



Andreas Popp, BSc.

Sonderprüfstand Bandförderer Auslegung und Konstruktion

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieurin/Diplomingenieur (Dipl.-Ing.)

eingereicht am

Institut für Technische Logistik (ITL)

Betreuer:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Norbert Hafner

Graz, am 28.01.2021

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Vorwort / Danksagung:

Ich möchte hier die Gelegenheit nutzen insbesondere meinem Diplomarbeitsbetreuer Herrn Prof. Hafner, der mir über weite Strecken freie Hand bei der Gestaltung der Diplomarbeit gelassen hat und wenn nötig, mir mit gutem Rat zur Seite stand. Des Weiteren möchte ich Herrn Kratochwill danken, der mir mit seiner praktischen Erfahrung bei der Lösung manch verzwickter Probleme sehr weiter geholfen, mich auf Fehler hingewiesen und dadurch sehr zur Realisierbarkeit des Projekts beigetragen hat.

Danke Freunde, Familie und allen Weggefährten die mich während dieser aufregenden Zeit begleitet und unterstützt haben.

Ein ganz besonderes Dankeschön an Julia, du hast mein Studium erst richtig schön gemacht.

Abstract

The objective of this thesis is the development of a test bed based on an existing belt conveyor on behalf of the institute for logistics of the TU Graz.

To solve the task, the VDI guideline 2221 is followed which consists of the following steps: specification of the task, definition of necessary functions, finding of possible solutions, conception, evaluation, development and documentation of the final design.

For the evaluation process of the different concepts, the VDI 2225 guideline is used. Therefor the technical value of each concept is determined. The documentation is formed by all necessary data to build the test bed, like production and assembly drawings and data sheets.

Furthermore, operating instructions and a risk analysis after machine guideline 2006/42/EG are included.

The appendix lists all components of the detailed design of the construction as well as the related calculations. There, the electric drive and measurement elements are included.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Aufgabenstellung	1
1.2	Vorgehensweise.....	2
2	Spezifikation.....	3
2.1	Anforderungen an den Prüfstand	3
2.2	Bewertungskriterien und deren Gewichtung	5
3	Konzeptfindung und Entwurf.....	7
3.1	Funktionen und Lösungssuche	7
3.2	Konzeptbildung.....	10
3.3	Entwurf Konzept A.....	11
3.3.1	Ergebnisse der Entwurfsberechnung Konzept A	12
3.3.2	Anmerkungen zu Konzept A	16
3.4	Entwurf Konzept B.....	18
3.4.1	Ergebnisse der Entwurfsberechnung Konzept B	19
3.4.2	Anmerkungen	21
3.5	Konzeptauswahl.....	23
4	Gestaltung und Ausarbeitung	25
4.1	Konstruktionsvorstellung.....	25
4.1.1	Bandfördererelement	27
4.1.2	Unterbau	30
4.1.3	Verbindungselemente.....	32
4.1.4	Kippwinkelanzeige	33
4.1.5	Schaltschrank	34
4.2	Gefährdungsanalyse und Risikobeurteilung	36
5	Diskussion	40
5.1	Richtlinien bei der Konstruktion	40
5.2	Herausforderungen und Anpassungen bei der Realisierung.....	40
5.3	Handlungsanweisungen für den Betrieb	41
5.3.1	Drehmomentmessung.....	41
5.3.2	Kippwinkeleinstellung	41
5.3.3	Drehzahleinstellung	41
6	Zusammenfassung	42
7	Listen.....	43
7.1	Literaturverzeichnis	43
7.2	Abbildungsverzeichnis.....	44
7.3	Tabellenverzeichnis	44
7.4	Formelverzeichnis.....	45
8	Appendix.....	46
8.1	Berechnungen	46
8.1.1	Entwurfsberechnung Konzept A.....	46
8.1.2	Entwurfsberechnung Konzept B.....	56
8.1.3	Berechnungen zur ausgeführten Konstruktion	59
8.2	Winkelanzeige.....	65
8.3	Stücklisten	66
8.3.1	Bauteilliste.....	66
8.3.2	Zukaufteile.....	71
8.4	Dateienverzeichnis.....	72

8.4.1	Fertigungszeichnungen	72
8.4.2	Informationen zu Zukaufteilen	72

1 Einführung

Das folgende Kapitel soll einen kurzen Überblick über die Aufgabenstellung und den Aufbau der Diplomarbeit bieten. Ziel ist die Entwicklung eines Prüfstandes für ein bereits vorhandenes Standard-Bandfördererelement am Institut für technische Logistik. Durch den konstruktiven Charakter der Diplomarbeit fokussiert sich diese besonders auf den Entwicklungsprozess verschiedener Konzepte, deren Bewertung und der detaillierten Ausarbeitung der ausgewählten Lösungsvariante.

1.1 Aufgabenstellung

Ziel der Diplomarbeit ist die Entwicklung eines Prüfstandes mit einem, aus einem Vorgängerprojekt, bestehenden Bandfördererelement. Dieser soll für Lehrzwecke, im Zuge von Laborübungen, am Institut für Technische Logistik eingesetzt werden.

Neben der Messung der Drehzahl und des Drehmoments an der Antriebswelle des Bandfördererelements soll der Prüfstand ein stufenloses Aufkippen des Bandfördererelements in Förderrichtung von bis zu vierzig Grad, mit einer maximalen Winkelabweichung von $\pm 0,5$ Grad, ermöglichen.

Um die Anwendbarkeit des Prüfstandes zu erhöhen soll dieser dahingehend gestaltet werden, dass eine Einbindung in Förderketten weiter möglich ist. Die Bauhöhe des Prüfstandes bei horizontaler Lage des Bandfördererelements soll so niedrig wie möglich gehalten werden.

Um die Kosten möglichst gering zu halten, soll versucht werden möglichst viele, bereits am Institut vorhandene, Komponenten zu verwenden (Profile, Antriebstechnik, Messtechnik). Sollten Komponenten zugekauft werden müssen, ist auf deren Wiederverwendbarkeit zu achten. Der Fertigungsaufwand sollte weitestgehend geringgehalten und die Möglichkeit der Verwendung von Norm- bzw. Zukaufteilen geprüft werden.

Durch die wechselnden Projekte des Instituts und der sich dadurch ständig ändernde zur Verfügung stehende Raum im Labor, ist die Konstruktion möglichst platzsparend auszuführen und soll auch ausreichend mobil sein, sodass ein Wechsel des Aufstellungsortes schnell und unkompliziert von statten gehen kann. Sollte der Prüfstand längere Zeit nicht benötigt werden, soll die Möglichkeit bestehen ihn mittels eines Krans ins Lager des Instituts zu transportieren.

Oberste Priorität bei der Entwicklung des Prüfstandes hat die Sicherheit der späteren Anwender, diese ist bei jedem Konstruktionsschritt zu berücksichtigen und mit einer Gefährdungsanalyse bzw. Risikobewertung zu überprüfen.

Der Entwicklungsprozess ist zu dokumentieren. Neben Zusammenstellungs- und Fertigungszeichnungen sowie Stücklisten, muss die Dokumentation auch die Datenblätter der verwendeten Zukaufteile, Berechnungen zur Auslegung funktionskritischer Bauteile und die für die Anwendung nötigen Bedienungshinweise beinhalten.

1.2 Vorgehensweise

Zur Lösung der Aufgabenstellung wurde der Produktentwicklungsprozess nach VDI-Richtlinie 2221 herangezogen. Diese ist eine allgemein anwendbare Methodik zur Entwicklung technischer Systeme und Produkte ([1] S. 89). Sie dient als Richtschnur dieser Arbeit und verleiht ihr dahingehend ihre Struktur. Es soll hier nur kurz auf die Vorgehensweise bei der VDI-Richtlinie 2221 eingegangen werden um einen Überblick für den Leser zu schaffen. Auf eine tiefgehende theoretische Behandlung wird verzichtet da diese bereits ausgiebig in der einschlägigen Literatur behandelt wurde, es sei hierzu beispielhaft auf „Grundlagen der Konstruktionslehre“ von Klaus-Jörg Conrad [1] oder „Handbuch Konstruktion“ von Frank Rieg und Rolf Steinhilper [2] verwiesen. Die VDI Richtlinie 2221 sieht wie in Abbildung 1-1 dargestellt, vier Phasen bei der Produktentwicklung vor.



Abbildung 1-1: Entwicklungsprozess in Anlehnung an VDI 2221 (nach [2] S. 422)

Die *Spezifikationsphase* beschäftigt sich mit der Klärung und Präzisierung der Aufgabenstellung. In ihr werden die Forderungen und Wünsche des Auftraggebers erfasst, möglichst genau definiert und zu guter Letzt in Form einer Anforderungsliste festgehalten.

In der *Konzeptphase* werden aus den Anforderungen die nötigen Teilfunktionen abgeleitet und Wirkprinzipien zur Erfüllung dieser gesucht. Durch die Kombination geeigneter Teillösungen werden Konzepte erstellt welche bezüglich der Erfüllung der in der Spezifikationsphase festgehaltenen Anforderungen bewertet werden. Das sich durchsetzenden Konzept wird darauf hin für die weitere Ausarbeitung freigegeben.

Die *Gestaltungsphase* befasst sich ausgehend von der gefundenen Prinziplösung mit der Ausarbeitung der einzelnen Module dem setzen von Risikomindernden Maßnahmen und schlussendlich mit der Gestaltung des Gesamtprodukts.

Die Dokumentation des entwickelten Produkts erfolgt in der *Ausarbeitungsphase*. Neben allen für die Fertigung relevanten Informationen wie Bauteil- und Zusammenstellungszeichnungen sowie Stücklisten, umfasst diese auch alle für den Betrieb nötigen Informationen.

