chi = 4,06$$

Stützziffer η_χ nach Siebel mit $Re = 650 \frac{N}{mm^2}$ für 42CrMo4, $Re = 735 \frac{N}{mm^2}$ für 16NiCrS4 und

$Re = 275 \frac{N}{mm^2}$ für E295 (Decker Bild 15.12), Kerbwirkungszahl $\beta_{k,t}$ nach Decker Formel 15.14

$$42CrMo4 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,19 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{3,6}{1,19} = 3,03$$

$$16NiCrS4 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,15 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{3,6}{1,15} = 3,13$$

$$E295 \Rightarrow \eta_{\chi Torsion} = 1,39 \Rightarrow \beta_{k,t} = \frac{\alpha_{k,t}}{\eta_{\chi Torsion}} = \frac{3,6}{1,39} = 2,59$$

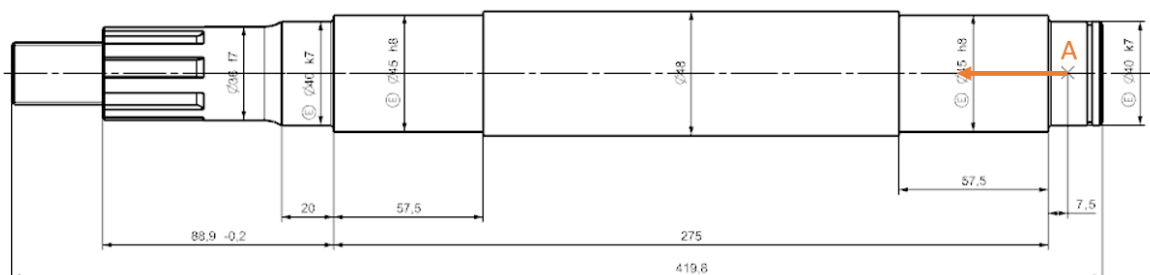
Kerbstelle 9 (Keilwelle-Gewinde)

Keine Torsion und keine Biegung vorhanden. Deshalb wird Kerbstelle 9 nicht berücksichtigt.

2.4.2 Berechnung der kritischen Querschnitte mit Excel

Das in VBA programmierte Excel-Programm wendet die Formeln zur Wellenberechnung nach Decker [2] 15.5 bis 15.19 an. Die Grundlage bildet die Schnittgrößenberechnung in 0,5mm-Schritten auf die gesamte Wellenlänge hinweg. Für diese müssen die wirkenden Kräfte und Momente sowie die Abstände dieser bekannt sein.

Für jeden einzelnen zu berechnenden Querschnitt wird ein Auswertungsblatt erstellt. Eingabegrößen sind für jeden Querschnitt der Ort auf der Welle vom Lager A aus (siehe Skizze), bezeichnet mit s.



Daraus wird das jeweilige Vergleichsmoment an dieser Stelle berechnet.

Außerdem wird der kleinste Durchmesser an der Stelle s zur Berechnung der Nennspannung benötigt. Mit den in 2.4.1 berechneten Kerbzahlen ergibt sich ein Vergleichsmoment und eine obere Vergleichsausschlagsspannung.

Aus den hergeleiteten Formeln für das Smith-Diagramm werden mithilfe der vorher eingegebenen Stoffwerte des gewählten Stahls die zulässige Schwingungsamplitude und die zulässige obere Vergleichsausschlagsspannung berechnet, alternativ könnten sie aus dem Smith-Diagramm abgelesen werden, was jedoch Ungenauigkeiten mit sich bringen würde.

Aus den zulässigen Werten und den vorhandenen Spannungen erhält man nach Eingabe eines Oberflächenbeiwertes b_1 und eines Größenbeiwertes b_2 , falls im Smith-Diagramm noch nicht die Werte für den passenden Durchmesser verwendet wurden, die vorhandenen Sicherheiten. Die geforderte Sicherheit beträgt 1,7.

Das Programm zur Erstellung der Smith-Diagramme sowie zur Wellenberechnung befindet sich auf der beiliegenden CD. Die Ergebnisse für die einzelnen Querschnitte sind im Anhang 10 zu finden. Alle erfüllen die Sicherheit von 1,7 gegen Dauerbruch.

2.5 Wellendurchbiegung und Biegewinkel in den Lagerstellen

Die Wellendurchbiegung und damit auch der Biegewinkel wird unter Vernachlässigung der Versteifungswirkung der Trommel, aber unter Einbeziehung der verschiedenen Wellenabsätze berechnet. Als Berechnungswerkzeug dient das Excel-Berechnungsprogramm von Decker zur Berechnung von Durchbiegungen und Biegewinkeln.

Die Ergebnisse sind im Folgenden aufgeführt, die Eingabedateien können auf beiliegender CD eingesehen werden (Anhang 11)

Gesamtneigungswinkel im Lager A	β_{LA} (10^{-3} rad)	<u>0.6180</u>
Gesamtneigungswinkel im Lager B	β_{LB} (10^{-3} rad)	<u>0.9378</u>
Gesamtdurchbiegung	f (10^{-3} cm)	<u>6.32</u>
	f (μm)	<u>63.2</u>

Der Gesamtneigungswinkel des Zapfens im Lager A ist zulässig.

Der Gesamtneigungswinkel des Zapfens im Lager B ist zulässig.

Die Gesamtdurchbiegung der Welle bleibt unterhalb des zulässigen Wertes.

Für die gewählten Rillenkugellager sind laut Lagerhersteller Schaeffler folgende Biegewinkel zulässig:

Bei niedriger Belastung: 2' bis 6' und
bei hoher Belastung: 5' bis 10'.

Bei einem Bandförderer handelt es sich um eine niedrige Belastung. Die oben errechneten Gesamtneigungswinkel betragen für Lager A 2' 7" und für Lager B 3' 13". Damit liegen sie im Toleranzbereich des Herstellers.

Die Gesamtdurchbiegung von 63,2 Mikrometer ist ebenfalls in der gängigen zulässigen Größenordnung.

3 Trommel

3.1 Auslegung der Verbindung Welle – Trommel

Der Anspruch ist, dass die Welle für beide Konstruktionen so weit als möglich identisch bleibt, um in der Auslieferung der verschiedenen Varianten flexibel zu sein.

Soll eine Selbstzentrierung des Bandes sichergestellt werden, so ist eine konkave Wölbung der Trommel vorzusehen.

3.1.1 Variante A – Schweißkonstruktion

Die Trommel besteht bei Variante A (Schweißkonstruktion) aus einem Trommelrohr und zwei Seitenwänden.

Die Seitenwände werden dabei in einem Abstand von 160 mm an die Welle geschweißt und das Trommelrohr anschließend an die Seitenwände. Das Trommelrohr hat einen Außendurchmesser von 240 mm. Die Dicke des Rohres ist 5 mm und die Länge 240 mm. Die Seitenwände haben ebenso eine Dicke von 5 mm. Außendurchmesser der Seitenwände ist 230 mm. Die Bohrung in der Mitte der Seitenwände hat einen Durchmesser von 45 mm.

Damit die Seitenwände einfacher auf die Welle geschweißt werden können und der Abstand von 160 mm besser eingehalten werden kann, hat die Welle an diesen Stellen einen Absatz 1,5 mm.

Berechnung der vorliegenden Spannungen (=reine Torsion)

Zur Berechnung der vorhandenen Torsionsspannung wurde die untenstehende Formel aus dem Manuskript „Konstruktionslehre II“ von Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz (Stuttgart, 2010) entnommen. Die Formeln finden sich auf den Seiten 8-13 und 8-15.

$$\tau_{vorh} = \frac{M_T}{W_T} = \frac{M_T}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_a + 2 \cdot a)^4 - d_a^4}{d_a + 2 \cdot a}} = \frac{240000 Nmm}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(45mm + 2 \cdot 5mm)^4 - (45mm)^4}{45mm + 2 \cdot 5mm}}$$

$$\tau_{vorh} \approx 13,31 \frac{N}{mm^2}$$

Um einen Wert für die zulässige Torsionsspannung zu erhalten wurde die Tabelle 4.4 aus „Maschinenelemente Decker“ [2] herangezogen. Um den „worst case“ anzunehmen, wurde als Werkstoff S235 gewählt und die Bewertungsgruppe D.

$$\tau_{zul} = 60 \frac{N}{mm^2}$$

Verwendet wird der Werkstoff 42CrMo4. Für ihn sind noch höhere Spannungen zulässig. Dies wird beim Vergleich der beiden Streckgrenzen deutlich:

$$\begin{aligned} S235: \quad Re &= 215 \frac{N}{mm^2} \\ 42CrMo4: \quad Re &= 650 \frac{N}{mm^2} \end{aligned}$$

Spannungsnachweis

$$\tau_{vorh} \leq \tau_{zul}$$

$$13,31 \frac{N}{mm^2} \leq 60 \frac{N}{mm^2}$$

➔ Die Schweißverbindung hält den vorhandenen Belastungen stand.

Die außenliegende Schweißnaht wird nicht separat berechnet. Die Spannungen sind dort ein Bruchteil der ohnehin kleinen Spannungen der inneren Naht. Dies liegt an der größeren Fläche der Naht bei gleichem Durchmesser.

3.1.2 Variante B – Spannpressverband

Bei Variante B (Spannpressverband) besteht die Trommel aus demselben Trommelrohr, zwei veränderten Seitenwänden und einem weiteren Rohr, das die Verbindung zwischen Seitenwänden und Spannpressverband darstellt.

Ein Spannpressverband ist eine lösbare Verbindung, mithilfe der ein Torsionsmoment reibschlüssig übertragen wird. In Frage kommen Spannschrauben, Sternscheiben, Keilverbindungen oder Spannsätze. Aufgrund der relativ einfachen Montage wurde ein Spannsatz der Firma Mädler gewählt, der sich beim Anziehen der Schrauben nach innen und

außen konzentrisch aufweitet (zwei Spannsätze COM-4 von der Firma Mädler (Artikel-Nr.: 615 545 00)).

Damit sich der Druck der Spannsätze gleichmäßig verteilt und die Montage der Trommel vereinfacht wird, ist beim Spannpressverband zusätzlich ein Rohr vorgesehen, das zwischen dem Spannsatz und der Seitenwand angebracht ist und durch die gesamte Trommel reicht. Die Verbindung zwischen diesem Rohr und den Seitenwänden erfolgt mithilfe einer weiteren Schweißnaht. Diese Schweißnaht muss nicht gesondert berechnet werden, da auf sie das gleiche Torsionsmoment wie bei Variante A wirkt, allerdings eine größere Schweißnahtfläche vorliegt.

Die Seitenwände werden von beiden Seiten mit einem Abstand von 180 mm auf die Welle gesteckt und das Zusatzrohr darüber gestülpt. Anschließend wird der Spannsatz durch Anziehen der Schrauben gespannt. Auf das Zusatzrohr werden die Seitenwände im Abstand von 180 mm geschweißt. Am Ende kommt das Trommelrohr über die Konstruktion und mit den Seitenwänden verschweißt.

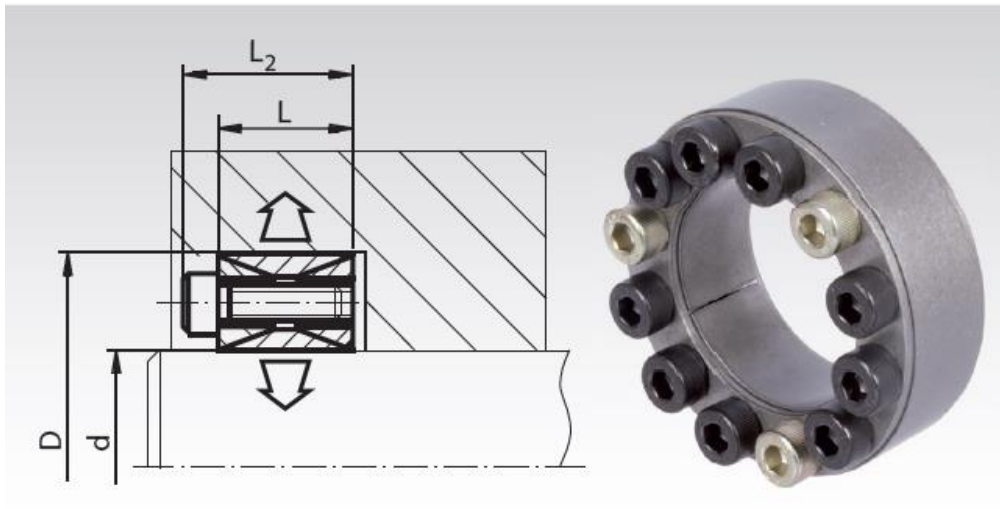
Die Seitenwände haben wie bei Variante A einen Außendurchmesser von 230 mm und eine Dicke von 5 mm. Die Bohrung in der Mitte dieser Scheibe ist hier größer, nämlich 85 mm.

Die Welle und das Trommelrohr sind bei Variante A und B dieselben. Dies hat den Vorteil, dass die Produktion günstiger, schneller und einfacher ist.

Beim Trommelrohr sollte darauf geachtet werden, dass die Außenfläche eine ausreichende Rauheit vorweist, da so das Förderband besser haftet.