2 Spezifikation

Wie bereits in der Einführung erwähnt, beschäftigt sich die Spezifikationsphase mit der Präzisierung der mittels Lastenheft vom Kunden gegebenen Aufgabenstellung.

Ihr Ziel ist die Beschaffung aller zur Entwicklung des Produkts notwendigen Informationen. Es bedarf ein hohes Maß an Austausch zwischen dem Konstrukteur und dem Auftraggeber um dessen Vorstellungen möglichst genau zu erfassen und somit umsetzen zu können. Hierbei ist entscheidend den gesamten Produktlebenszyklus zu betrachten.

Neben dem Zweck der Aufgabenstellung, den geforderten und gewünschten Funktionen des Produkts und dessen Eigenschaften, stellen sich zum Beispiel auch Fragen hinsichtlich vorhandener Fertigungsmöglichkeiten, Montage, Transport, Ergonomie, Sicherheit, Instandhaltung, Wiederverwendung/Recycling und nicht zuletzt der Kosten. Die Antworten auf diese und noch weitere Fragen werden qualitativ und wenn möglich quantitativ in einer Anforderungsliste festgehalten.

Die Anforderungen werden zudem in Forderungen und Wünsche unterteilt. Forderungen müssen unter allen Umständen erfüllt werden. Lösungen, die Forderungen nicht erfüllen, können sofort fallengelassen werden. Wünsche hingegen sollten erfüllt werden um die Kundenzufriedenheit zu erhöhen, führen aber bei Nichterfüllung nicht zwangsläufig zum Verwurf der Lösung. ([1] S. 139).

Die Anforderungsliste bildet somit eine strukturierte, vom Konstrukteur und Auftraggeber zusammengetragene Sammlung aller für die Konstruktion notwendigen Informationen. Sie bildet zudem die Grundlage zur Erarbeitung von Bewertungskriterien welche im späteren Verlauf zur Auswahl des vielversprechendsten Konzepts herangezogen werden. Es sei jedoch angemerkt, dass die Anforderungsliste kein statisches Dokument ist, sondern sich im Laufe der Produktentwicklung und dem damit steigenden Erkenntnisstand laufend angepasst werden muss.

2.1 Anforderungen an den Prüfstand

Zur Präzisierung der unter Abschnitt 1.1 beschriebene Aufgabenstellung, wurde in Zusammenarbeit mit Prof. Hafner und Herrn Kratochwill, der für die Fertigung des Prüfstandes zuständig ist, eine Anforderungsliste, siehe Tabelle 2-1, erstellt. Die einzelnen Anforderungen wurden gegliedert, qualitativ und, soweit möglich, quantitativ festgehalten. Des Weiteren wurden die Anforderungen in Forderungen (F) und Wünsche (W) unterteilt.

Anforderungsliste für die Konstruktion Sonderprüfstand - Bandförderer					
Zweck, Aufgabe: Lauffähiger Prüfstand insbesondere für die Nutzung in der Lehre					
Gliederung	Anforderungen		F W	Quelle	
	qualitativ	quantitativ			
1. Messen	1.1	Drehzahlmessung	Min. 132 U/min	F	Hafner
	1.2	Drehmomentmessung	Min. 65 Nm	F	Hafner
	1.3	Kippwinkel	$\Delta\alpha = 0,5$ Grad	F	Hafner
2. Kinematik	2.1	Kippen in Förderrichtung	$\alpha_{\max}=40$ Grad	F	Hafner
	2.3	Fördergeschwindigkeit	lt geg. Antriebseinheit	F	Hafner
	2.4	Beschleunigung Förderband	lt geg. Antriebseinheit	F	Hafner
	2.5	Positioniergenauigkeit	$\pm 0,5$ Grad	F	Hafner
	2.6	Einbindungsmöglichkeit in Förderstrecken	Keine Hindernisse vor und hinter dem Förderband	F	Hafner
3. Geometrie	3.1	Außenabmessungen	So platzsparend wie leicht möglich	F	Hafner
	3.2	Arbeitshöhe	So niedrig wie leicht möglich	F	Hafner
4. Bedienbarkeit	4.1	Kippen von Hand		F	Hafner
	4.2	Horizontale Zu- und Abführung		F	Hafner
5. Transport	5.1	Mit Hubwagen		F	Hafner
	5.2	Mit Kran	4 definierte Aufhängepunkte	F	Hafner
	5.3	Rollend mit Bremsmöglichkeit		W	Popp
6.Sicherheit	6.1	Sicherheitseinrichtungen	Notaus	F	Hafner
	6.2	Beladung	Min. 100 kg	F	Hafner
	6.2	Sichere Gestaltung	Gemäß EG-Maschinenrichtlinie 2006/42	W	Popp
7.Kosten	7.1	vorhandene Komponenten verwenden	so viele wie möglich	W	Hafner
	7.2	Verwendung von Normteilen	wenn möglich	W	Hafner
8. Fertigung	8.1	Fertigungsaufwand	so gering wie Möglich	W	Hafner
	8.2	Bandfördererelement darf baulich nicht verändert werden	keine Demontage von Komponenten des Bandfördererelements zulässig	F	Kratochwill
	8.3	Intern keine CNC-Bearbeitung von Bauteilen möglich	Sollte möglichst vermieden werden	W	Kratochwill
	8.4	Interne Bearbeitung von Drehteilen bezüglich deren Länge beschränkt	Maximal bearbeitbare Länge = 600 mm	F	Kratochwill

Tabelle 2-1: Anforderungsliste

2.2 Bewertungskriterien und deren Gewichtung

Mit Hilfe der Aufgabenstellung, siehe Abschnitt 1.1, und der daraus erarbeiteten Anforderungsliste unter Tabelle 2-1, wurden Bewertungskriterien erarbeitet. Diese werden in Tabelle 2-2 erläutert.

Um die Bedeutung der einzelnen Kriterien festzustellen wurden diese einem paarweisen Vergleich, siehe Tabelle 2-3, unterzogen. Hierbei wird jedes Kriterium den Anderen gegenübergestellt und entweder als wichtiger (3 Punkte), gleichwertig (2 Punkte) oder weniger wichtig (1 Punkt) beurteilt.

Die Summe der gesammelten Punkte jedes einzelnen Bewertungskriteriums im Vergleich zu den anderen ergibt dessen Rang [2]. Um die relative Bedeutung jedes Kriteriums in Hinblick auf die Gesamtkonstruktion festzustellen wird dessen relative Gewichtung herangezogen, diese wird wie folgt berechnet,

$$g_i = \frac{P_i}{P_{ges}} \quad \text{Formel 2-1}$$

g_i relative Gewichtung des Bewertungskriteriums

P_i Summe der erreichten Punkte des Bewertungskriteriums

P_{ges} Summer der insgesamt vergebenen Punkte

Die relative Gewichtung der Bewertungskriterien bildet gemeinsam mit dem später behandelten Erfüllungsgrad der Anforderungen die Grundlage für die unter Abschnitt 3.5 getroffene Konzeptauswahl.

Kriterium	Erläuterung
Platzbedarf	Bezieht sich auf die Außenabmessungen des Prüfstandes, es gilt je kleiner desto besser.
Funktion:	Erfüllung der geforderten Funktionen Messen und Kippen.
Sicherheit:	Abschätzung möglicher Gefährdungen und des aus ihnen entstehenden Risikos für mit dem Sonderprüfstand in Berührung kommende Personen. Je geringer das Risiko desto besser.
Fertigung:	Anzahl und Komplexität der zu fertigenden Komponenten. Anzahl von extern zu fertigenden Bauteilen. Je geringer desto besser.
Montage:	Aufwand bei der Montage und Möglichkeit zum Ausgleich von Fertigungsungenauigkeiten.
Wiederverwendung	Wiederverwendbarkeit von Komponenten. Je mehr desto besser.
Bedienung	Einfachheit der Bedienung und Zugang zu Bedienelementen. Je leichter desto besser.
Kosten:	Geschätzte Kosten der Realisierung. Je geringer desto besser.
Wartung:	Anzahl der Verschleißteile und Aufwand bei deren Wartung. Je geringer desto besser.
Mobilität:	Zu treibender Aufwand für einen Ortswechsel und zur Überwindung von Hindernissen. Je geringer desto besser.
Kräfte:	Höhe der auftretenden Kräfte und dadurch resultierende Bauteilbelastungen. Je geringer desto Besser
Kinematik:	Anzahl der zur Umsetzung des Kippens notwendigen Teile, bzw. Bewegung der Anbindungspunkte des Bandförderers

Tabelle 2-2: Bewertungskriterien

Paarweiser Vergleich	Vergleiche...												
Bewertung: 3...ist wichtiger 2...gleichwertig 1...weniger wichtig	Platzbedarf	Funktion	Sicherheit	Fertigung	Montage	Recycling	Bedienung	Kosten	Wartung	Mobilität	Kräfte	Kinematik	Masse
Mit...													
Platzbedarf		3	3	3	3	3	2	2	1	2	3	3	1
Funktion	1		3	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1
Sicherheit	1	1		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Fertigung	1	3	3		2	2	2	2	1	1	1	2	1
Montage	1	3	3	2		2	2	1	2	2	1	2	1
Recycling	1	3	3	2	2		2	2	1	2	1	3	1
Bedienung	2	3	3	2	2	2		2	1	1	1	1	1
Kosten	2	3	3	2	3	2	2		1	2	1	3	1
Wartung	3	3	3	3	2	3	3	3		2	1	3	1
Mobilität	2	3	3	3	2	2	3	2	2		1	3	1
Kräfte	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3		3	2
Kinematik	1	2	3	2	2	1	3	1	1	1	1		1
Masse	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2	3	
ΣPunkte P_i	19	33	36	27	26	25	27	23	18	21	15	29	13
Rang	10	2	1	4	6	7	4	8	11	9	12	3	13
Gewichtung g_i	0,06	0,11	0,12	0,09	0,08	0,08	0,09	0,07	0,06	0,07	0,05	0,09	0,04
Summe vergebender Punkte P_{ges}:													312

Tabelle 2-3: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien

3 Konzeptfindung und Entwurf

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Synthese von prinzipiellen Lösungen für die gegebene Aufgabenstellung. Dazu wurden zunächst die in der Anforderungsliste, Tabelle 2-1, definierten Merkmale analysiert und auf ihre wesentlichen Funktionen reduziert. Anschließend wurden für die gefundenen Funktionen Teillösungen generiert und mit Hilfe eines morphologischen Kastens, Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 übersichtlich dargestellt. Die Teillösungen wurden auf ihrer Umsetzbarkeit untersucht und zu Konzepten zur Lösung der Aufgabenstellung kombiniert. Diese wurden anschließend soweit ausgearbeitet, sodass diese hinsichtlich der meisten zuvor erarbeiteten Kriterien bewertet werden konnten und somit eine fundierte Auswahl des vielversprechendsten Konzepts möglich wurde.

3.1 Funktionen und Lösungssuche

Aus der Anforderungsliste wurden die folgenden wesentlichen Funktionen des Sonderprüfstands identifiziert für die Lösungen gefunden werden müssen.

1. Kippen des Bandfördererelements
2. Messung des Kippwinkels
3. Fixieren des Kippwinkels
4. Drehzahlmessung
5. Drehmomentmessung
6. Mobilität
7. Beladen mit Fördergut

Die Funktion des Antriebs des Bandfördererelements wurde aus dieser Liste ausgenommen da die Lösung dieses Problems durch die bestehende Antriebseinheit bereits vorgegeben wurde.

Bei der Lösungssuche wurde zunächst versucht die identifizierten Funktionen soweit als möglich zu verallgemeinern, um einen unvoreingenommenen Blick auf das Problem zu erlangen. Dabei wurden die quantitativen Vorgaben aus der Anforderungsliste bewusst ignoriert um der Kreativität so viel Spielraum wie möglich zu geben. Es wurde zum Beispiel die Funktion „Kippen des Bandfördererelements“ zu „verändern der Lage einer Ebene“ umformuliert um sich vom Gedanken einer Drehbewegung, impliziert durch das Wort „Kippen“ zu lösen. Im weiteren Verlauf wurden eine Vielzahl von Methoden angewandt um ein möglichst breites Lösungsfeld für die einzelnen Funktionen zu generieren.

Neben der Untersuchung bereits vorhandener technischer Systeme, der Recherche in einschlägiger Fachliteratur für Mess- und Prüfstandstechnik [3] und der Anwendung von Konstruktionskatalogen [4] spielten dabei Intuition und „Geistesblitze“ eine nicht unwesentliche Rolle.

Die gefundenen Lösungen wurden zur übersichtlichen Darstellung in einen Morphologischen Kasten, Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 eingetragen. Durch die Auswahl und Kombination von Teillösungen für die einzelnen Funktionen können so verschiedene Konzepte schnell gefunden und diskutiert werden.

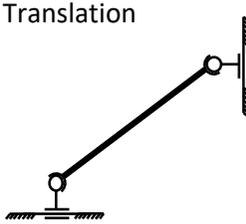
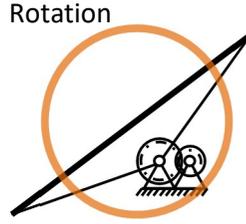
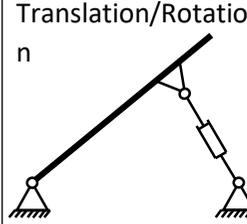
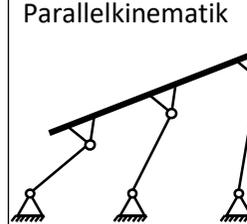
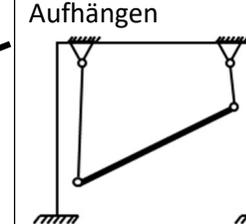
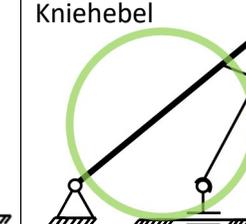
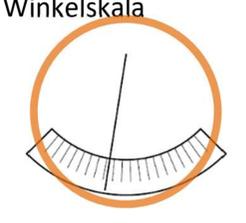
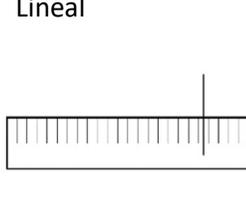
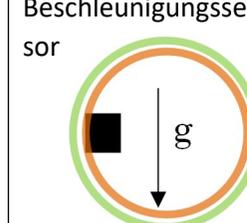
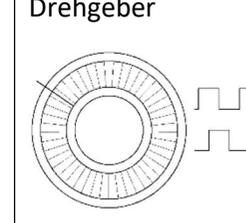
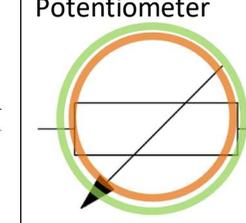
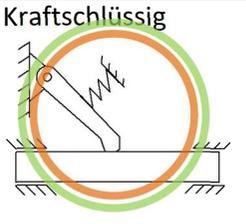
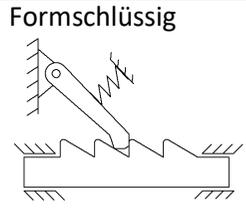
Funktionen		Lösungsvarianten					
	Nr.	1	2	3	4	5	6
Kippen	1	Translation 	Rotation 	Translation/Rotatio n 	Parallelkinematik 	Aufhängen 	Kniehebel 
	2	Winkelskala 	Lineal 	Winkelskala + Lot 	Beschleunigungssen sor 	Drehgeber 	Potentiometer 
Kippwinkel fixieren	3	Kraftschlüssig 	Formschlüssig 				

Tabelle 3-1: Morphologischer Kasten

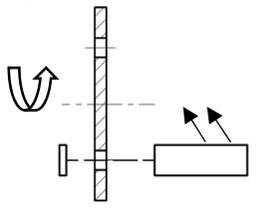
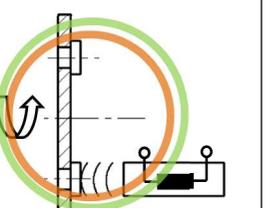
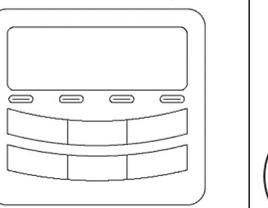
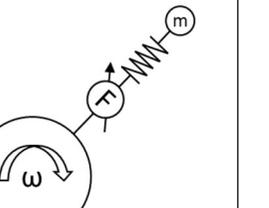
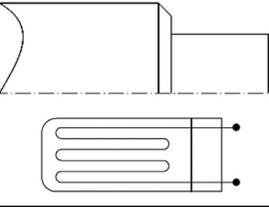
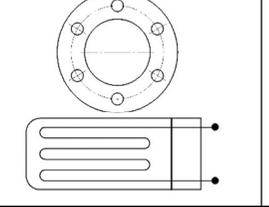
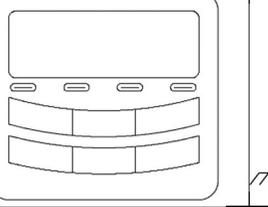
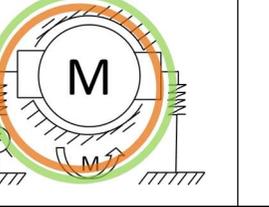
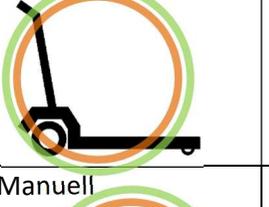
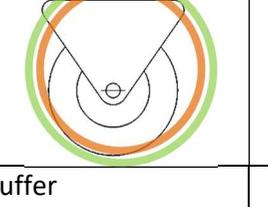
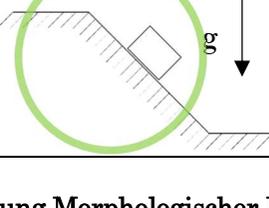
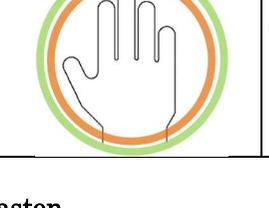
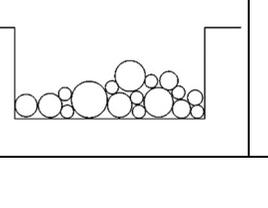
Funktionen		Lösungsvarianten					
	Nr.	1	2	3	4	5	6
Drehzahlmessung	4	<p>Optisch</p> 	<p>Induktiv</p> 	<p>Motorsteuerung</p> 	<p>Fliehkraft</p> 		
	5	<p>DMS-Antriebswelle</p> 	<p>DMS-Messflansch</p> 	<p>Motorsteuerung</p> 	<p>Kraftaufnehmer</p> 		
Mobilität	6	<p>Kran-Gehänge</p> 	<p>Hubwagen</p> 	<p>Rollend</p> 			
	7	<p>Fördertechnik</p> 	<p>Manuell</p> 	<p>Puffer</p> 			

Tabelle 3-2: Fortsetzung Morphologischer Kasten

3.2 Konzeptbildung

In Zusammenarbeit mit Professor Hafner und Herrn Kratochwill wurden aus dem in Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 dargestellten Morphologischen Kasten Teillösungen zur Umsetzung der geforderten Funktionen untersucht und zu Konzepten zusammengefasst.