Der Innendurchmesser des Spannsatzes ist durch die Welle auf 45mm festgelegt. Der gewählte Spannsatz hat die folgenden geometrischen Daten:

Artikel-Nr.	d mm	D mm	L mm	L ₂ mm	T Nm	F _{ax} kN	P _w N/mm ²	P _N N/mm ²	Schrauben 12.9 Anz. x Größe	T _A Nm	Gewicht kg
615 519 00	19	47	20	26	270	28	221	93	8 x M6	15	0,20
615 520 00	20	47	20	26	290	28	232	98	8 x M6	15	0,22
615 522 00	22	47	20	26	290	30	200	90	8 x M6	15	0,23
615 524 00	24	50	20	26	380	32	216	103	8 x M6	15	0,23
615 525 00	25	50	20	26	400	33	200	100	8 x M6	15	0,23
615 528 00	28	55	20	26	520	36	208	104	10 x M6	15	0,27
615 530 00	30	55	20	26	520	37	183	99	10 x M6	15	0,26
615 532 00	32	60	20	26	690	43	209	112	12 x M6	15	0,30
615 535 00	35	60	20	26	770	44	196	113	12 x M6	15	0,30
615 538 00	38	65	20	26	940	49	202	116	14 x M6	15	0,35
615 540 00	40	65	20	26	980	49	190	115	14 x M6	15	0,32
615 542 00	42	75	24	32	1560	74	233	129	12 x M8	37	0,57
615 545 00	45	75	24	32	1700	74	216	127	12 x M8	37	0,56



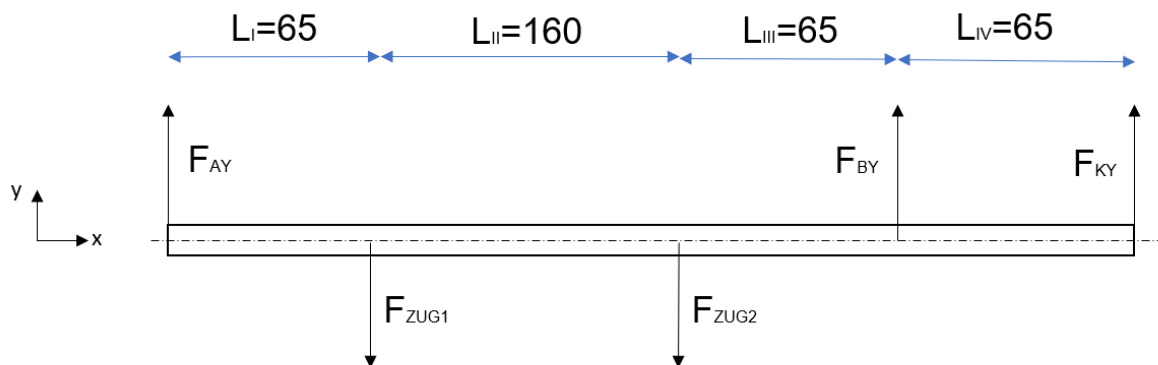
4 Lager

Die Lagerkonstruktion hängt stark von dem Verwendungszweck und Belastungsfall ab. Der erste Gedanke stützt sich darauf, in welche Richtungen die äußeren Kräfte ansetzen. Da bei der Antriebsstrommel die Kräfte nicht axial wirken, werden keine speziellen Kugellager, die die Axialkraft auffangen könnten, benötigt. Als nächster Schritt ist die Einbaurichtlinie der zwei Lager als Fest- und als Loslager ausgewählt worden.

4.1 Berechnung der Lagerkräfte

Die Lagerkräfte werden mit einer Gewichtskraft von insgesamt 146N nach der Abschätzung aus Abschnitt 2.1 berechnet, um einen ungefähren Richtwert für die Lagerberechnung zu haben.

x-y-Ebene



Moment um Lager A im Uhrzeigersinn:

$$F_{ZUG1} \cdot 65mm + F_{ZUG2} \cdot 225mm - F_{By} \cdot 290mm - F_{Ky} \cdot 355mm = 0$$

$$2500N \cdot 65mm + 2500N \cdot 225mm - F_{By} \cdot 290mm - 1844,6N \cdot 355mm = 0$$

$$F_{By} \approx 242,0N$$

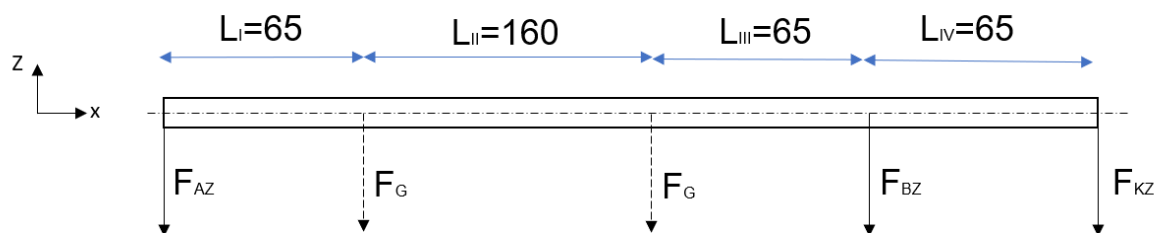
Kräftegleichgewicht nach unten:

$$-F_{Ay} - F_{By} - F_{Ky} + F_{ZUG1} + F_{ZUG2} = 0$$

$$-F_{Ay} - 242,0N - 1844,6N + 2500N + 2500N = 0$$

$$F_{Ay} \approx 2913,4N$$

x-z-Ebene



Moment um Lager A im Uhrzeigersinn:

$$F_{G1} \cdot 65mm + F_{G2} \cdot 225mm + F_{Bz} \cdot 290mm + F_{Kz} \cdot 355mm = 0$$

$$73N \cdot 65mm + 73N \cdot 225mm + F_{Bz} \cdot 290mm + 1844,6N \cdot 355mm = 0$$

$$F_{Bz} \approx -2231,0N$$

Kräftegleichgewicht nach unten (nach Skizze):

$$F_{Az} + F_{G1} + F_{G2} + F_{Bz} + F_{Kz} = 0$$

$$F_{Az} + 73N + 73N - 2231,0N + 1844,6N = 0$$

$$F_{Az} \approx 340,4N$$

Zusammenfassung der Lagerkräfte:

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(2913,4N)^2 + (340,4N)^2}$$

$$F_A \approx 2933,2N$$

$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = \sqrt{(242,0N)^2 + (-2331,0N)^2}$$

$$F_B \approx 2343,5N$$

Das selbst programmierte Excel-Programm (Anhang 9) liefert dieselben Ergebnisse.

4.2 Auswahl der Lager

Die Lagerdimensionierung wurde vor allem durch den benötigten Wellenquerschnitt beeinflusst. So ist als erste fixe Größe der Innendurchmesser der Lager mit $d=40\text{mm}$ festgelegt. Alle weiteren Größen sind abhängig von der Lebensdauer und Bauart des Lagers. Grundlegend für die Lagerbauart ist der benötigte Winkelausgleich der Lager. Für hohe Winkelfehler sind Pendellager empfohlen, die bis zu 4° tolerieren können, und für geringe Winkelfehler normale Rillenkugellager, die eine Kostenersparnis bedeuten. Da die Lagerböcke Lagefehler in gewissem Maße durch ihre Konstruktion ausgleichen, ergeben sich kaum Winkelfehler. Deswegen kann auf Pendelkugellager verzichtet werden.

Da Tonnenlager eine zu hohe, stark überdimensionierte Lebensdauer für den vorliegenden Anwendungsfall haben, sind Rillenkugellager ausgewählt worden. Hier ergab sich dann durch die Tragzahl des Lagers ein Außendurchmesser von $d=68\text{ mm}$ und eine Breite von $b=15\text{ mm}$.

4.3 Dynamische Tragzahlen und Lagerlebensdauer

Die theoretische dynamische Tragzahl und die zugehörigen Lagerlebensdauern werden von Hand berechnet. Der Anwendungsfaktor K_A kann hier im Gegensatz zur Wellenberechnung vernachlässigt werden.

Mithilfe der Formeln 18.2 und 18.3 nach Decker kann die notwendige dynamische Tragzahl C_{dyn} für die geforderte Lagerlebensdauer von 30000h berechnet werden. Als Ausgangswerte dienen die maximal auftretende Lagerkraft, in vorliegendem Fall in Lager A ($F_A=2942,6N$) und die Soll-Drehzahl von 80 1/min. Dadurch wird für das geringer belastete Lager B natürlich eine höhere Lebensdauer erreicht. Aus Symmetrie- und Montagegründen werden jedoch trotzdem 2 identische Lager verwendet.

Nominelle Lebensdauer (Formel 18.2)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6$$

Nominelle Lebensdauer (Formel 18.3)

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n}$$

Mit $p=3$ für die Verwendung von Kugellagern, $n = 80 \text{ 1/min}$ und $P = F_A = 2933,2\text{N}$

Umstellen nach $C=C_{\text{dyn}}$:

$$C = \sqrt[3]{\frac{F_A^3 \cdot n}{10^6}} \cdot L_{10h, \text{erf}}$$

$$C_{\text{erf}} \geq \sqrt[3]{\frac{(2933,2\text{N})^3 \cdot 80 \frac{60}{h}}{10^6}} \cdot 30000h$$

$$C_{\text{erf}} \geq 15,4\text{kN}$$

Die nächstgrößere dynamische Tragzahl für ein Kugellager mit dem Innendurchmesser 40mm, wie er von der Welle vorgegeben wird, beträgt 17kN (Rillenkugellager DIN 625-6008, nach Decker). Damit ergeben sich für die beiden Lager folgende nominelle Lebensdauern:

$$L_{A,10h} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{17\text{kN}}{2343,6\text{N}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{80 \cdot 60 \frac{1}{h}}$$

$$L_{A,10h} \approx 79516h$$

$$L_{B,10h} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{17\text{kN}}{2933,2\text{N}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{80 \cdot 60 \frac{1}{h}}$$

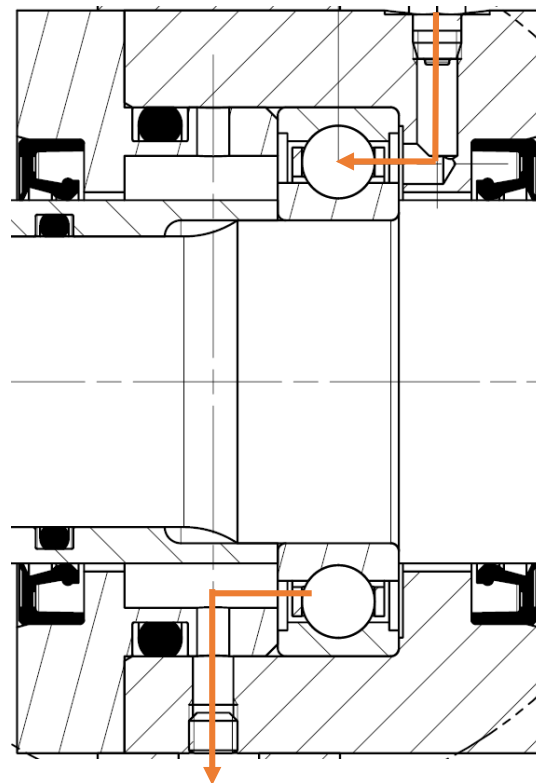
$$L_{B,10h} \approx 40556h$$

Beide Lebensdauern liegen deutlich über der geforderten Lebensdauer von 30000h, allerdings noch unter der in der Anforderungsliste definierten Grenze von 100000h. Da bisher noch keine

endgültigen Gewichtskräfte eingerechnet werden und die finale Drehzahl durch den verwendeten Motor leicht abweichen kann, ergeben sich in der Endrechnung geringere Werte. Unter der Bedingung, dass zwei gleiche Lager verwendet werden sollen, ist die Wahl eines Rillenkugellagers mit einer geringeren dynamischen Tragzahl aufgrund des Marktangebots nicht möglich.

4.4 Schmierung der Lager und Abdichtung

Die Rillenkugellager benötigen eine Fettschmierung, um übermäßigen Verschleiß zu vermeiden. Hierfür wird ein Schmierfett nach Klasse KP empfohlen, das den Verschleiß im Mischreibungsgebiet herabsetzt und die Belastbarkeit erhöht [2].



In orange ist der Weg des Schmierfettes eingezeichnet. Durch die Beschaffenheit des Fetteinlasses wird das Fett direkt in den das Kugellager eingespeist. Alles überflüssige Fett wird in den Hohlraum um die Distanzhülse geleitet und kann von dort über das Auslassloch abgenommen werden.

Zur Abdichtung werden Radialwellendichtringe verwendet, die das Fett im Gehäuse halten und verhindern, dass Schmutzpartikel in das Lagergehäuse eindringen. Aus diesem Grund wurde Form AS statt form A gewählt. Damit das Fett nicht zwischen den gepressten Flächen, wie

zum Beispiel zwischen der Distanzhülse und der Welle, nach außen dringen kann, wurden zusätzlich O-Ringe als statische Dichtung eingefügt.

4.5 Deckel

Allgemein gilt hier, dass so viele Teile wie möglich identisch gestaltet werden sollen. Da aber eines der Lager ein Fest- und eines ein Loslager sein muss, ist eine komplette Identität nicht möglich. Die einzige Möglichkeit wäre, bei zwei gleichen Deckeln einen Distanzring einzusetzen, der eine Klemmung des einen Kugellagerrings gewährleisten würde. Solche Ringe gibt es aber nicht als Normteile, weswegen eine Eigenfertigung erforderlich wäre. So lange solche Teile nicht standardmäßig im Produktportfolio zu finden sind, wie es hier bei einer Einzelteillfertigung so gut wie nie der Fall ist, ist es wirtschaftlicher, weniger Einzelteile zu fertigen. Anstatt zwei gleichen Deckeln und einem Distanzring werden zwei geringfügig unterschiedliche Deckel vorgesehen. Insgesamt werden drei Deckel mit Durchgangsloch und ein Deckel ohne Durchgangsloch benötigt.

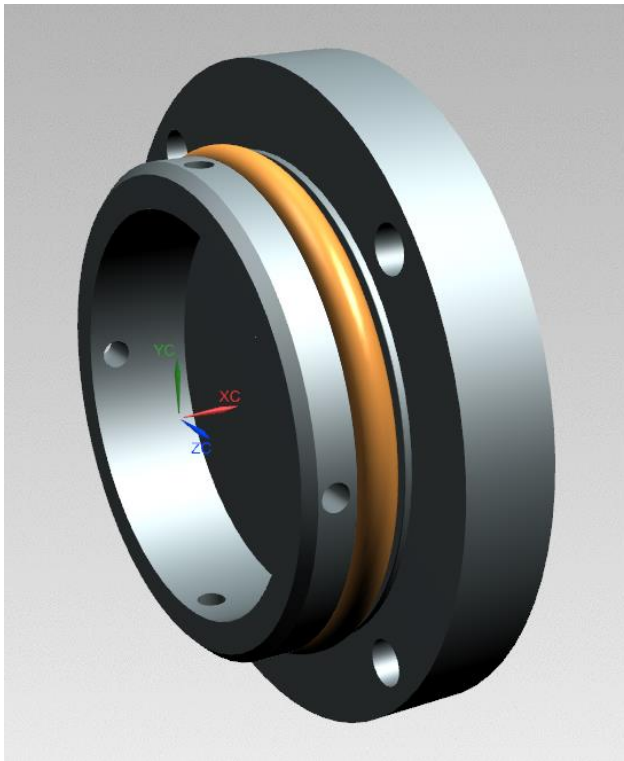
Der Deckel mit Durchgangsbohrung muss das Lager klemmen, dazu ist eine Mindestklemmlänge h nach [1] erforderlich. Für Rillenkugellager 6008 gilt $h_{\min}=2,3\text{mm}$, dieses ist mit $h_{\text{real}}=2,5\text{mm}$ erfüllt.