Dabei wurden bereits zur Verfügung stehende Komponenten wie z.B. ein induktiver Drehzahlmesser oder der für eine Variante der Drehmomentmessung notwendige Kraftaufnehmer, berücksichtigt.

Des Weiteren wurde untersucht, welche Teillösungen von vornherein als nicht umsetzbar ausgeschlossen werden können. So wurde zum Beispiel der Aufwand der Realisierung einer Parallelkinematik zum Kippen des Bandfördererelements als zu hoch eingeschätzt und demzufolge ausgeschlossen.

Andere Teillösungen, wie zum Beispiel die Verwendung einer bereits vorhandenen Drehmomentmesswelle mussten aufgrund baulicher Einschränkungen verworfen werden. Auch wurden manche Lösungen als zur Funktionserfüllung wenig geeignet identifiziert, so zum Beispiel die indirekte Bestimmung des Drehmoments über die Motorsteuerung da hierbei große Messunsicherheiten auftreten, oder die formschlüssige Fixierung des Kippwinkels des Bandfördererelements wodurch dieser möglicherweise nicht mehr stufenlos einstellbar wäre und somit den Anforderungen nicht mehr völlig entspricht.

Den Konzepten konnten zudem mehrere Lösungen einer Funktion zugeordnet werden, ein gutes Beispiel hierzu bildet die Funktion „Mobilität“, hier können alle Gefundenen Lösungen in ein Konzept implementiert werden ohne sich dabei negativ zu beeinflussen.

Nach ausgiebiger Diskussion wurden, wie in Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 ersichtlich, zwei Konzepte aus den Teillösungen zusammengestellt. Dabei wurden die jeweils zu einem Konzept gehörigen Teillösungen mit Kreisen derselben Farbe markiert (Konzept A, Orange und Konzept B, Grün).

Die ausgewählten Konzepte wurden von den beteiligten Personen subjektiv als am vielversprechendsten bewertet und sollen im weiteren Verlauf soweit ausgearbeitet bis eine endgültige Entscheidung für ein Konzept getroffen werden kann. Hauptunterscheidungsmerkmal der beiden Konzepte ist die Umsetzung des Kippens des Bandfördererelements, daher konzentriert sich die weitere Entwicklung der Konzepte auf die Ausarbeitung der Kippmechanismen.

Es kann davon ausgegangen werden, dass, bedingt durch die ansonsten weitgehend übereinstimmende Wahl der Teillösungen, der Großteil der verbleibenden Funktionen auf ähnliche Weise realisiert werden kann. Neben einer Abschätzung der auftretenden Kräfte und der daraus ableitbaren Bauteildimensionen, soll bei beiden Konzepten der Kippmechanismus grob auskonstruiert werden. Dies soll dabei helfen mögliche Vor- und Nachteile der Konzepte zu erkennen und somit eine fundierte Auswahl des endgültigen Konzepts zu ermöglichen.

3.3 Entwurf Konzept A

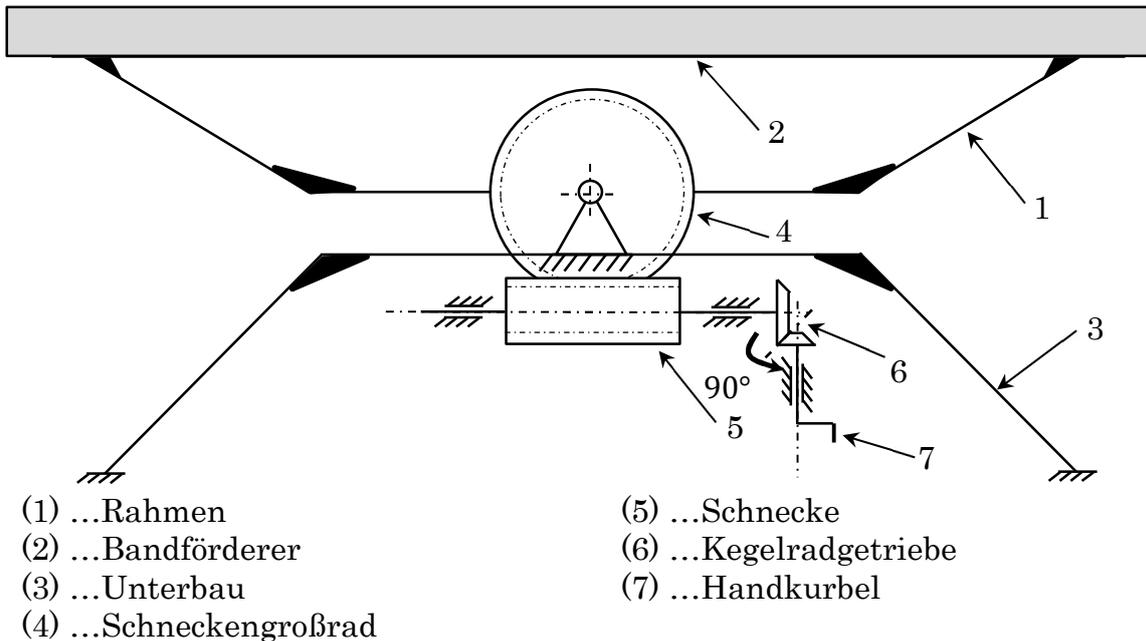


Abbildung 3-1: Konzept A

Das in Abbildung 3-1 dargestellte Konzept A, besteht im Wesentlichen aus zwei Baugruppen, einem Rahmen (1) auf dem der Bandförderer (2) fixiert wird und einem Unterbau (3).

Der Rahmen wird drehbar, mittels einer zentral unter dem Bandförderer angebrachten Welle, auf dem Unterbau gelagert. Der Kippmechanismus wird über ein, mit der Welle verbundenes, Getriebe umgesetzt, welches aus zwei Getriebestufen besteht.

Die erste Stufe bildet ein Schneckengetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von $u_{12} = 90$, wobei das Schneckengroßrad (4) auf der, den Rahmen schwenkenden, Welle sitzt. Die Schnecke (5) befindet sich unterhalb des Großrades und wird ebenfalls am Unterbau gelagert.

An der Schneckenwelle angeschlossen befindet sich die zweite Getriebestufe, welche durch zwei Kegelräder (6) gebildet wird. Der Achswinkel zwischen den beiden Kegelrädern beträgt 90 Grad wobei die Achse des kleineren Kegelrades parallel zur Achse der Schwenkwelle des Bandfördererelements verläuft. Zur besseren Darstellung der Kegelradstufe wurde diese jedoch in Abbildung 3-1 90 Grad nach unten geklappt.

Die Kegelradstufe besitzt eine Übersetzung von $u_{34} = 2$ womit sich ein Gesamtübersetzungsverhältnis von 180 ergibt. Das gewählte Übersetzungsverhältnis folgt dabei Überlegungen zur Einstellbarkeit des Kippwinkels des Bandfördererelements.

Laut Anforderungsliste muss es möglich sein den Kippwinkel auf $\pm 0,5$ Grad genau einstellen zu können, dies ist zwar theoretisch mit jeder Übersetzung möglich wird aber für den Bediener mit größerem Übersetzungsverhältnis einfacher. Die Betätigung des Kippmechanismus erfolgt über eine Handkurbel (7).

Geometrie des Schneckenrades:

Kopfkreisradius d_{a1} [mm]	230
Teilkreisradius d_1 [mm]	225
Fußkreisradius d_{f1} [mm]	218,75
Breite b_1 [mm]	40
Außendurchmesser d_{e1} [mm]	232,5
Zähnezahl z_1	90
Modul m [mm]	2,5
Achsabstand a [mm]	150

Geometrie der Schnecke:

Kopfkreisradius d_{a2} [mm]	80
Mittendurchmesser d_{m2} [mm]	75
Fußkreisradius d_{f2} [mm]	68,75
Schneckenlänge b_2 [mm]	60
Zähnezahl z_2 [Zähne]	1
Mittensteigungswinkel γ_m [Grad]	1,91

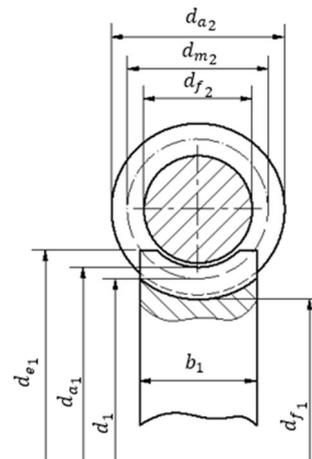


Abbildung 3-4: Geometrie des Schneckengetriebes (nach [5] S.871)

Tabelle 3-3: Geometrien des Schneckengetriebes

Von besonderem Interesse ist hierbei der Mittensteigungswinkel γ_m der Schnecke der zusammen mit dem Reibwinkel ρ' , abhängig von Materialpaarung und Schmierung, den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes bestimmt. Dieser ergibt sich bei treibender Schnecke laut ([5] S. 775) mit

$$\eta_{12} = \frac{\tan(\gamma_m)}{\tan(\gamma_m + \rho')}$$

Formel 3-1

zu $\eta_{12} \approx 0,3$ und damit ein wirkendes Drehmoment an der Schneckenwelle von $M_2 = 56,2 \text{ Nm}$. Zudem ist laut ([5] S. 775) die Bedingung für das Auftreten von Selbsthemmung von $\eta < 0,5$ erfüllt. Der Kippwinkel des Bandfördererelements kann sich, solange die Selbsthemmung nicht durch äußere Umstände wie z.B. Vibrationen aufgehoben wird, nicht selbstständig verändern.

Mithilfe des berechneten Drehmoments M_2 und dem geforderten Übersetzungsverhältnis von $u_{34} = 2$ können somit auch die auftretenden Kräfte, siehe Abbildung 3-5, und Geometrien, Tabelle 3-4, der nachfolgenden Kegelradtriebstufe ermittelt werden.