4.5.1 Schraubenberechnung des Deckels

Als Schraubenausgangsgröße wurde M6 gewählt, da auch der Schmiernippel ein M6-Gewinde erfordert. Damit wird nur ein Werkzeug zum Schneiden dieser Gewinde benötigt, was fertigungstechnisch günstiger ist. Die Schrauben müssen nicht gesondert berechnet werden, da sie, einmal angezogen, keinen Einfluss mehr auf die Abdichtung des Gehäuses haben. Es wird nur das Anzugsmoment M_A aus [3] Tab. 10.8 abgelesen. Es beträgt $M_{A\text{zul}}= 11,2\text{ Nm}$.

Der O-Ring zur statischen Abdichtung befindet sich nicht „in“ der Pressfläche, sondern axial zur Welle und damit auch zur Einführrichtung des Deckels. Allein durch ihr Übermaß und die daraus resultierende Verpressung wird eine Dichtwirkung erreicht.

Die Bohrungen vor der statischen Dichtung ermöglichen einen Fettauslauf. Damit Montageaufwand gespart werden kann, sind die Auslaulöcher in allen möglichen montierbaren Positionen angebracht werden, sodass der Fettablauf immer garantiert ist. Die nicht benötigten Löcher werden durch das Gehäuse verschlossen und durch den O-Ring abgedichtet.



Einschraubtiefen

Die Einschraubtiefe für 8.8-Schrauben in Werkstoffe mit $R_m = 400 \dots 600 \frac{N}{mm^2}$ beträgt nach [1] $1,2d = 7,2mm$. Der Gewindeüberstand x ist der dreifache Wert der Gewindesteigung, hier also 3mm. Der Gewindeüberstand beträgt nach DIN 76 5,1 mm. Die theoretische Gewindetiefe ergibt sich damit zu 10,2mm, die Gesamtlöchtiefe 15,3mm. Der Deckel ist 13,3mm hoch und erhält für eine M6-Zylinderkopf-Innensechskant-Schraube eine Senkung von $\varnothing 6,6 \times 6,4$ (nach DIN 974-1). Die gewählte Schraube ist 20mm lang. Von dieser Länge müssen $13,3mm - 6,4mm = 6,9mm$ abgezogen werden, die nicht als Einschraubtiefe zur Verfügung stehen. Die verbleibende Schraubenlänge beträgt 13,1mm, damit muss auch die Gewindetiefe angepasst werden: Neue Gewindetiefe = $13,1mm + 3mm = 16,1mm$. Die neue Löchtiefe beträgt $16,1mm + 5,1mm = 21,2mm$.

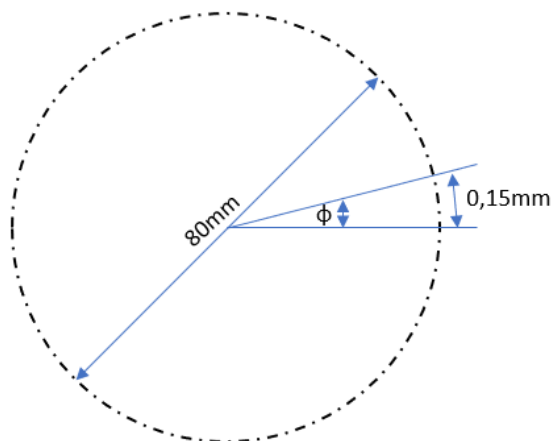
Die Toleranz der Winkel der Deckelbohrungen und der zugehörigen Bohrungen im Gehäuse wurde wie folgt ermittelt:

$$d_{\text{Schraube}} = 6\text{mm}$$

$$D_{\text{Durchgangsloch}} = 6,6\text{mm}$$

$$\Delta d = 0,6\text{mm}$$

Das bedeutet, dass die Schraube im Idealfall zu jeder Seite 0,3mm Luft hat. Diese 0,3mm können im schlechtesten Fall auf 0mm sinken, ohne dass ein Klemmen entsteht. Für Gewinde wie Durchgangsbohrung steht ein Toleranzrahmen von $\pm 0,15\text{mm}$ zur Verfügung, der sich im schlechtesten Fall zu den oben erläuterten 0,3mm addiert. Der Lochkreis hat einen Durchmesser von 80mm.



F

ü

r

$$0,15\text{mm} = \varphi \cdot 40\text{mm}$$

$$\varphi = \frac{3}{800} \approx 0,215^\circ$$

Dies entspricht $12' 53''$. Die Winkel dürfen zur 45° -Line also gerundet jeweils um $\pm 10'$ abweichen.

e

i

n

e

W

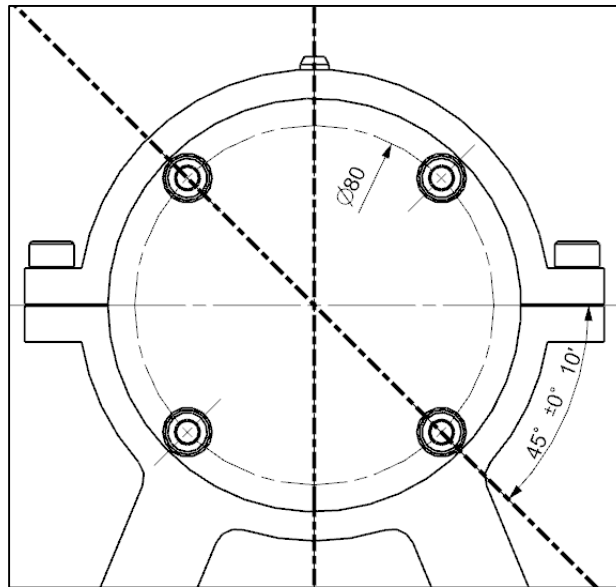
i

n

k

e

l



4.6 Lagerböcke

Die Lagerböcke bilden die Schnittstelle zwischen der Antriebstrommel und der Anschlusskonsole oder dem Boden. Zu den Aufgaben gehören die Kraftaufnahme, das Anheben des Fließbandes vom Boden und das Ausgleichen von Unebenheits- sowie Positionsfehlern in der Anschlussstelle.

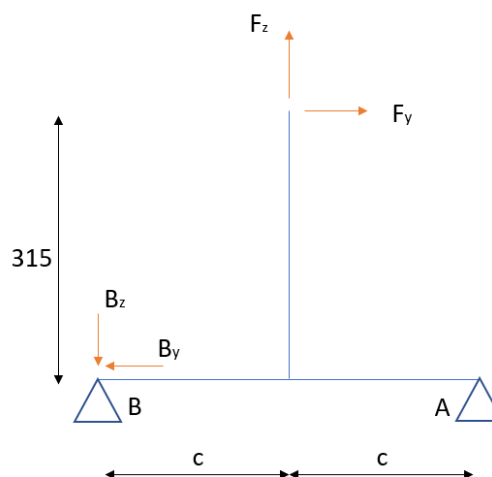
Um eine Ausrichtung der beiden Lager ermöglichen zu können, müssen die Lagerböcke in drei Achsen einstellbar sein. Dies ist umsetzbar durch Langlöcher an der Anschlussstelle (y-Richtung), Unterbauung mit Beilegscheiben (z-Richtung) und Reibverbindung der Lagergehäuse mit dem Lagerbock (x-Richtung). Durch letzteres kann das Gehäuse noch seitlich verschoben werden, um genügend Lagerluft zu ermöglichen.

Als Fertigungsverfahren empfiehlt sich eine Schweißbaugruppe oder ein Ausbrennteil. Anschließend werden die Kontaktflächen der Reibverbindung sowie die Kontaktflächen zur Anschlussstelle spanend nachbearbeitet. Danach werden die Bohrungen für Gewinde und Langlöcher gebohrt und die Gewinde zum Festspannen der Lagergehäuse geschnitten.

4.6.1 Auslegung der Betonanker

Die Antriebstrommel wird später mithilfe von Bolzenankern im Hallenboden oder auf einer vorgefertigte Konsole aus Beton befestigt. Durch die Montagehöhe des Fließbandes wirken große Hebel auf die Verankerungen im Boden.

Um die Bolzenabstände zu bestimmen, wurde ein statisches Gleichgewicht aufgestellt. Als Lagerkräfte wurden dann die Maximalwerte der Bolzenanker aus dem Datenblatt angenommen [6]. Damit kann ein Momentengleichgewicht um Lagerpunkt A aufgestellt werden und nach den Mindestabstand c aufgelöst werden. Dieser stellt dann den minimalen Abstand der Bolzenanker bezüglich des Achsmittelpunkts, bei denen die Verbindung gerade noch hält, dar.



$$F_y \cdot 315\text{mm} + F_z \cdot c - B_z \cdot c = 0$$

$$B_z = F_{zug-max} = 9,5\text{kN}$$

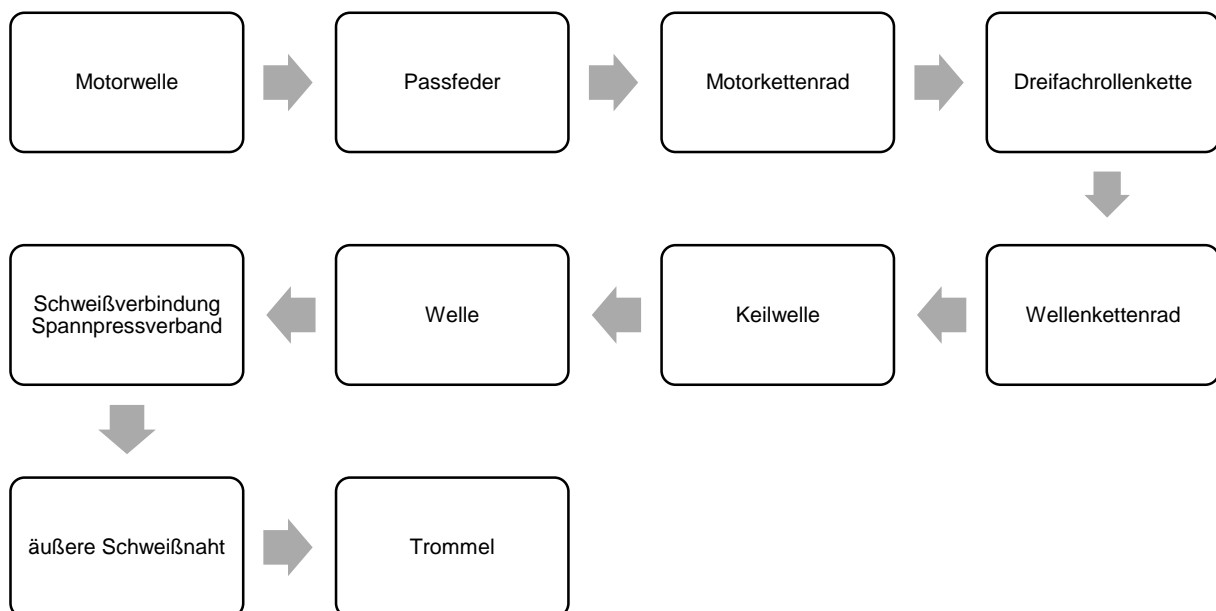
$$F_y = 3\text{kN}$$

$$F_z = 2,5\text{kN}$$

$$\rightarrow |c_{min}| = 112,5\text{ mm}$$

5 Antrieb

Die zu erzielende Bewegung ist zunächst ein Umlauf des Förderbandes. Diese wird erzeugt über eine Drehbewegung der zu konstruierenden Antriebstrommel. Da es sich um eine kontinuierliche rotatorische Bewegung handelt, ist ein elektrischer Antrieb die erste Wahl. Dabei wären zwei Varianten denkbar: entweder ein externer Elektro- oder Getriebemotor, der direkt oder über eine Antriebskette die Welle antreibt, oder aber ein Direktantrieb mithilfe einer Art Motorspindel. Da letztere Variante aber zu einer völlig anderen Konstruktion führen würde, wird sie hier nur erwähnt, in der restlichen Konstruktion aber nicht berücksichtigt. In der Anforderungsliste ist außerdem definiert, dass ein Dreifachkettentrieb verwendet werden soll. Die Momentenübertragung vom Motor bis zur Trommel erfolgt über folgenden Weg:



Entsprechend müssen diese identifizierten Verbindungen kritisch hinterfragt und eventuell berechnet werden. In diesem Kapitel soll es um die Auswahl des Elektromotors und die direkt damit einhergehenden Auslegungsrechnungen des Kettentriebes und der Keilwellenverbindung gehen.

5.1 Auswahl des Elektromotors

Beim Antrieb besteht die Möglichkeit, direkt einen Getriebemotor zu verwenden, oder alternativ die Übersetzung selbst zu konstruieren. Der Vorteil eines Getriebemotors ist die Zuverlässigkeit und Störungsfreiheit, mit der die gewünschte Drehzahl geliefert wird. Alle Übersetzungsvorgänge finden hinter geschlossenem Gehäuse statt. Allerdings spricht der

geringere Preis (Drehstrommotor ohne Übersetzung ca. 300-500€, mit Übersetzung ca. 700€) für die Verwendung einer selbst konstruierten Übersetzung. Die Herausforderung dabei ist die Übersetzung von der minimalen Drehzahl eines nicht getriebeübersetzten Elektromotors (750U/min) über nur eine einzige Übersetzungsstufe auf 80 U/min. Geht man von einer minimalen Zähnezahl von 16 Zähnen aus, um ein Rundlaufen des Kettentriebs zu gewährleisten, müsste das komplementäre Zahnrad

$$\frac{750 \text{ U/min}}{80 \text{ U/min}} \cdot 16 \text{ Zähne} = 150 \text{ Zähne}$$

haben. Diese Zähnezahl ist für ein Dreifachkettenrad jedoch nicht auf dem Markt erhältlich. Die Entscheidung fiel aufgrund der unnötigen Verkomplizierung durch eine Übersetzung über zwei Stufen auf den Getriebemotor von NORD Getriebebau, 85 U/min, 247Nm. Die geringfügige Abweichung der Drehzahl zur gewünschten Betriebsdrehzahl von 80 U/min ist jedoch laut Anforderungsliste zulässig.