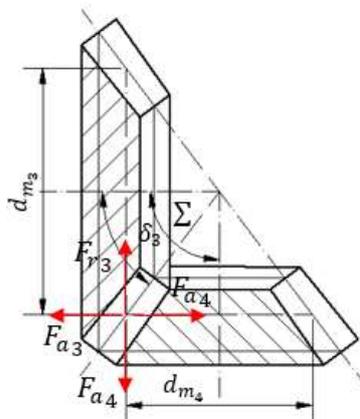


Abbildung 3-5: Kräfte am Kegelradgetriebe (nach [5] S.851)

$$\text{Umfangskraft } F_{mt} = 1123,3 \text{ N} \quad F_{a4} = F_{r3} = 182,8 \text{ N} \quad F_{r4} = F_{a3} = 365,7 \text{ N}$$

Geometrie des Kegelradgetriebes:

Achsenwinkel Σ [Grad]	90
Zähnezahlverhältnis u_{34}	2
Teilkegelwinkel δ_3 [Grad]	63,4
Teilkegelwinkel δ_4 [Grad]	26,6
Teilkegellänge R_e [mm]	65,9
Zahnbreite b [mm]	20
mittlerer Modul m [mm]	2,5
mittlerer Teilkreisdurchmesser d_{m3} [mm]	100
mittlerer Teilkreisdurchmesser d_{m4} [mm]	50
äußerer Teilkreisdurchmesser d_{e3} [mm]	113,4
äußerer Teilkreisdurchmesser d_{e4} [mm]	56,7
Zähnezahl z_3	40
Zähnezahl z_4	20

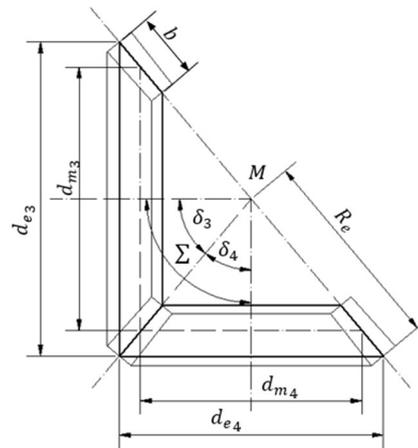


Abbildung 3-6: Geometrie der Kegelradstufe (nach [5] S.840)

Tabelle 3-4: Geometrien des Kegelradgetriebes

Mit den ermittelten Geometrien konnten erste Entwürfe erstellt und die Positionen der notwendigen Lagerungen bestimmt werden. Dies ermöglicht eine erste Abschätzung der auftretenden Lagerreaktionen. Für die Auswahl der Lagerungen sind hierbei die radialen und axialen Kräfte von Interesse.

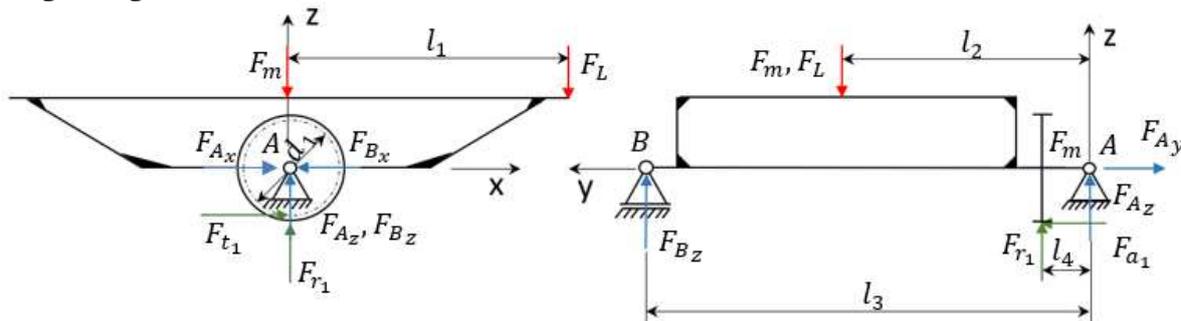


Abbildung 3-7: Freischnitt Rahmen

Abbildung 3-7 zeigt den Freischnitt des Rahmens mit den auf ihn wirkenden Kräften. Mit den aus Entwürfen gewonnenen sowie zuvor berechneten Abmessungen $l_1 = 1500\text{mm}$, $l_2 = 520\text{mm}$, $l_3 = 945\text{mm}$, $l_4 = 85\text{mm}$, $d_1 = 225\text{mm}$ ergeben sich für die Lagerstellen A und B folgende Reaktionskräfte,

Lager A:

$$F_{Ax} = -12134\text{ N}, F_{Ay} = 1497,7\text{ N}, F_{Az} = -2467\text{ N} \rightarrow F_{Ar} = 12382,2, F_{Aa} = 1497\text{ N}$$

Lager B:

$$F_{Bx} = 1199,3\text{ N}, F_{By} = 1583,51\text{ N} \rightarrow F_{Br} = 1986,1\text{ N}$$

Für den in Abbildung 3-8 dargestellten Freischnitt der Schneckenwelle ergeben sich bei angenommenen Abmessungen von $l_5 = 52,5\text{ mm}$, $l_6 = 105\text{ mm}$, $l_7 = 45\text{ mm}$, $d_{m2} 75\text{ mm}$, $d_{m3} = 100\text{ mm}$ folgende Reaktionskräfte in den Lagerstellen C und D

Lager C:

$$F_{C_y} = 653,1 \text{ N}, F_{C_z} = 6722,4 \text{ N} \rightarrow F_{C_r} = 6754 \text{ N}$$

Lager D:

$$F_{D_x} = 13699 \text{ N}, F_{D_y} = 661,8 \text{ N}, F_{D_z} = 715,6 \text{ N} \rightarrow F_{D_a} = 13699 \text{ N}, F_{D_r} = 974,5 \text{ N}$$

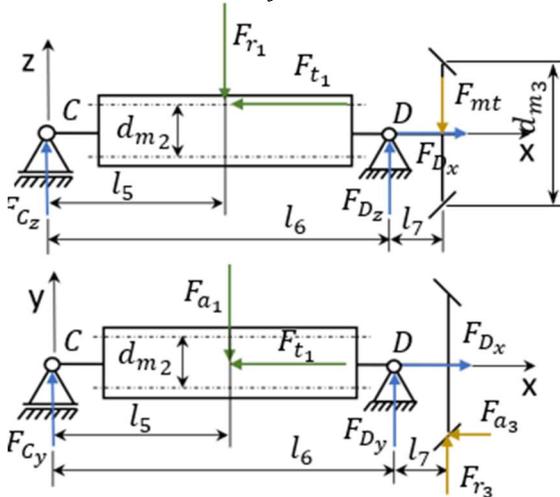


Abbildung 3-8: Freischnitt Schneckenwelle

Für den in Abbildung 3-9 dargestellten Freischnitt der Antriebswelle, also jener Welle die mittels Handkurbel angetrieben wird, ergeben sich mit den gewählten Abmessungen $l_8 = 55 \text{ mm}$, $l_9 = 30 \text{ mm}$ und $d_{m4} = 50 \text{ mm}$, die Lagerreaktionen in E und F zu,

Lager E:

$$F_{E_x} = 152,4 \text{ N}, F_{E_z} = -936,1 \text{ N} \rightarrow F_{E_r} = 948,4 \text{ N}$$

Lager F:

$$F_{F_x} = -518,1 \text{ N}, F_{F_y} = 182,8 \text{ N}, F_{F_z} = -2059,38 \text{ N} \rightarrow F_{E_a} = 182,8 \text{ N}, F_{D_r} = 2123,6 \text{ N}$$

$$M_H = -28,1 \text{ Nm}$$

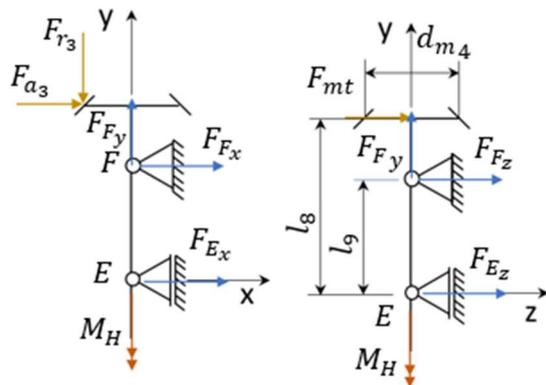


Abbildung 3-9: Freischnitt Antriebswelle

Das Haltemoment M_H , entspricht dem Drehmoment, dass bei Aufhebung der Selbsthemmung nötig wäre um das Bandfördererelement bei angenommenem Lastfall in seiner Position zu halten und wird als Randbedingung bei der Gestaltung einer zusätzlichen Fixierung des Kippwinkels herangezogen.

3.3.2 Anmerkungen zu Konzept A



Abbildung 3-10: Grobkonstruktion Konzept A

Abbildung 3-10 zeigt den vorläufigen Entwurf des Konzepts A, dieser dient zur Veranschaulichung bzw. Identifizierung von Aspekten die bei der späteren Bewertung der ausgearbeiteten Konzepte berücksichtigt wurden und werden im Folgenden kurz beschrieben.

1. Fertigung und Montage

Bedingt durch das theoretisch mögliche hohe Drehmoment bei maximaler Beladung ist, bei derzeitigem Stand, eine Sonderanfertigung des Schneckengetriebes notwendig, dem gegenüber steht jedoch eine große Anzahl an zukaufbaren Komponenten sowie die bereits am Institut vorhandene Aluprofile welche nur noch Zugeschnitten werden müssen.

Die Anzahl der Teile die aufgrund notwendiger CNC-Bearbeitungen oder Längenüberschreitung extern vergeben werden müssen konnte bei derzeitigem Stand mit vier relativ geringgehalten werden.