5.2 Auslegung des Dreifach-Kettentriebes

Im Folgenden werden drei Optionen dargestellt. Der geforderte Teilkreisdurchmesser von ca. 184 mm führt zu dem Schluss, dass eine 08B- oder 10B-Kette verwendet werden soll, da nur für diese Kettenräder mit ähnlichen Teilkreisdurchmessern erhältlich sind. Den großen Sicherheiten nach zu schließen wäre aber auch eine 06B-Kette denkbar.

Option 1 übersetzt die etwas zu hohe Drehzahl eines Getriebemotors auf die geforderte Drehzahl und das geforderte Drehmoment. Option 2 verwendet einen Motor mit fast exakt der geforderten Drehzahl und hat daher keine Übersetzung nötig. Option 3 geht von einer 10B-Kette aus. Nach Berechnung der drei Möglichkeiten werden Vor- und Nachteile dargelegt, die die Entscheidungsgrundlage für eine Option bilden.

Option 1 - mit Übersetzung mit 08B-Kette

Motor von SEW, 89 U/min, 230Nm

Kettengröße nach DIN 8187: 08B

Berechnung nach Decker Gleichungen 25.13 bis 25.26 [2]

Übersetzung

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{z_b}{z_a}$$

$$= \frac{89 \text{ 1/min}}{80 \text{ 1/min}} = 1,1125$$

$$i = \frac{45}{40} = 1,125$$

→ $z_1=40$, $z_2=45$ Mit dem Index „1“ wird das kleinere Rad gekennzeichnet, in diesem Fall das treibende Rad auf der Motorenwelle. Die Übersetzung wird nicht exakt die Drehzahl $n=80$ 1/min an der Welle liefern. Die Drehzahl ist laut Anforderungsliste leicht variierbar.

$$n_{2 \text{ real}} = \frac{n_1}{i}$$

$$= \frac{89 \text{ 1/min}}{1,125}$$

$n_2 = 79,1 \text{ 1/min}$ → hinreichend nahe an der gewünschten Drehzahl von 80 1/min (Abweichung 1,1%)

Auswahl der Dreifach-Kettenräder

Antriebskettenrad: $z_1 = 40$; $d_1 = 166,7 \text{ mm}$

Abtriebskettenrad: $z_2 = 45$; $d_2 = 188,6 \text{ mm}$

Korrigierte Leistung

Mit f_1 ... Betriebsfaktor zur Berücksichtigung ungleichförmigen Betriebes nach Tab. 25.4, gewählt: $f_1=1,0$, da gleichförmig stoßfreier Lauf für treibende und angetriebene Maschine gegeben ist

Mit f_2 ... Zähnezahlfaktor, der die Auswirkungen der Zähnezahl z_1 des Kleinrades berücksichtigt nach Tab. 25.7, gewählt: $f_2=0,45$ da $z_1=40$

$$P_C = P \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$= 2,2 \text{ kW} \cdot 1,0 \cdot 0,45$$

$$P_C = 0,99 \text{ kW}$$

Kettengeschwindigkeit

$$v = z_1 \cdot p \cdot n_1$$

$$= 40 \cdot 12,7 \text{ mm} \cdot 89 \frac{1}{\text{min}}$$

$$v \approx 0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Gliederzahlfaktor

$$f_3 = \left(\frac{|z_2 - z_1|}{2\pi} \right)^2$$

$$= \left(\frac{|45 - 40|}{2\pi} \right)^2$$

$$f_3 \approx 0,633$$

Gliederzahl

Mit a_0 ... vorläufig gewählter Achsabstand, gewählt: $a_0=500\text{mm}$

$$X_0 = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_3 \cdot p}{a_0}$$

$$= 2 \frac{500\text{mm}}{12,7\text{mm}} + \frac{40 + 45}{2} + \frac{0,633 \cdot 12,7\text{mm}}{500\text{mm}}$$

$$X_0 = 121,26 \rightarrow X = 121$$

Übersetzungsfaktor

$$f_{\ddot{U}} = \left| \frac{X - z_1}{z_2 - z_1} \right|$$

$$= \left| \frac{121 - 40}{45 - 40} \right|$$

$$f_{\ddot{U}} = 1,8$$

Achsabstand

Mit f_4 ... Achsabstandsfaktor nach Tabelle 25.8, gewählt: $f_4=0,24222$ da $f_{\ddot{U}}=1,8$

$$a = f_4 \cdot p \cdot [2X - (z_1 + z_2)]$$

$$= 0,24222 \cdot 12,7\text{mm} \cdot [2 \cdot 121 - (40 + 45)]$$

$$a = 482,96\text{mm} \approx 483\text{mm}$$

Günstige Achsabstände erfüllen die Gleichung $a = (30 \dots 50)p$. Bei vorliegenden Bedingungen ergibt sich: $a = (38)p$, entsprechend ist diese Vorgabe erfüllt.

Tragfähigkeitsberechnung der Kette

Statische Zugkraft in der Kette

$$F = \frac{P}{v}$$

$$= \frac{2,2\text{kW}}{0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$F = 2,588\text{kN}$$

Dynamische Zugkraft in der Kette

Für Auswahl von f_1 siehe Berechnung der korrigierten Leistung.

$$F_d = F \cdot f_1$$

$$= F \cdot 1,0$$

$$F_d = 2,588 \text{ kN}$$

Fliehkraftzug

Mit q ... Längengewicht der Kette nach Tabelle 25.2, für Dreifachketten 08B ergibt sich $q=2,0$ kg/m

$$F_t = q \cdot v^2$$

$$= 2,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \left(0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$F_t = 1,445 \text{ N} \rightarrow \text{vernachlässigbar klein}$$

Gesamtzugkraft

$$F_g = F_d + F_t$$

$$= 2588 \text{ N} + 1,445 \text{ N}$$

$$F_g \approx 2590 \text{ N}$$

Statische Bruchsicherheit

Mit F_B ... Bruchkraft der Kette nach Tabelle 25.2, für Dreifach-Rollenkette 08B: $F_B=47,5 \text{ kN}$

$$S_B = \frac{F_B}{F} \geq 7$$

$$= \frac{47,5 \text{ kN}}{2,588 \text{ kN}}$$

$$S_B \approx 18,3 \geq 7 \rightarrow \text{ausreichende Sicherheit}$$

Dynamische Bruchsicherheit

$$S_B = \frac{F_B}{F_g} \geq 5$$

$$= \frac{47,5 \text{ kN}}{2,590 \text{ kN}}$$

$$S_B \approx 18,3 \geq 5 \rightarrow \text{ausreichende Sicherheit}$$

Gelenkpressung

Mit A ... gepresste Gelenkfläche nach Tabelle 25.2, $A = 1,51 \text{ cm}^2$ für Dreifachkette 08B

$$p_g = \frac{F_g}{A}$$

$$= \frac{2590N}{1,51cm^2}$$

$$p_g \approx 1715,2 \frac{N}{cm^2}$$

Zulässige Gelenkpressung nach Tabelle 25.9

Wert gilt für $v=0,8$ m/s, $i=1$, $X=100$, Dreifach-Kette. Für die exakten Abmaße des Kettentriebs gelten leicht höhere Werte.

$$p_{zul} \geq 2007,4 \frac{N}{cm^2}$$

Lebensdauernachweis

$$\frac{p_{zul}}{p_g} = \frac{2007,4}{1715,2} = 1,17$$

Für $\frac{p_{zul}}{p_g} = 1,0$ gilt $L_h \approx 15000h$, für $\frac{p_{zul}}{p_g} = 1,2$ gilt bereits $L_h \approx 50000h$. Da der berechnete Wert mit 1,17 näher an 1,2 liegt, ist davon auszugehen, dass die Lebensdauer die erforderliche Lebensdauer von 30000h des Gesamtsystems in jedem Fall überschreiten wird.

Option 2 - ohne Übersetzung mit 08B-Kette

Motor von NORD Getriebebau, 85 U/min, 247Nm

Kettengröße nach DIN 8187: 08B

Berechnung nach Decker Gleichungen 25.13 bis 25.26 [1]

Übersetzung

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{z_b}{z_a}$$

$$= \frac{85 \text{ 1/min}}{85 \text{ 1/min}} = 1$$

$$i = \frac{45}{45} = 1$$

$$\rightarrow z_1=45, z_2=45$$

Die Drehzahl wird nicht genau $n=80$ 1/min an der Welle betragen, ist allerdings laut Anforderungsliste leicht variierbar. Abweichung: 6,25%

Auswahl der Dreifach-Kettenräder

Antriebskettenrad: $z_1 = 45$; $d_1 = 188,6mm$

Abtriebskettenrad: $z_2 = 45$; $d_2 = 188,6mm$

Korrigierte Leistung

Mit f_1 ... Betriebsfaktor zur Berücksichtigung ungleichförmigen Betriebes nach Tab. 25.4, gewählt: $f_1=1,0$, da gleichförmig stoßfreier Lauf für treibende und angetriebene Maschine gegeben ist

Mit f_2 ... Zähnezahlfaktor, der die Auswirkungen der Zähnezahl z_1 des Kleinrades berücksichtigt nach Tab. 25.7, gewählt: $f_2=0,39$ da $z_1=45$

$$P_C = P \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$= 2,2kW \cdot 1,0 \cdot 0,39$$

$$P_C = 0,858kW$$

Kettengeschwindigkeit

$$v = z_1 \cdot p \cdot n_1$$

$$= 45 \cdot 12,7mm \cdot 85 \frac{1}{min}$$

$$v \approx 0,81 \frac{m}{s}$$

Gliederzahlfaktor

$$f_3 = \left(\frac{|z_2 - z_1|}{2\pi} \right)^2$$

$$f_3 = 0$$

Gliederzahl

Mit a_0 ...vorläufig gewählter Achsabstand, gewählt: $a_0=500mm$

$$X_0 = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_3 \cdot p}{a_0}$$

$$= 2 \frac{500mm}{12,7mm} + \frac{45 + 45}{2} + \frac{0 \cdot 12,7mm}{500mm}$$

$$X_0 = 123,74 \rightarrow X = 124$$

Achsabstand

$$a = p \cdot \left(\frac{X - z}{2} \right)$$

$$= 12,7mm \cdot \left(\frac{124 - 45}{2} \right)$$

$$a = 501,65mm \approx 502mm$$

Günstige Achsabstände erfüllen die Gleichung $a = (30 \dots 50)p$. Bei vorliegenden Bedingungen ergibt sich: $a = (39,5)p$, entsprechend ist diese Vorgabe erfüllt.

Tragfähigkeitsberechnung der Kette

Statische Zugkraft in der Kette

$$F = \frac{P}{v}$$

$$= \frac{2,2kW}{0,81 \frac{m}{s}}$$

$$F = 2,716kN$$

Dynamische Zugkraft in der Kette

Für Auswahl von f_1 siehe Berechnung der korrigierten Leistung.

$$F_d = F \cdot f_1$$

$$= F \cdot 1,0$$

$$F_d = 2,716kN$$

Fliehkraftzug

Mit q ... Längengewicht der Kette nach Tabelle 25.2, für Dreifachketten 10B ergibt sich $q=2,8$ kg/m

$$F_t = q \cdot v^2$$

$$= 2,0 \frac{kg}{m} \cdot (0,81 \frac{m}{s})^2$$

$$F_t = 1,312N \rightarrow \text{vernachlässigbar klein}$$

Gesamtzugkraft

$$F_g = F_d + F_t$$

$$= 2716N + 1,312N$$

$$F_g \approx 2717N$$

Statische Bruchsicherheit

Mit F_B ... Bruchkraft der Kette nach Tabelle 25.2, für Dreifach-Rollenkette 08B: $F_B=47,5kN$

$$S_B = \frac{F_B}{F} \geq 7$$

$$= \frac{47,5kN}{2,716kN}$$

$$S_B \approx 18 \geq 7 \rightarrow \text{ausreichende Sicherheit}$$

Dynamische Bruchsicherheit

$$S_B = \frac{F_B}{F_g} \geq 5$$

$$= \frac{47,5kN}{2,717kN}$$

$$S_B \approx 18 \geq 5 \rightarrow \text{ausreichende Sicherheit}$$

Gelenkpressung

Mit A ... gepresste Gelenkfläche nach Tabelle 25.2, A = 1,51cm² für Dreifachkette 08B

$$p_g = \frac{F_g}{A}$$

$$= \frac{2717N}{1,51cm^2}$$

$$p_g \approx 1799,3 \frac{N}{cm^2}$$

Zulässige Gelenkpressung nach Tabelle 25.9

Wert gilt für v=0,8 m/s, i=1, X=100, Dreifach-Kette. Für die exakten Abmaße des Kettentriebs gelten leicht höhere Werte.

$$p_{zul} \geq 2007,4 \frac{N}{cm^2}$$

Lebensdauernachweis

$$\frac{p_{zul}}{p_g} = \frac{2007,4}{1799,3} = 1,11$$

Für $\frac{p_{zul}}{p_g} = 1,0$ gilt $L_h \approx 15000h$, für $\frac{p_{zul}}{p_g} = 1,2$ gilt bereits $L_h \approx 50000h$. Genauere Angaben sind in der gewählten Literatur nicht auffindbar.

Option 3 - ohne Übersetzung mit 10B-Kette

Motor von NORD Getriebebau, 85 U/min, 247Nm

Kettengröße nach DIN 8187: 10B

Berechnung nach Decker Gleichungen 25.13 bis 25.26 [1]

Übersetzung

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{z_b}{z_a}$$

$$= \frac{85 \text{ 1/min}}{85 \text{ 1/min}} = 1$$

$$i = \frac{35}{35} = 1$$

$$\rightarrow z_1=35, z_2=35$$

Die Drehzahl wird nicht genau $n=80 \text{ 1/min}$ an der Welle betragen, ist allerdings laut Anforderungsliste leicht variierbar. Abweichung: 6,25%

Auswahl der Dreifach-Kettenräder

Antriebskettenrad: $z_1 = 35$; $d_1 = 184\text{mm}$

Abtriebskettenrad: $z_2 = 35$; $d_2 = 184\text{mm}$

Korrigierte Leistung

Mit f_1 ... Betriebsfaktor zur Berücksichtigung ungleichförmigen Betriebes nach Tab. 25.4, gewählt: $f_1=1,0$, da gleichförmig stoßfreier Lauf für treibende und angetriebene Maschine gegeben ist

Mit f_2 ... Zähnezahlfaktor, der die Auswirkungen der Zähnezahl z_1 des Kleinrades berücksichtigt nach Tab. 25.7, gewählt: $f_2=0,52$ da $z_1=35$

$$P_C = P \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$= 2,2\text{kW} \cdot 1,0 \cdot 0,52$$

$$P_C = 1,144\text{kW}$$

Kettengeschwindigkeit

$$v = z_1 \cdot p \cdot n_1$$

$$= 35 \cdot 15,875\text{mm} \cdot 85 \frac{1}{\text{min}}$$

$$v \approx 0,787 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Gliederzahlfaktor

$$f_3 = \left(\frac{|z_2 - z_1|}{2\pi} \right)^2$$

$$f_3 = 0$$

Gliederzahl

Mit a_0 ...vorläufig gewählter Achsabstand, gewählt: $a_0=500\text{mm}$

$$X_0 = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_3 \cdot p}{a_0}$$

$$= 2 \frac{500mm}{15,875mm} + \frac{35 + 35}{2} + \frac{0 \cdot 15,875mm}{500mm}$$

$$X_0 = 97,99 \rightarrow \mathbf{X = 98}$$

Achsabstand

$$a = p \cdot \left(\frac{X - z}{2} \right)$$

$$= 15,875mm \cdot \left(\frac{98 - 35}{2} \right)$$

$$\mathbf{a = 500,0625mm \approx 500mm}$$

Günstige Achsabstände erfüllen die Gleichung $a = (30 \dots 50)p$. Bei vorliegenden Bedingungen ergibt sich: $a = (31,5)p$, entsprechend ist diese Vorgabe erfüllt.

Tragfähigkeitsberechnung der Kette

Statische Zugkraft in der Kette

$$F = \frac{P}{v}$$

$$= \frac{2,2kW}{0,787 \frac{m}{s}}$$

$$\mathbf{F = 2,795kN}$$

Dynamische Zugkraft in der Kette

Für Auswahl von f_1 siehe Berechnung der korrigierten Leistung.

$$F_d = F \cdot f_1$$

$$= F \cdot 1,0$$

$$\mathbf{F_d = 2,795kN}$$

Fliehkraftzug

Mit q ... Längengewicht der Kette nach Tabelle 25.2, für Dreifachketten 10B ergibt sich $q=2,8$ kg/m

$$F_t = q \cdot v^2$$

$$= 2,8 \frac{kg}{m} \cdot \left(0,787 \frac{m}{s} \right)^2$$

$$\mathbf{F_t = 1,734N \rightarrow vernachlässigbar klein}$$

Gesamtzugkraft

$$F_g = F_d + F_t$$

$$= 2795N + 1,734N$$

$$F_g \approx 2797N$$

Statische Bruchsicherheit

Mit F_B ... Bruchkraft der Kette nach Tabelle 25.2, für Dreifach-Rollenkette 10B: $F_B=66,7kN$

$$S_B = \frac{F_B}{F} \geq 7$$

$$= \frac{66,7kN}{2,795kN}$$

$$S_B \approx 24 \geq 7 \rightarrow \text{ausreichende Sicherheit}$$

Dynamische Bruchsicherheit

$$S_B = \frac{F_B}{F_g} \geq 5$$

$$= \frac{66,7kN}{2,797kN}$$

$$S_B \approx 24 \geq 5 \rightarrow \text{ausreichende Sicherheit}$$

Gelenkpressung

Mit A ... gepresste Gelenkfläche nach Tabelle 25.2, $A = 2,02cm^2$ für Dreifachkette 10B

$$p_g = \frac{F_g}{A}$$

$$= \frac{2797N}{2,02cm^2}$$

$$p_g \approx 1384,6 \frac{N}{cm^2}$$

Zulässige Gelenkpressung nach Tabelle 25.9

Wert gilt für $v=0,8$ m/s, $i=1$, $X=50$, Dreifach-Kette. Für die exakten Abmaße des Kettentriebs gelten leicht höhere Werte.

$$p_{zul} \geq 1713,6 \frac{N}{cm^2}$$

Lebensdauernachweis

$$\frac{p_{zul}}{p_g} = \frac{1713,6}{1384,6} = 1,24$$

Für $\frac{p_{zul}}{p_g} = 1,0$ gilt $L_h \approx 15000h$, für $\frac{p_{zul}}{p_g} = 1,2$ gilt bereits $L_h \approx 50000h$. Da der berechnete Wert mit 1,24 über 1,2 liegt, wird die geforderte Lebensdauer von 30000h sogar überschritten.

Vergleich der drei Optionen

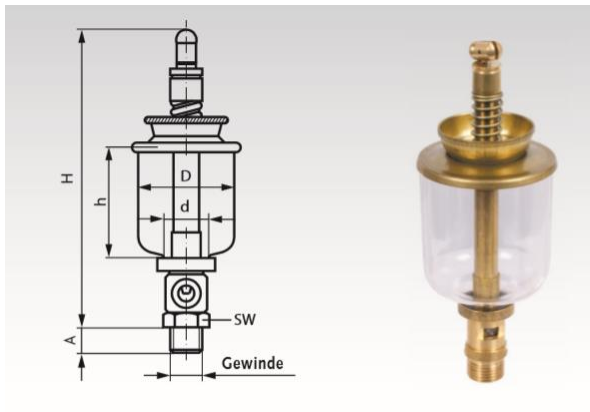
Die Abtriebskettenräder mit ihren Zähnezahlen mussten aufgrund ihres Durchmessers von ca. 184mm laut Anforderungsliste gewählt werden. Ist dieser Durchmesser einbautechnisch bedingt, ist die Wahl von Option 3 (ohne Übersetzung und mit 10B-Kette) mit $d_1=184\text{mm}$ unumgänglich. Andererseits ist die relativ grobe 10B-Kette überdimensioniert und deshalb rein kräftetechnisch nicht notwendig. Spielt die Drehzahlabweichung um 6,25% vom gewünschten Wert 80 1/min keine Rolle, so kann Option 2 (ohne Übersetzung mit 08B-Kette) angewendet werden. Ein Vorteil ist auch, dass durch zwei gleiche Kettenräder eine Zukaufteilvariante weniger bestellt werden muss. Aus Montagegründen ist dies zu befürworten. Option 1 mit Übersetzung verkompliziert den Einkauf nur unnötig, sie wäre lediglich im Falle eines signifikanten Preisunterschiedes zwischen den beiden Getriebemotoren erwägenswert. Für die Konstruktion des Bandförderers wird wegen den oben ausgeführten Überlegungen Option 2 gewählt.

Wahl der Schmierung

Die angegebene Lebensdauer der Kette kann nur im Falle ausreichender Schmierung gewährleistet werden. Ausfälle der Kette würden lange Stillstandszeiten verursachen, die mit erheblichem Kostenaufwand verbunden wären. In Frage kommen eine manuelle Schmierung mit Pinsel oder Ölkanne, Tropfschmierung oder Tauchschmierung. Nach Decker [3], Diagramm 25.3, wird für Ketten des Typs 08 bei einer Kettengeschwindigkeit über 0,6 m/s eine Tropfschmierung empfohlen. Der Tropföler ist ein Zukaufteil, das dem Kunden empfohlen wird (siehe Ausschnitt unten und Datenblatt im Anhang).

Die Menge des Öls ergibt sich nach [2] aus der Formel $\frac{\text{Tropfen}}{\text{min}} = \frac{v}{p}$ mit $v =$ Kettengeschwindigkeit in m/s und $p =$ Kettenteilung in cm.

$\frac{\text{Tropfen}}{\text{min}} = \frac{0,81}{1,27} = 0,64 = 38 \frac{\text{Tropfen}}{\text{Stunde}}$. 20 Tropfen entsprechen 1ml. Es kann mit einer ungefähren Ölmenge von 2ml/Betriebsstunde gerechnet werden. Mit einem Tropföler von 200ml Inhalt müsste alle 100 Betriebsstunden nachgefüllt werden, was durchaus realisierbar ist. Da der Tropföler jedoch mit weiterem Kostenaufwand verbunden ist, kann andernfalls auch mit Pinsel und Ölkanne geschmiert werden.



Artikel-Nr. Komplet	Inhalt ml	Gewinde Zoll	A mm	D mm	d mm	H mm	h mm	SW mm	Gewicht g	Artikel-Nr. Ersatzglas	Gewicht g
680 401 00	20	G 1/4"	10	32	20	120	42	17	107	680 421 00	6
680 402 00	20	G 1/8"	10	32	20	120	42	17	103	680 421 00	6
680 403 00	35	G 1/4"	10	40	20	128	48	17	145	680 423 00	10
680 404 00	35	G 3/8"	10	40	20	132	48	17	150	680 423 00	10
680 405 00	70	G 3/8"	10	50	20	140	55	17	140	680 425 00	15
680 406 00	125	G 1/2"	14	60	28	165	72	24	314	680 426 00	35
680 407 00	200	G 1/2"	14	70	28	190	85	24	386	680 427 00	50

5.3 Auslegung der Keilwellenverbindung zwischen Welle und Kettenrad

Die Keilwelle wird nach Decker [2], Formel 12.3, berechnet.

p ... Flankenpressung

F_u ... Umfangskraft an der Welle

T ... Torsionsmoment

i ... Anzahl der Keile am Umfang

h ... Keilhöhe

l_T ... Traglänge der Verbindung

k ... Tragfaktor

Gewählt: DIN ISO 14, mittlere Reihe, 6x28x34, Innenzentrierung, Traglänge 25mm

Flankenpressung

$$p = \frac{F_u}{h \cdot l_T \cdot i \cdot k} \quad (\text{Decker, Formel 12.3})$$

$$\text{Mit } F_u = \frac{T}{0,25 (d_1 + d_2)} = \frac{240 \text{ Nm}}{0,25 (28 \text{ mm} + 34 \text{ mm})} = 15,48 \text{ kN}$$

Mit $h = 0,5 (d_1 - d_2) = 0,5(34\text{mm} - 28\text{mm}) = 3\text{mm}$

$$p = \frac{15,48\text{kN}}{3\text{mm} \cdot 25\text{mm} \cdot 6 \cdot 0,75}$$

$$p \approx 45,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bei einseitigen starken Stößen und Stahl als Wellenwerkstoff (nach Decker Tab. 12.1):

$$p_{zul} = 0,6p_0 = 0,6 \cdot 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{p_{zul}}{p} \approx 2$$

Das Dreifach-Kettenrad ist 34,9mm breit, das heißt, seine Traglänge ist größer als 25mm und die Sicherheit somit auch noch höher.

Iteratives Vorgehen:

Mit dieser Keilwelle ist die Kerbspannung zu hoch, die Welle würde der Dauerbelastung an der Kerbstelle nicht standhalten (siehe Abschnitt 2.3). Es wird ein größerer Nenndurchmesser benötigt, der Außendurchmesser der Keilwelle darf allerdings nicht über 39mm ansteigen, damit die Kugellager noch aufgedrückt werden können. Neue Wahl:

DIN ISO 14, leichte Reihe, 8x32x36, Innenzentrierung, Traglänge 25mm

Flankenpressung

$$p = \frac{F_u}{h \cdot l_T \cdot i \cdot k} \quad (\text{Decker, Formel 12.3})$$

$$\text{Mit } F_u = \frac{T}{0,25 (d_1 + d_2)} = \frac{240\text{Nm}}{0,25 (32\text{mm} + 36\text{mm})} = 14,12\text{kN}$$

Mit $h = 0,5 (d_1 - d_2) = 0,5(36\text{mm} - 32\text{mm}) = 2\text{mm}$

$$p = \frac{14,12 \text{ kN}}{2 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} \cdot 8 \cdot 0,75}$$

$$p \approx 47,07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bei einseitigen starken Stößen und Stahl als Wellenwerkstoff (nach Decker Tab. 12.1):

$$p_{zul} = 0,6 p_0 = 0,6 \cdot 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$47,07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = p < p_{zul} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

→ die Keilwellenverbindung kann das Drehmoment sicher übertragen

Das Dreifach-Kettenrad ist 34,9mm breit, das heißt, seine Traglänge ist größer als 25mm und die Sicherheit somit auch noch höher.

Das Kettenrad ist ab Werk mit einer Nabenbohrung von 25mm vorgebohrt. Die Keilverzahnung wird durch Räumen oder Stoßen hergestellt.

5.4 Nachrechnung der Passfederverbindung zwischen Kettenrad und Motorwelle

Die Passfeder auf der Motorwelle ist vom Hersteller vorgegeben. Im Folgenden soll nachgerechnet werden, dass die dabei auftretende Flächenpressung zu keinerlei plastischen Verformungen führt.

Die Berechnung erfolge nach Decker [2], [3], [4].