Die Konstruktion erlaubt in Grenzen den Ausgleich von Fertigungsungenauigkeiten.

Die Montage des Rahmens am Unterbau bzw. das Einstellen des Schneckenradgetriebes könnten sich jedoch als schwierig erweisen, da der Rahmen mit samt des Bandfördererelements mittels Krans auf dem Unterbau platziert werden muss.

2. Platzbedarf

Breite und Länge des Prüfstandes sind durch die Abmessungen des Bandfördererelements Großteils vorgegeben, bedingt durch die Anforderung eines einstellbaren Kippwinkels von mindestens 40 Grad und der Länge des Bandförderers, ist es erforderlich den Bandförderer auf einer Mindesthöhe von ca. 1100 mm (Distanz zwischen Boden und der Oberkante des Bandförderers in horizontaler Lage) zu platzieren, wodurch unterhalb des Bandförderers ein großer ungenützter Raum entsteht.

3. Kräfte

Wie bereits bei der Entwurfsberechnung in Abschnitt 3.3.1 erwähnt, wäre bei entsprechender Gestaltung des Rahmens ein Wuchten des Gesamtschwerpunkts von Rahmen und Bandförderer in die Schwenkachse möglich, sodass beim Einstellen des Kippwinkels nur ein Minimum an Kraft bzw. Drehmoment erforderlich wäre.

Die auftretenden Kräfte in den Getriebestufen wären dadurch hauptsächlich von der Beladung des Bandfördererelements abhängig.

Durch die für das Wuchten notwendigen Gewichte ergibt sich jedoch eine signifikante Gewichtszunahme des Prüfstandes.

4. Kosten

Sind zum derzeitigen Zeitpunkt nur schwer abzuschätzen. Durch die vermutlich notwendige Sonderanfertigung wird das Schneckenradgetriebe einen Großteil der Kosten ausmachen.

5. Recycling

Es ist davon auszugehen, dass beim Schneckenradgetriebe wie auch beim Kegelradgetriebe keine Wiederverwendung gefunden werden kann, selbiges gilt für die zu fertigenden Dreh- und Frästeile. Für Zukaufteile wie Handkurbel, Spannsätze oder Lagereinheiten und insbesondere der verwendeten Aluprofile ist eine Wiederverwendung in zukünftigen Projekten durchaus denkbar.

6. Kinematik

Durch das Schwenken des Bandförderers um seine Mitte ist es möglich eine Förderbandseite bis zum Boden abzusenken, jedoch sind die Positionen der Zu- und Abführungsseite nicht unabhängig voneinander. Beide Enden des Bandförderers wandern in Abhängigkeit vom Kippwinkel auf einer Kreisbahn wodurch die Anwendbarkeit in Förderstrecken stark eingeschränkt wird.

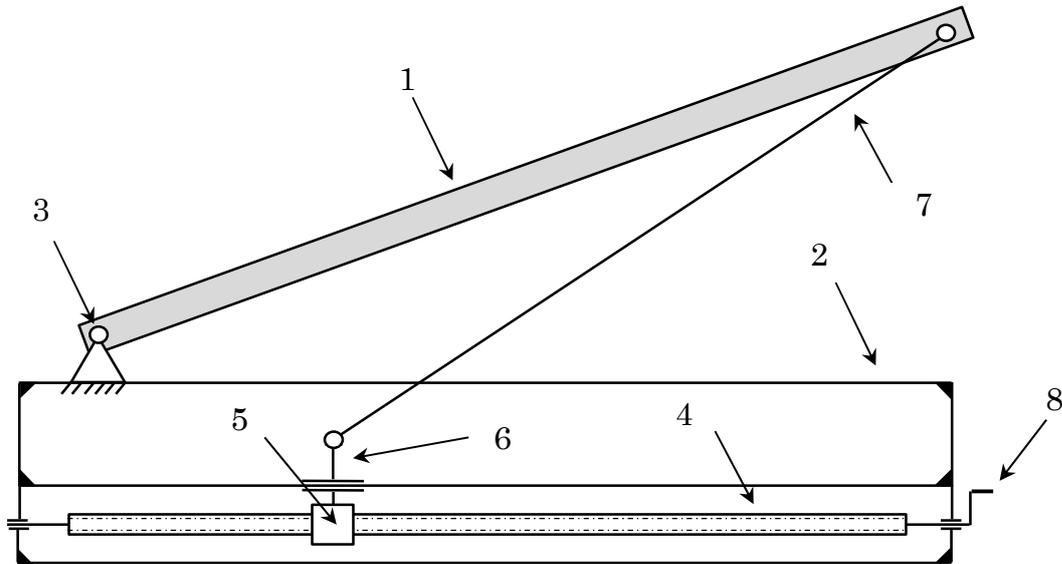
7. Sicherheit

Durch die auftretende Selbsthemmung im Schneckengetriebe ist eine plötzliche Änderung des Kippwinkels nicht möglich, sodass das Handtieren am Prüfstand bei stillstehendem Förderband als sicher angenommen werden kann. Ein Klemmen von Körperteilen in den Getriebestufen ist theoretisch möglich, da diese aber per Hand angetrieben werden muss dafür jedoch ein gewisses Maß an Vorsatz bestehen.

8. Bedienung

Wie gefordert erfolgt das Verstellen des Kippwinkels per Hand. Die dafür notwendige Kurbel konnte in einer für den Bediener leicht zu erreichenden Position angebracht werden.

3.4 Entwurf Konzept B



- | | |
|-----------------------------|----------------------------|
| (1) ...Bandförderer | (5) ...Trapezgewindemutter |
| (2) ...Unterbau | (6) ...Lagerböcke |
| (3) ...Stehlagereinheit | (7) ...Streben |
| (4) ...Trapezgewindespindel | (8) ...Handkurbel |

Abbildung 3-11: Konzept B

Bei Konzept B beruht der Kippvorgang, wie in Abbildung 3-11 dargestellt, auf einem Kniehebelmechanismus dessen Hauptbestandteile der Bandförderer (1) und der Unterbau (2) bilden.

Der Bandförderer wird dabei schwenkbar auf Höhe seiner Umlenkrolle mittels zweier Stehlagereinheiten (3) am Unterbau gelagert.

Das Aufstellen des Bandfördererelements erfolgt über einen Bewegungsspindeltrieb, bestehend aus einer Trapezgewindespindel (4) mit dazugehöriger Mutter (5) und zweier, sich mit der Mutter mitbewegenden und mittels Führungsschienen geführten, Lagerböcken (6).

Die Bewegung der Lagerböcke wird mittels zweier Streben (7) auf das Bandfördererelement übertragen wodurch dieses eine Kippbewegung erfährt.

Der Spindeltrieb wird dabei durch eine Handkurbel (8) betätigt.

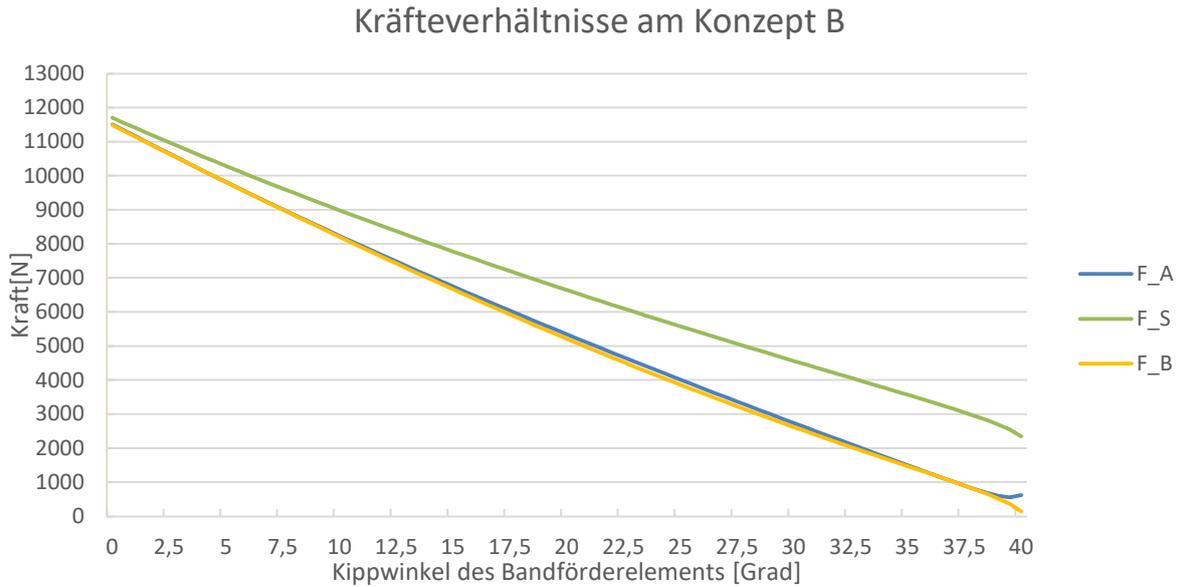


Abbildung 3-13: Kräfteverhältnisse am Konzept B

Wie zu erwarten treten die Maxima der Kräfte bei $\alpha = 0 \text{ Grad}$ im Moment des Abhebens des Bandförderers von seiner Auflage auf. Zu erwarten deshalb, da Last- und Gewichtskraft nicht mehr von der Auflage des Bandförderers übernommen werden und ihre Hebelarme um den Schwenkpunkt A maximal sind. Die Höhe der Maxima hängt dabei entscheiden vom Anfangswert des Winkels β , ab. Dies ist beispielhaft an der Strebenkraft F_S , siehe Formel 3-2 gut zu erkennen.

$$F_S = \frac{\cos(\alpha) \cdot (F_m \cdot l_3 + F_L \cdot l_1)}{\sin(\beta - \alpha) \cdot l_2} \tag{Formel 3-2}$$

$$\sin(\beta) = \frac{l_2 \cdot \sin(\alpha) + l_5}{l_4}$$

mit,

$$l_4 = \frac{\sin(\alpha_{max}) \cdot l_2 + l_5}{\sin(\beta_{max})}$$

l_4 Strebenlänge

ergibt sich

$$\sin(\beta) = \frac{(l_2 \cdot \sin(\alpha) + l_5) \cdot \sin(\beta_{max})}{l_2 \cdot \sin(\alpha_{max}) + l_5} \tag{Formel 3-3}$$

α_{max} Maximaler Kippwinkel der Bandförderers (40 Grad)

β_{max} Strebenwinkel bei α_{max} (nahe 90 Grad)

Der Winkel β wird von den Abmessungen l_5 und l_2 bestimmt, siehe dazu Formel 3-3 welche mittels einer Optimierungsrechnung so festgelegt wurden, dass bei einer minimalen Länge von l_5 , und dadurch minimaler Bauhöhe des Prüfstandes, die auf die Spindellagerung wirkenden Axialkraft F_B , die statische axiale Tragzahl des gewählten Spindellagers FK30 von 13,6 kN [6], nicht überschreitet. Die Tragzahl der Spindellagerung bestimmt somit die minimale Bauhöhe des Sonderprüfstandes.