Passfeder DIN 6885 - A - 10 x 8 x 60

p ... Flankenpressung

F_u ... Umfangskraft an der Welle

T ... Torsionsmoment

i ... Anzahl der Passfedern am Umfang

h ... Keilhöhe

l_T ... Traglänge der Verbindung

Flankenpressung

$$p = \frac{F_u}{(h - t_1) \cdot l_T \cdot i} \quad (\text{Decker, Formel 12.2})$$

$$\text{mit } F_u = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 240Nm}{35mm} = 13,71kN$$

$$p = \frac{13,71kN}{(8mm - 5mm) \cdot 60mm \cdot 1}$$

$$p \approx 76,19 \frac{N}{mm^2}$$

Bei einseitigen starken Stößen und Stahl als Wellenwerkstoff (nach Decker Tab. 12.1):

$$p_{zul} = 0,6p_0 = 0,6 \cdot 150 \frac{N}{mm^2} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$$76,19 \frac{N}{mm^2} = p < p_{zul} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

→ die Passfederverbindung kann das Drehmoment sicher übertragen

Das Kettenrad ist ab Werk mit einer Nabenbohrung von 25mm vorgebohrt. Die Passfedernut wird durch Räumen oder Stoßen hergestellt.

5.5 Axiale Fixierung des Kettenrades

Die axiale Fixierung des Kettenrades erfolgt mit einer Sicherungsmutter. Sicherungsmuttern sind im Gewinde polygonförmig, sodass beim Anziehen plastische Verformung auftritt und die Mutter somit vor Verlieren gesichert ist. Die Sicherungsmutter ist ein Einwegteil, kann also bei einer Demontage nicht wiederverwendet werden. Da es sich jedoch um ein Standardteil handelt, stellt dies kein Problem dar. Die Alternative wäre eine Kronenmutter. Der Nachteil dieser ist jedoch, dass die zur Fixierung notwendige Querbohrung exakt so ausgerichtet sein muss, dass die optimale Klemmwirkung erreicht wird und die Mutter dann auch in dieser Position bleibt. Aufgrund dieser Flexibilität fiel die Wahl auf die Sicherungsmuttern.

Der Werkstoff 42CrMo4 mit einer Streckgrenze von $R_e=650\text{N/mm}^2$ entspricht in etwa einer Schraube mit der Festigkeitsklasse 8.8, die nach [1] eine Streckgrenze von 640N/mm^2 besitzt. Somit kann das Gewinde am Wellenende mit einer 8.8-Schraube verglichen werden. Ebenfalls nach [1] sind für 8.8-Schrauben Muttern der Festigkeitsklassen 8 bis 12 zulässig. Aus Kostengründen und weil die Mutter keine Klemmwirkung, sondern nur eine Fixierungswirkung hat, wird eine Mutter der Festigkeitsklasse 8 gewählt.

Das Anzugsmoment ergibt sich aus folgenden Überlegungen: Nach Decker [3] Tab. 10.8 mit einem Reibwert von 0,16 ist das Anziehmoment $M_{Azul} = 800\text{Nm}$. Dadurch kommt eine hohe Belastung auf die Distanzhülse. Die Belastungsfälle sind Knicken und Flächenpressung. Knicken kann aufgrund der Versteifung durch die innenliegende Welle ausgeschlossen werden. Für die Flächenpressung auf die Distanzhülse ergibt sich:

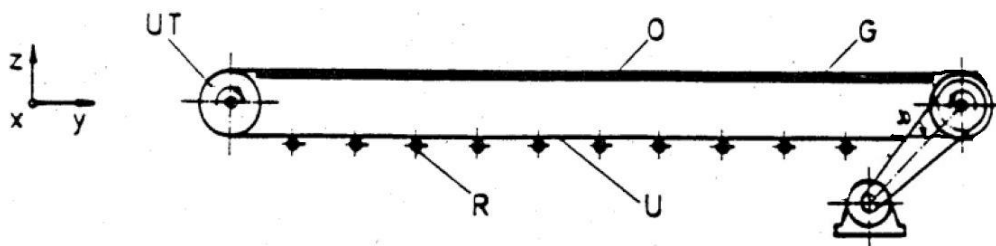
$$p = \frac{F}{A} = \frac{F_{Mzul}}{A} = \frac{161000\text{N}}{\frac{\pi}{4}(45^2 - 40^2)\text{mm}^2} = 482,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{zul} = 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ nach Decker [3] Tab. 10.12 für 42CrMo4}$$

Die Sicherheit beträgt somit 1,9 und ist ausreichend.

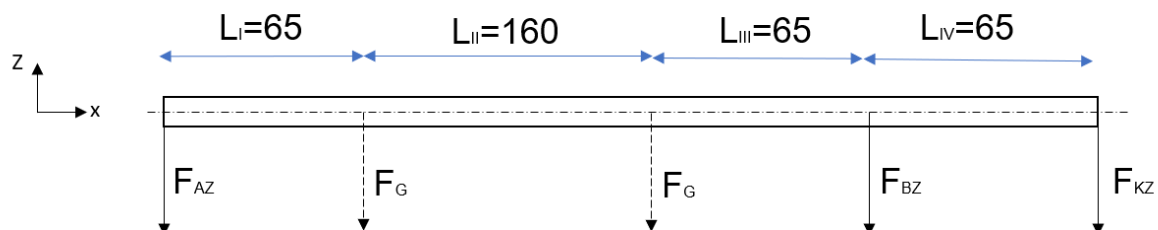
6 Alternative Bauform mit gedrehtem Antrieb

Es soll eine alternative Bauform mit um 90° gedrehtem Antrieb angeboten werden. Der Motor befände sich damit unterhalb des Bands. Daraus ergeben sich geänderte Lagerkräfte, die eventuell eine Änderung in der Lagerauswahl erfordern. Außerdem muss gewährleistet sein, dass der Motor unter dem Band Platz findet. Der Aufbau kann folgendermaßen visualisiert werden:



6.1 Berechnung der Lagerkräfte

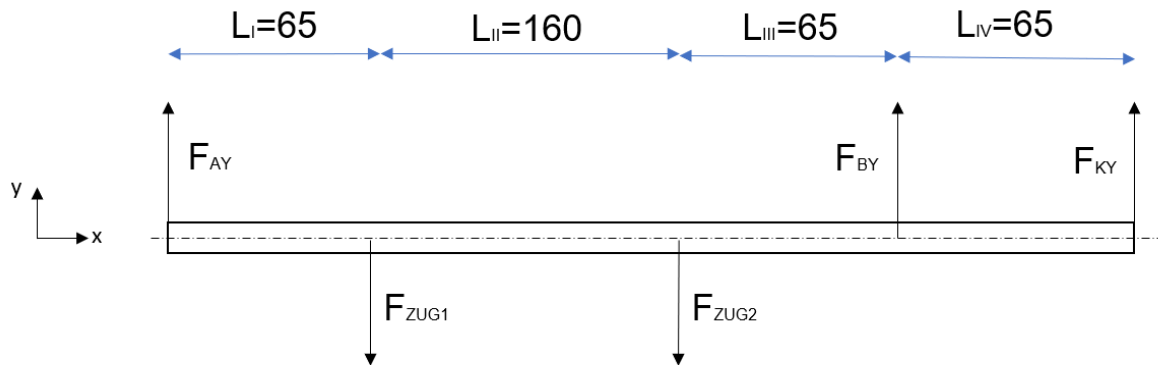
Die Lagerkräfte in der X-Z-Ebene bleiben identisch zur Version mit Antrieb in die andere Richtung (vgl. Abschnitt 4.1 Berechnung der Lagerkräfte).



$$F_{Bz} \approx -2231,0N$$

$$F_{Az} \approx 340,4N$$

In der X-Y-Ebene wird die Richtung der Kettenkraft invertiert, die restlichen Kräfte behalten ihre Richtung bei.



Moment um Lager A im Uhrzeigersinn:

$$F_{ZUG1} \cdot 65\text{mm} + F_{ZUG2} \cdot 225\text{mm} - F_{By} \cdot 290\text{mm} + F_{Ky} \cdot 355\text{mm} = 0$$

$$2500\text{N} \cdot 65\text{mm} + 2500\text{N} \cdot 225\text{mm} - F_{By} \cdot 290\text{mm} + 1844,6\text{N} \cdot 355\text{mm} = 0$$

$$F_{By} \approx 4759,1\text{N}$$

Kräftegleichgewicht nach unten:

$$-F_{Ay} - F_{By} + F_{Ky} + F_{ZUG1} + F_{ZUG2} = 0$$

$$-F_{Ay} - 3896,0\text{N} + 1844,6\text{N} + 2500\text{N} + 2500\text{N} = 0$$

$$F_{Ay} \approx 2086,6\text{N}$$

Zusammenfassung der Lagerkräfte:

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(2086,6\text{N})^2 + (340,4\text{N})^2}$$

$$F_A \approx 2114,2\text{N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = \sqrt{(4759,1\text{N})^2 + (-2331,0\text{N})^2}$$

$$F_B \approx 5298,4\text{N}$$

6.2 Änderungen bzgl. der Lagerauswahl

Die Lagerlebensdauern mit den für die erste Bauform gewählten Lagern werden mit den neuen Lagerkräften überprüft:

$$L_{A,10h,gedreht,6008} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{17kN}{2114,2N}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{80 \cdot 60 \frac{1}{h}}$$

$$L_{A,10h,gedreht,6008} \approx 108309h$$

$$L_{B,10h,gedreht,6008} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{17kN}{5298,4N}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{80 \cdot 60 \frac{1}{h}}$$

$$L_{B,10h,gedreht,6008} \approx 6881h$$

Am Lager B würde die geforderte Lebensdauer von 30000h deutlich unterschritten werden. Das Lager mit der nächstgrößeren dynamischen Tragzahl C_{dyn} wird gewählt, der Innendurchmesser $d=40mm$ wird beibehalten. Nach Decker Tab 18.3 ist dies das Rillenkugellager nach DIN 625 6208 mit $C_{dyn}=29kN$. Es ist geringfügig breiter ($B=18mm$ statt $B=15mm$) und hat einen größeren Außendurchmesser ($D=80mm$ statt $D=68mm$). Damit würden konstruktive Änderungen am Lagergehäuse und an der Welle nötig, auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll.

Die neuen Lebensdauern der Lager betragen:

$$L_{A,10h,gedreht,6208} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{29kN}{2114,2N}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{80 \cdot 60 \frac{1}{h}}$$

$$L_{A,10h,gedreht,6208} \approx 537668h$$

$$L_{B,10h,gedreht,6208} = \frac{L_{10}}{n} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{29kN}{5298,4N}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{80 \cdot 60 \frac{1}{h}}$$

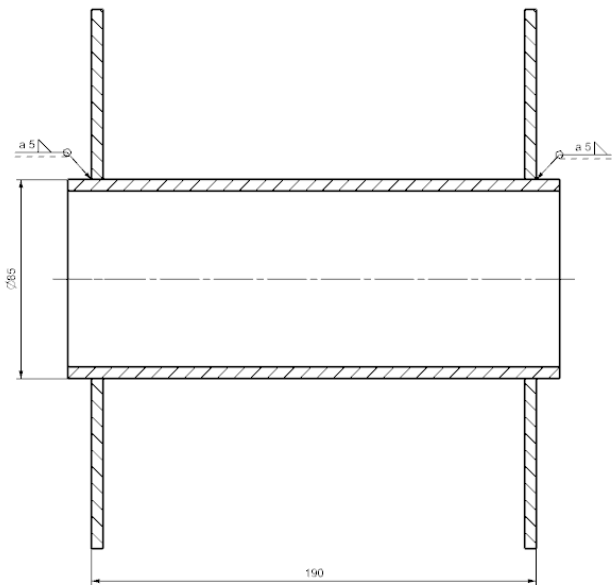
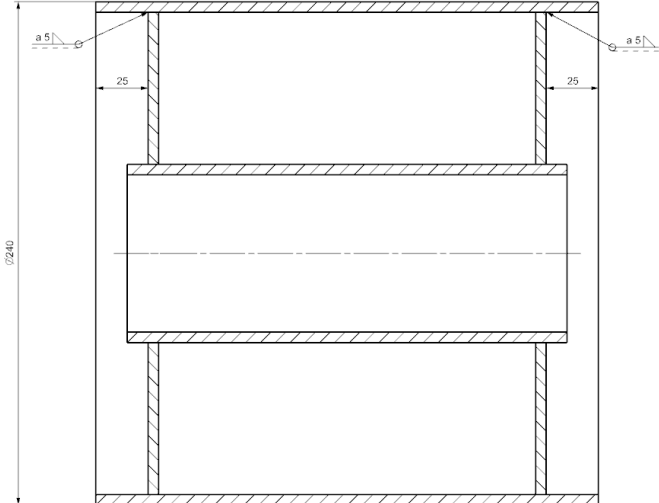
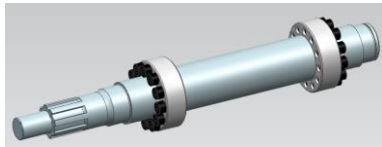
$$L_{B,10h,gedreht,6208} \approx 34160h$$

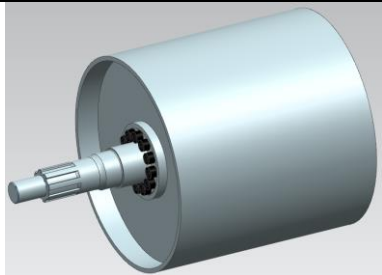
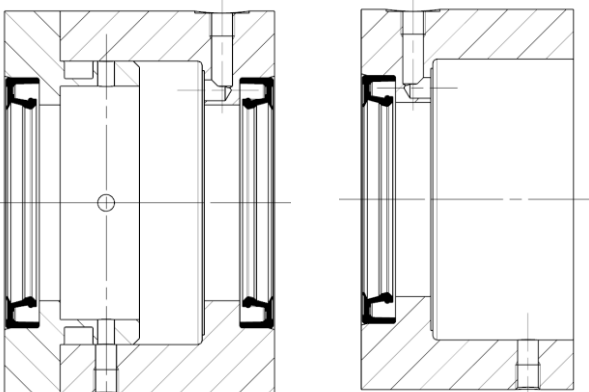
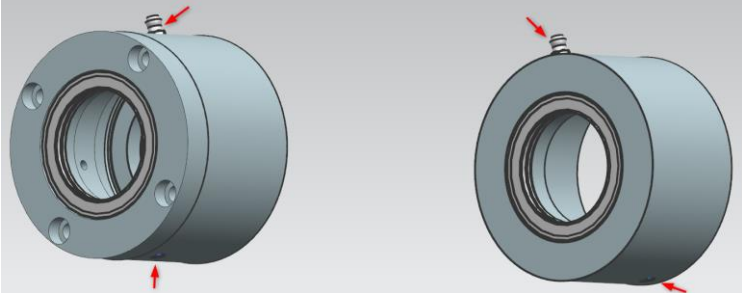
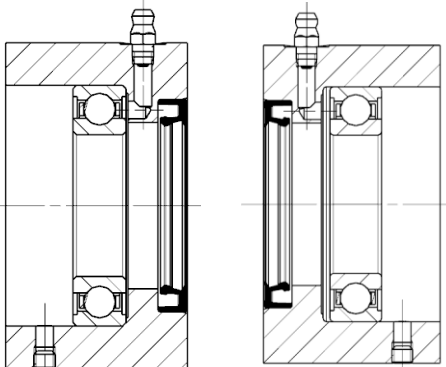
6.3 Auswirkungen auf die Welle