Der Spindeltrieb wurde des Weiteren auf das Auftreten von Selbsthemmung untersucht.

Passend zu gewählten Spindellagerung FK30 wurde eine Trapezgewindespindel Tr40x7 mit dazugehöriger Mutter aus Rotguss gewählt. Für die gewählten Abmessungen der Spindel ergibt sich ein Steigungswinkel von 3,5 Grad. Der statische Reibwert zwischen Spindel und Mutter im geschmierten Zustand liegt laut Datenblatt [7] bei 0,1 was einem Reibwinkel von ca. 5,7 Grad entspricht. Der Reibwinkel ist größer als der Steigungswinkel, somit tritt im Spindeltrieb Selbsthemmung auf was, wie schon bei Konzept A, zur Folge hat, dass sich der Kippwinkel des Bandfördererelements, so lange die Selbsthemmung nicht durch äußere Umstände aufgehoben wird, nicht selbstständig verändert.

3.4.2 Anmerkungen



Abbildung 3-14: Grobkonstruktion Konzept B

Abbildung 3-14 zeigt einen ersten Entwurf des Konzepts B der, wie bei Konzept A, beim Aufzeigen der Eigenschaften des Konzepts unterstützend wirken soll. Im Folgenden werden diese Eigenschaften kurz beschrieben.

1. Fertigung und Montage

Ein Großteil der für Konzept B benötigten Teile kann zugekauft oder in der institutseigenen Werkstätte gefertigt werden.

Die Anzahl der Teile die eine CNC-Bearbeitung erfordern konnte mit derzeitigem Stand mit zwei, relativ geringgehalten werden.

Viele Teile sind auf Aluprofilen montiert, dies bietet die Möglichkeit, im Falle des Auftretens von Fertigungsungenauigkeiten, die Position der Teile entsprechend anpassen zu können und somit eine einfache Montage des Prüfstandes ermöglicht

2. Platzbedarf

Durch seine flache Bauform bei horizontaler Lage des Bandförderers ergibt sich ein geringer Platzbedarf.

3. Kräfte

Die auftretenden Kräfte beschränken die minimale Höhe des Prüfstands. Als kritisches Bauteil wurde hierbei die Festlagereinheit der Bewegungsspindel identifiziert, dessen statische Tragfähigkeit eine weitere Reduktion der Bauhöhe des Prüfstands verhindert. Des Weiteren sind die Streben auf Knickung nachzurechnen, da ein Versagen dieser die Funktion des Förderbandes entscheiden beeinträchtigen würde.

4. Kosten

Durch den hohen Anteil von Katalog und Normteilen werden die Kosten als geringgeschätzt.

5. Recycling

Durch den großen Anteil von Zukaufteilen, sowie durch die verbleibenden Längen eines Großteils der verwendeten Aluprofile, die somit im Bedarfsfall weiter zugeschnitten werden können, wird das Wiederverwendungspotential des Konzepts B als sehr hoch eingeschätzt.

6. Kinematik

Das Kippen des Förderbandes erfolgt genau um die Achse der Umlenkrolle, daher erfährt nur ein Ende des Bandförderers eine translatorische Bewegung. Dies ermöglicht eine freie Wahl der Förderhöhe. Zudem sind beide Enden des Bandfördererelements frei zugänglich womit eine Einbindung in Förderstrecken unkompliziert möglich ist.

7. Sicherheit

Durch das Auftreten von Selbsthemmung im Bewegungsspindeltrieb ist eine plötzliche Veränderung des Kippwinkels nicht möglich. Bei einer unzulässig hohen Beladung des Bandförderers könnte jedoch an den Stellen Knickung auftreten, was besonders bei größeren Kippwinkeln ein Gefahrenpotential darstellt.

8. Bedienung

Bei derzeitigem Stand ist der Zugang zur Handkurbel, besonders bei geringem Kippwinkel nur umständlich möglich da sich diese unter dem Förderband befindet.

3.5 Konzeptauswahl

Um eine objektive Auswahl des weiter zu verfolgenden Konzept zu ermöglichen wurde die technische Wertigkeit nach VDI 2225 der beiden Konzepte ermittelt. Diese ergibt sich, laut ([1] S. 241), mit den in Tabelle 2-3 gewichteten Bewertungskriterien g_i wie folgt,

$$W_t = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot g_i}{P_{\max} \cdot \sum_{i=1}^n g_i} \quad \text{Formel 3-4}$$

Dabei entspricht P_i der von der Lösungsvariante erreichten Punktzahl bezüglich des i -ten Bewertungskriteriums. Diese kann zwischen 0 und 4 liegen wobei der Wert 0 eine Lösung hinsichtlich des Bewertungskriteriums i als unbefriedigend einstuft und somit eine weitere Verfolgung der Lösung abgebrochen werden kann. Der Wert 4 wird für ein sehr gutes bzw. ideales Erreichen der an die Lösung gestellten Anforderungen vergeben und entspricht in weiterer Folge P_{\max} .

Die Technische Wertigkeit entspricht demzufolge einem Vergleich einer gefundenen Lösung zu einer theoretischen, idealen Lösung und liefert somit Aussagen über den, von einer Lösung erreichten, Erfüllungsgrad bezüglich der an sie gestellten Anforderungen. Zur Einteilung von Konzepten hinsichtlich der von Ihnen erreichten technischen Wertigkeit schlägt ([1] S. 241) folgende Wertebereiche vor,

$$\begin{aligned} W_t &\geq 0,8 && \rightarrow \text{Sehr gute Lösung} \\ 0,6 < W_t < 0,8 && \rightarrow \text{Gute Lösung} \\ W_t &\leq 0,6 && \rightarrow \text{unbefriedigende Lösung, muss überarbeitet oder verworfen werden} \end{aligned}$$

Damit können technisch unzureichende Lösungen schnell gefunden und Fehlentwicklungen vermieden werden.

Bewertungsliste						
Ziel: Prüfstand für den Lehrbetrieb						
Werteskala nach VDI 2225 mit Punktevergabe P von 0 bis 4: 0 = unbefriedigend, 1 = gerade noch tragbar, 2 = ausreichend, 3 = gut, 4 = sehr gut						
Bewertungskriterien aus Planungsphase. Gewichtung der Bewertungskriterien folglich Paarweiser Vergleich unter Punkt 2.3						
Konzeptvarianten			A		B	
Nr.	Bewertungskriterium	g	P	P*g	P	P*g
1	Platzbedarf	0,06	2	0,12	3	0,18
2	Funktion	0,11	4	0,42	4	0,42
3	Sicherheit	0,12	4	0,46	3	0,35
4	Fertigungsaufwand	0,09	3	0,17	3	0,26
5	Montage	0,08	2	0,17	4	0,33
6	Recycling	0,08	2	0,16	3	0,24
7	Bedienungsfreundlich	0,09	4	0,35	2	0,26
8	Kosten	0,07	3	0,15	3	0,22
9	Wartung	0,06	4	0,23	4	0,23
10	Mobilität	0,07	4	0,27	4	0,27
11	Kräfte	0,05	2	0,10	3	0,14
12	Kinematik	0,09	2	0,28	4	0,37
13	Masse	0,04	2	0,13	3	0,13
				0		0
				0		0
Summe		1,00	36	2,79	43	3,41
Technische Wertigkeit			0,73		0,83	
Technische Wertigkeit mit Gewichtung				0,76		0,83
Rangfolge				2		1

Tabelle 3-5: Konzeptauswahl

In Tabelle 3-5 wurden die technischen Wertigkeiten der Konzepte A und B ermittelt. Beide Konzepte konnten dabei hohe Werte erzielen, jedoch mit leichten Vorteilen für Konzept B, welches sich, insbesondere durch seine Kinematik, die eine freie Wahl der Förderhöhe erlaubt und der einfachen Montage, gegenüber Konzept A durchsetzen konnte.

Konzept B wurde demnach für die weitere Entwicklung freigegeben.