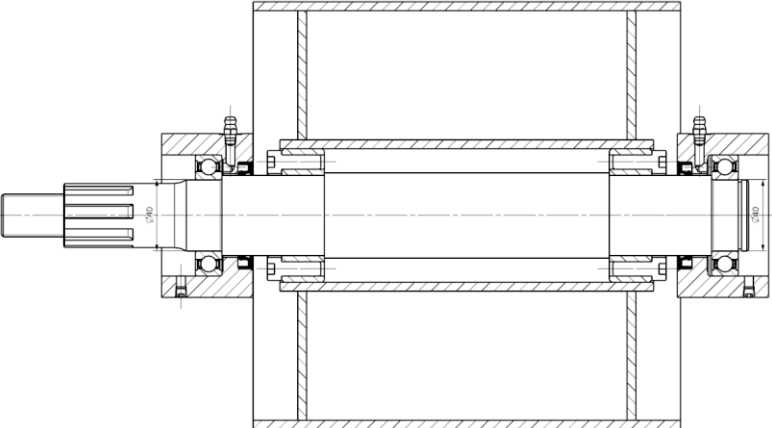
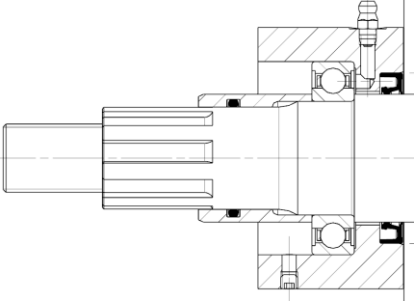
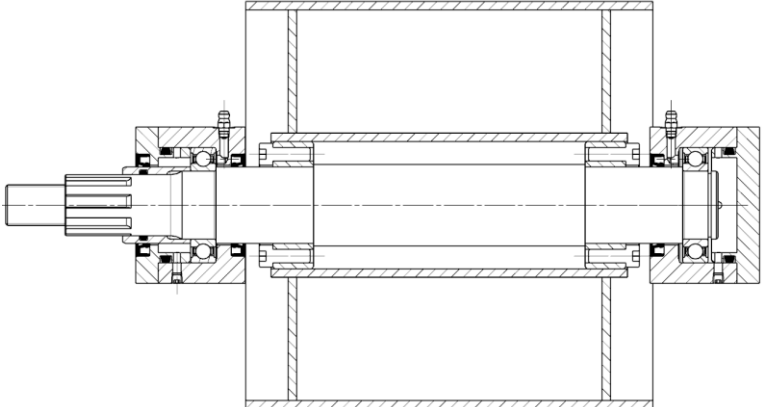
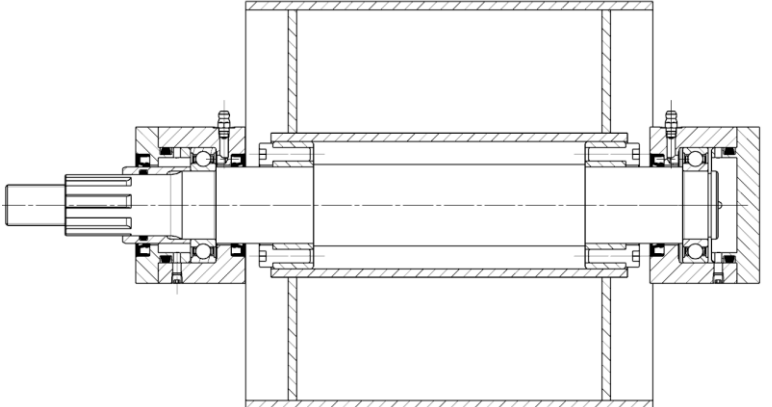
Aufgrund der breiteren Lager müssten die Längen der Wellenabsätze angepasst werden. Die Lagersitze müssten verbreitert werden. Um den Lagermittenabstand konstant zu halten, würden andere Wellenabschnitte verkürzt. Die Welle würde den Spannungen trotz der höheren Lagerkräfte standhalten. Das maximale Biegemoment würde auf weniger als 170Nm fallen. Die genaue Querschnittsberechnung, allerdings ohne konstruktive Änderungen der Welle, sind im Anhang zu finden.

7 Montage- und Demontageanleitung

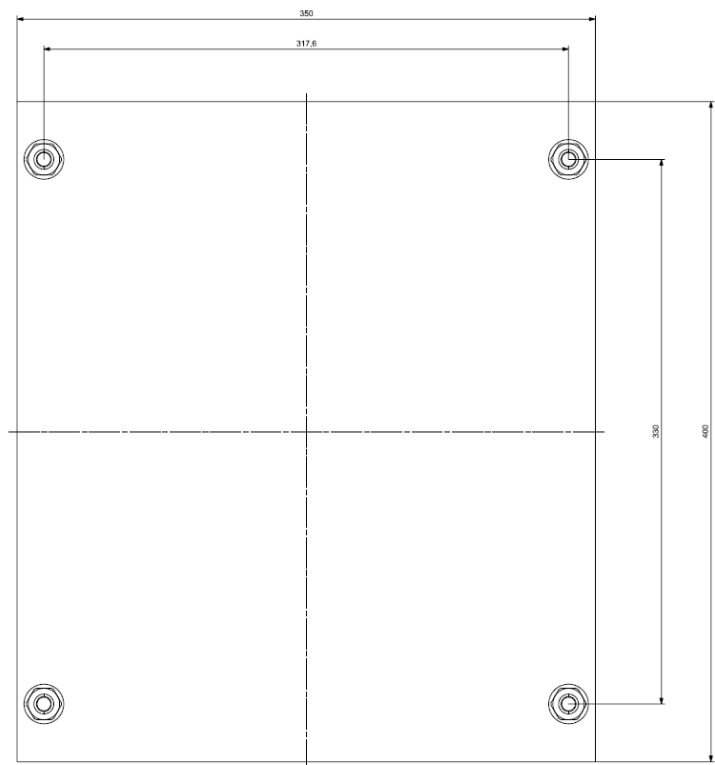
7.1 Montageanleitung- Variante B (Spannpressverband)

<ol style="list-style-type: none"> Überprüfen Sie den Lieferumfang mit Hilfe der Stückliste. Schweißen Sie mit einer umlaufenden Kehlnaht (einseitig, von außen, $a = 5 \text{ mm}$) die beiden Seitenwände auf das Rohr mit Außendurchmesser 85 mm. Die äußeren Kanten der Seitenwände sollen einen Abstand von 190 mm haben. Es ist auf die Rechtwinkligkeit von Rohr und Seitenwänden zu achten. 	
<ol style="list-style-type: none"> Verschweißen Sie das Rohr mit Außendurchmesser 240 mm mit den in der in Schritt 2 hergestellten Baugruppe. Dabei ist darauf zu achten, dass auf beiden Seiten der gleiche Abstand 25 mm von Rohrende zu Seitenwand eingehalten wird. Anschließend brünieren sie die Welle und die komplette Schweißbaugruppe. 	
<ol style="list-style-type: none"> Stecken Sie die Spannpressverbände auf beiden Seiten auf die Welle und schieben Sie sie bis zum Anschlag. Anschließend führen Sie das eben verschweißten Teil über die Spannpressverbände und richten es mittig aus. 	

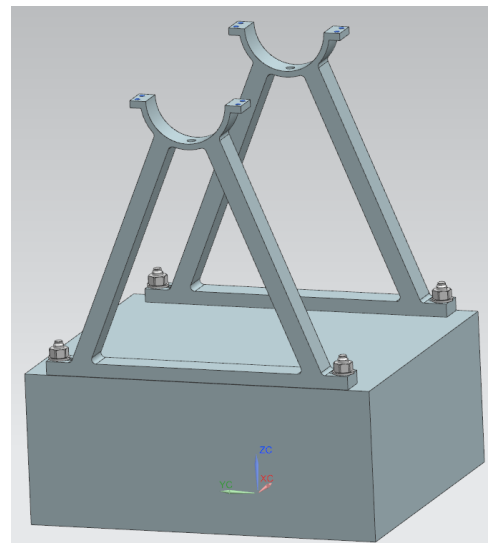
	
5. Ziehen Sie die Schrauben der Spannsätze mit 37 Nm an.	
6. Montieren Sie die Radialwellendichtringe in die beiden Gehäuse und in den Deckel mit Durchgangsloch. Achten Sie darauf, die Ringe nicht zu beschädigen. Für die richtige Orientierung beachten Sie das nebenstehende Bild.	
7. Schrauben Sie in beide Gehäuse den Schmiernippel in die dafür vorgesehenen Bohrungen. Montieren Sie auf der gegenüberliegenden Seite in die beiden Gehäuse die Stopfen.	
8. Platzieren Sie die beiden Kugellager mit Hilfe einer geeigneten Vorrichtung in den Gehäusen.	

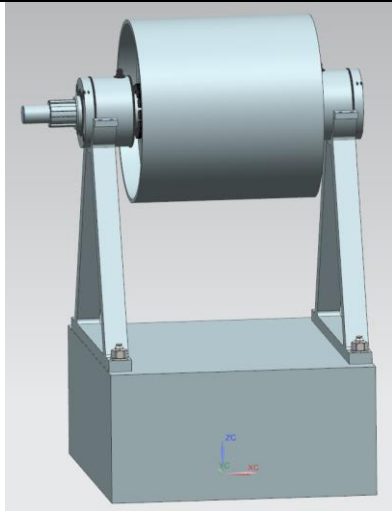
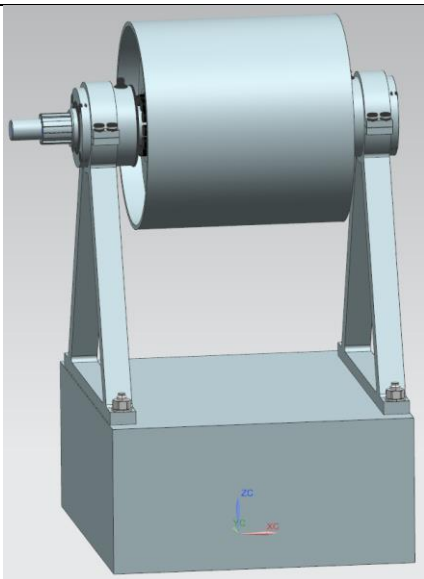
<p>9. Stecken Sie die beiden Gehäuse mit Radialwellendichtring, Schmiernippel, Stopfen und Kugellager auf beide Seiten der Welle. Pressen Sie dabei das Kugellager auf den Wellendurchmesser 40 mm.</p>	
<p>10. Führen Sie die Distanzhülse mit dem O-Ring (Ø 33,1 x 3,53) auf das Wellenende mit der Keilwelle mit der Seite des größeren Innendurchmessers zuerst.</p>	
<p>11. Montieren Sie die großen O-Ringe (Ø 62,9 x 5,33) in die Deckelnuten.</p>	
<p>12. Stecken Sie die Deckel auf die beiden Enden der Welle und schrauben Sie diesen mit einem Anziehmoment von 11,2 Nm fest.</p>	

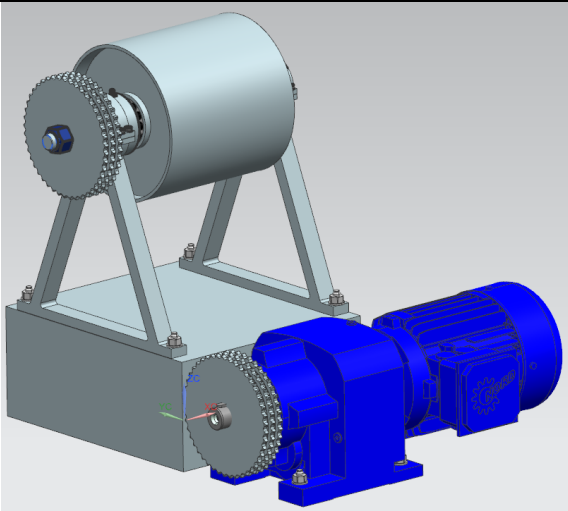
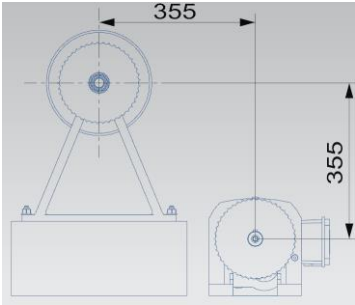
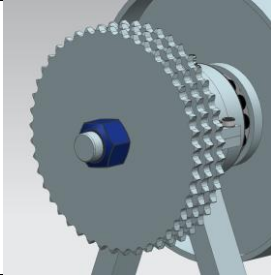
13. Bohren Sie in den Betonklotz vier Löcher (\varnothing 12 mm, Tiefe: 105 mm) für die Bolzenanker nach nebenstehender Skizze.
14. Reinigen Sie die Bohrlöcher.



15. Positionieren Sie die Unterteile der Lagerböcke wie im nebenstehenden Bild auf dem Betonklotz.
16. Nehmen Sie die Bolzenanker und schlagen Sie die Anker mit Hilfe eines Hammers in die Löcher ein.
17. Ziehen Sie die Bolzenanker so fest an, sodass die Lagerböcke im Bereich der Langlöcher noch verschoben werden können.
18. Achten Sie auf die Parallelität der Lagerböcke.

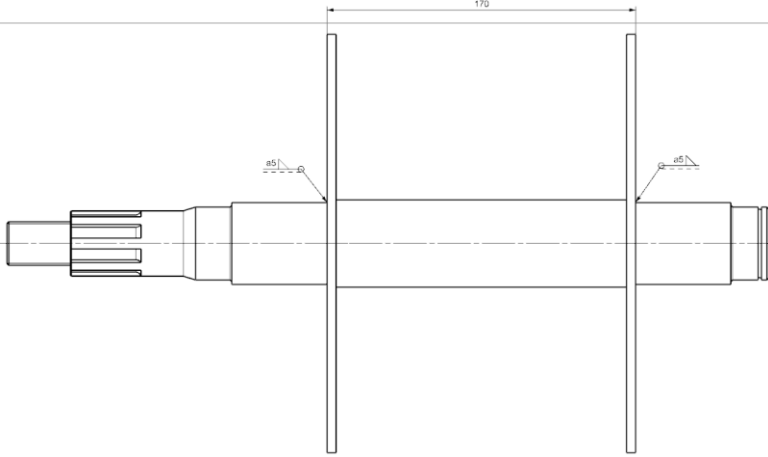
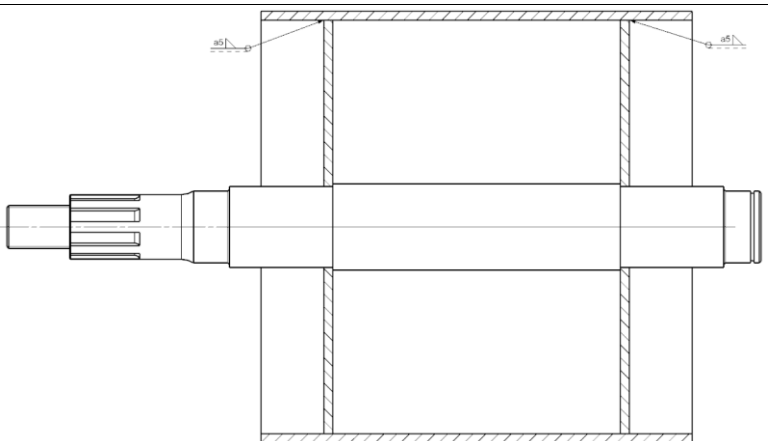


<p>19. Legen Sie die vormontierte Wellen-Baugruppe in die Lagerböcke. Achten Sie darauf, dass die axiale Ausrichtung zu keinerlei Kollisionen führt.</p>	
<p>20. Setzen Sie die Oberteile der Lagerböcke auf die Lager.</p> <p>21. Verschrauben Sie die Oberteile der Lagerböcke mit den Unterteilen der Lagerböcke mit acht Innensechskantschrauben (M6 x 16)</p> <p>22. Ziehen Sie die Schrauben mit einem Anziehmoment von $T=11,2\text{Nm}$ an.</p>	
<p>23. Ziehen Sie die Bolzenanker nach genauem Ausrichten der Baugruppe mit einem Anziehmoment von 60 Nm an.</p>	

<p>24. Stecken Sie das Kettenrad mit Keilfedernabe auf den Wellenabschnitt mit der Keilwelle.</p> <p>25. Positionieren Sie den Motor wie im nebenstehenden Bild und befestigen Sie ihn ebenso mit vier Betonankern.</p> <p>26. Stecken Sie das Kettenrad mit Passfedernabe auf die Antriebswelle des Motors.</p>	 
<p>27. Montieren Sie Sechskantmutter mit Klemmteil (M24) auf die Welle der Antriebsstrommel und ziehen Sie diese mit einem Anziehmoment von 800 Nm fest.</p>	
<p>28. Montieren Sie die Dreifachrollenkette auf die beiden Kettenräder und schließen Sie diese mit dem Verschlussglied.</p>	

7.2 Montageanleitung- Variante A (Schweißkonstruktion)

Die Montageanleitung für die Variante A weicht von der der Variante B nur in wenigen Punkten ab, die nachfolgend erläutert werden.

<ol style="list-style-type: none"> 1. Überprüfen Sie den Lieferumfang mit Hilfe der Stückliste. 2. Schweißen Sie mit einer umlaufenden Kehlnaht (einseitig, von außen, $a = 5$ mm) die beiden Seitenwände auf die Welle. Die äußeren Kanten der Seitenwände sollen einen Abstand von 170 mm haben. Es ist auf die Rechtwinkligkeit von Welle und Seitenwänden zu achten. 	
<ol style="list-style-type: none"> 3. Schieben Sie die Trommel über die Seitenwände. 4. Schweißen Sie mit einer umlaufenden Kehlnaht (einseitig, von außen, $a = 5$ mm) die Trommel auf die Seitenwände. Es ist auf die Rechtwinkligkeit von Seitenwänden und Trommel zu achten. 	

Die weitere Montage erfolgt wie bei der Spannpressverband-Variante (ab Punkt 6).

7.3 Demontage

Die Demontage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge zur Montageanleitung. Verwenden Sie zur Demontage der Kugellager eine geeignete Demontagevorrichtung.

8 Visualisierung

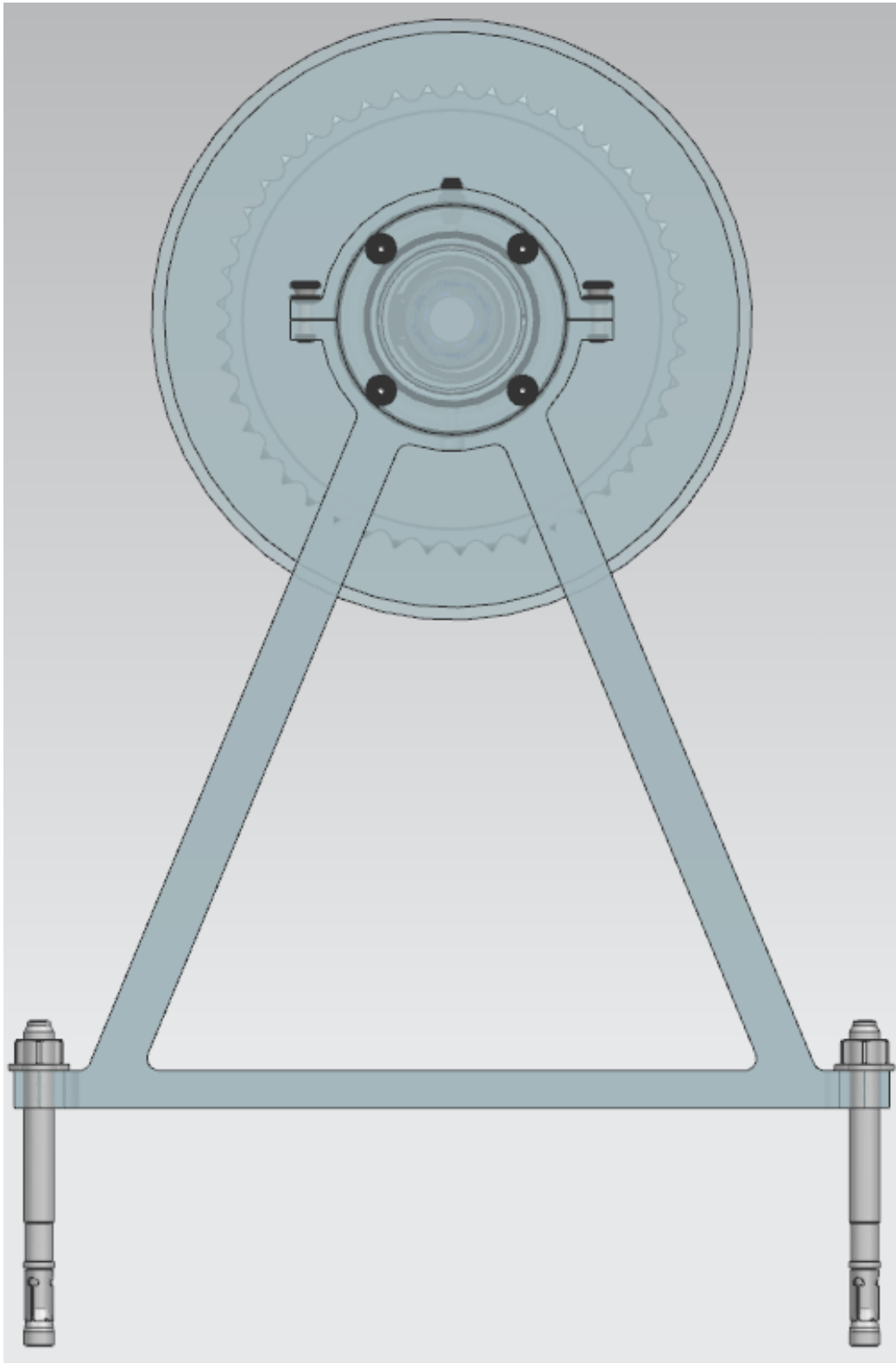
8.1 Gesamtansicht

Die Antriebstrommel wurde mithilfe eines CAD- Systems wie folgt visualisiert.

Im nachfolgenden Bild sieht man die Antriebstrommel der Variante B (Spannpressverband) in einer trimetrischen Ansicht, ohne den Betonklotz, ohne Kette und ohne Motor. Es werden einige Bauteile transparent angezeigt, um das Innenleben besser sichtbar zu machen.

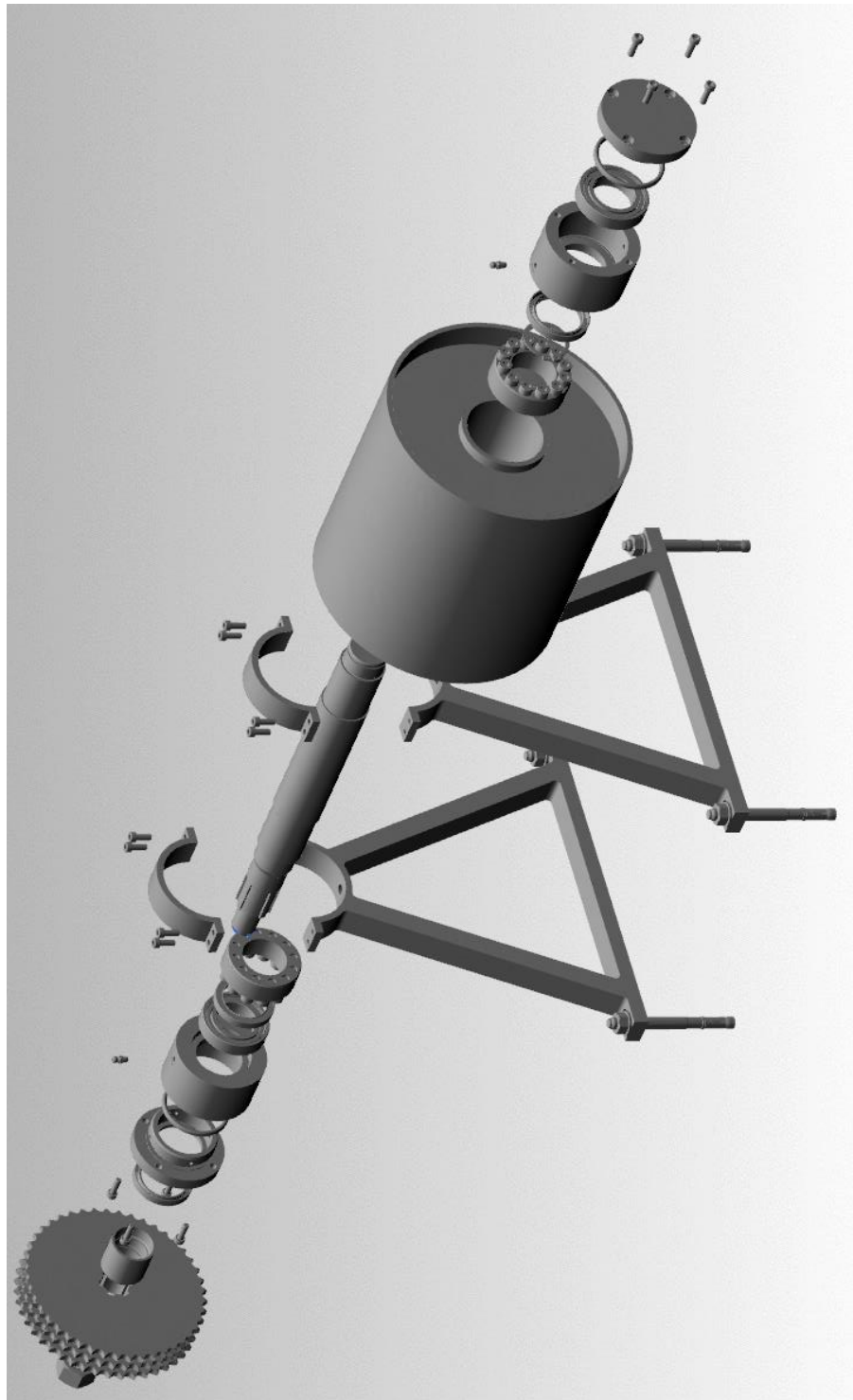


Dieses Bild zeigt die Antriebstrommel von der Seite.



8.2 Explosionsansicht

In der Explosionsansicht sind alle Komponenten zu sehen. Auch hier handelt es sich um die Variante B (Spannpressverband).



9 Literaturverzeichnis

- [1] Gomeringer, Roland u. a.: Tabellenbuch Metall, 47. Auflage, Haan-Gruiten 2017
- [2] Decker, Karl-Heinz: Decker Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung, 20. Auflage, München 2018
- [3] Decker, Karl-Heinz: Tabellen und Diagramme, 19. Auflage, München, 2014
- [4] Decker, Karl-Heinz: Formeln, 7. Auflage, München, 2014
- [5] Steinhilper, Waldemar u.a.: Maschinen- und Konstruktionselemente 1, 4.Auflage, Berlin 1994
- [6] SFS unimarket AG: fischer Bolzenanker FAZ II, Heerbrugg 2017