4 Gestaltung und Ausarbeitung

Das Kapitel Konzeptfindung und Entwurf beschäftigte sich mit der Suche nach einem möglichst breiten Lösungsfeld zur Realisierung der geforderten Funktionen des Prüfstandes. Aus diesem Lösungsfeld wurden zwei Konzepte zusammengestellt, grob ausgearbeitet und bewertet. Das sich dabei durchgesetzte Konzept wurde daraufhin für die weitere Entwicklung freigegeben. Dabei wurde dieses iterativ immer weiter verbessert bis schlussendlich ein zufriedenstellendes Ergebnis gefunden wurde. Das Kapitel Gestaltung und Ausarbeitung beschäftigt sich nun mit der Vorstellung des in Abbildung 4-1 auskonstruierten Sonderprüfstands. Im weiteren Verlauf wird auf die einzelnen Module zur Funktionserfüllung eingegangen. Kritische Bauteile wie Lagerungen und Spindeltrieb wurden einer Festigkeitsüberprüfung unterzogen, welche im Appendix unter Punkt 8.1.3 nachgelesen werden kann. Vom entwickelten Prüfstand wurden Zusammenstellungs- sowie Fertigungszeichnungen erstellt und zusammen mit den Datenblättern der Zukaufteile der Werkstätte übergeben. Weiters wurden eine Bauteilliste sowie eine Liste der benötigten Zukaufteile erstellt, diese sind ebenfalls im Appendix unter Punkt 8.3 zu finden. Den Abschluss des Kapitels bildet eine im Zuge der Konstruktion durchgeführte Gefährdungsanalyse.

4.1 Konstruktionsvorstellung

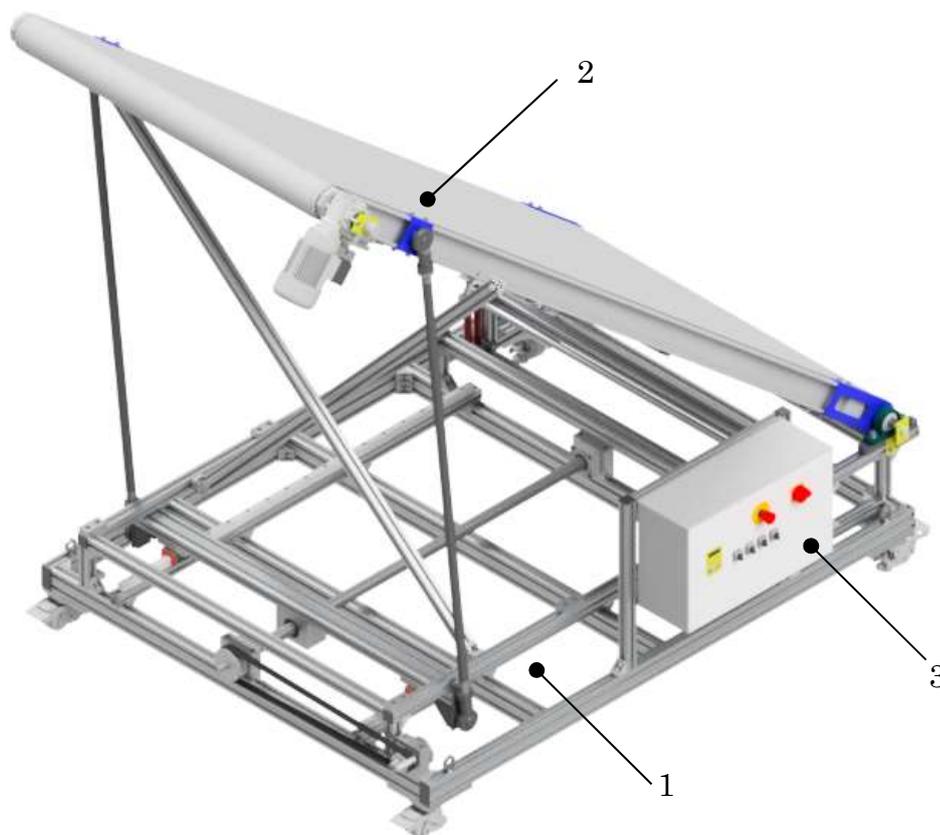


Abbildung 4-1: Isometrische Darstellung des Sonderprüfstands

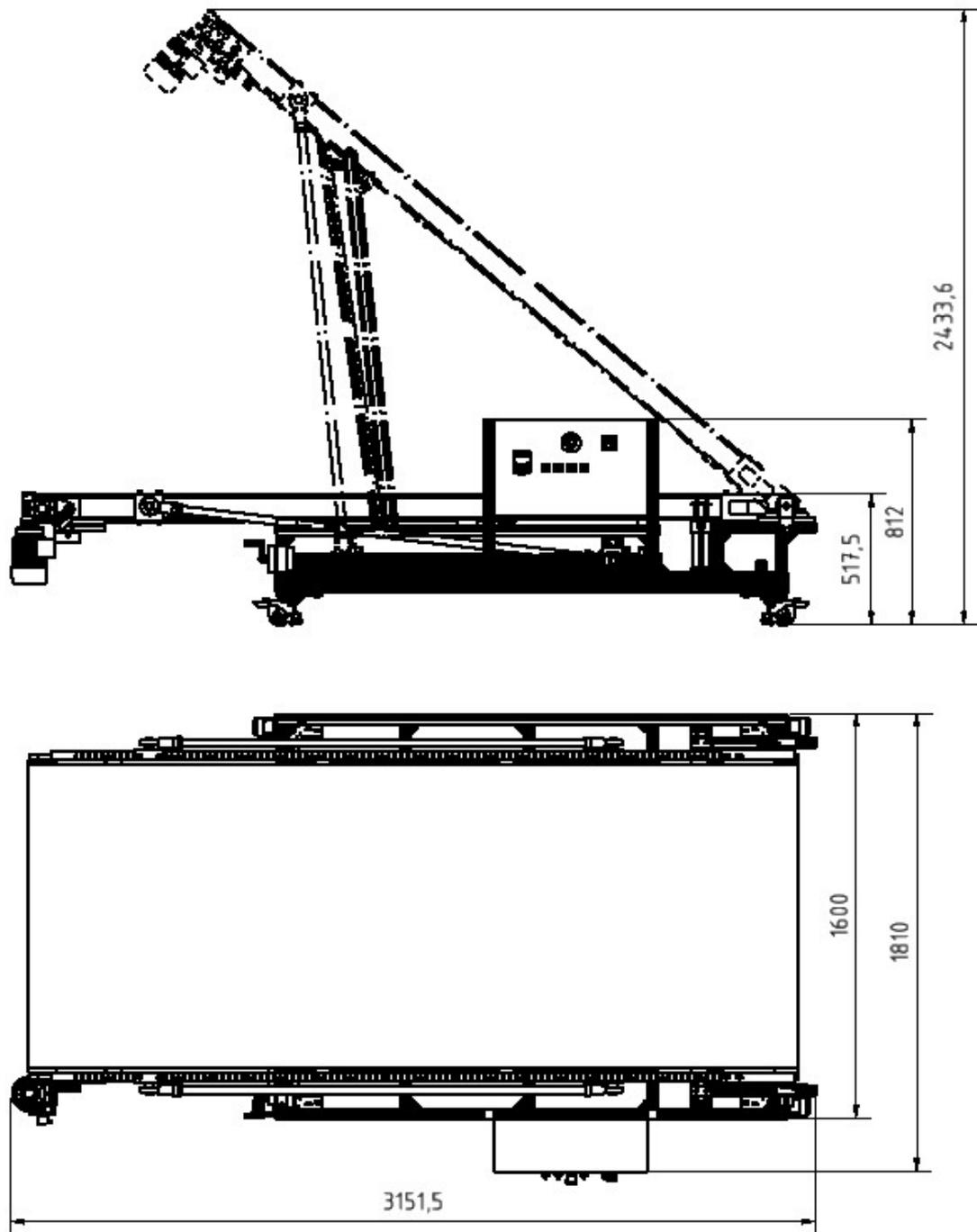


Abbildung 4-2: Hauptabmessungen des Sonderprüfstands

Die Abbildung 4-2 zeigt die Hauptabmessungen des Sonderprüfstandes, dabei wurden die beiden Extremlagen des Bandförderelements, also in horizontaler Lage, sowie bei einem Kippwinkel von 40 Grad (gestrichelt) dargestellt. Das Gesamtgewicht des Bandförderers liegt bei ca. 327,5 kg, wobei 182 kg auf das ursprüngliche Bandförderelement entfallen.

Der in Abbildung 4-1 dargestellte Sonderprüfstand besteht im Wesentlichen aus drei Baugruppen, dem Bandförderelement, Position 1, dem Unterbau, Position 2, und dem Schaltschrank mit der Position 3, diese sollen nun im Detail vorgestellt werden.

4.1.1 Bandförderelement



Abbildung 4-3: Module der Bandfördereinheit

Das bereits vorhandene Bandförderelement musste für das gewählte Konzept adaptiert werden. Jedoch war es dabei nicht erlaubt dieses zu zerlegen. Aufgrund seiner Größe war es dadurch nicht möglich das Bandförderelement, bzw. dessen Komponenten mittels Werkzeugmaschinen zu bearbeiten. Folglich mussten die durchzuführenden Adaptionen geringfügig und mit Handwerkzeugen zu bewerkstelligen sein.

Aufhängung (blau)

Für die Verbindung mit dem Unterbau mussten vier Schwenkzapfen seitlich des Bandförderers montiert werden, wobei die Achsen zweier Schwenkzapfen mit der Drehachse der Umlenkrolle des Bandförderers zusammenfallen mussten. Aufgrund oben genannter Einschränkungen konnten diese nicht direkt am Bandförderelement angebracht werden, sondern mussten zunächst mit Blechteilen, in Abbildung 4-3 blau hervorgehoben, ausgestattet mit Befestigungslaschen, verschweißt werden. Diese konnten dann mit dem Seitenblech des Bandförderelements an der gewünschten Position verschraubt werden.

Bei der Gestaltung der Blechteile an der Umlenkrolle war darauf zu achten den Zugang zu den Spannschrauben des Fördergurtes nicht zu blockieren, somit mussten Ausnehmungen vorgesehen werden.

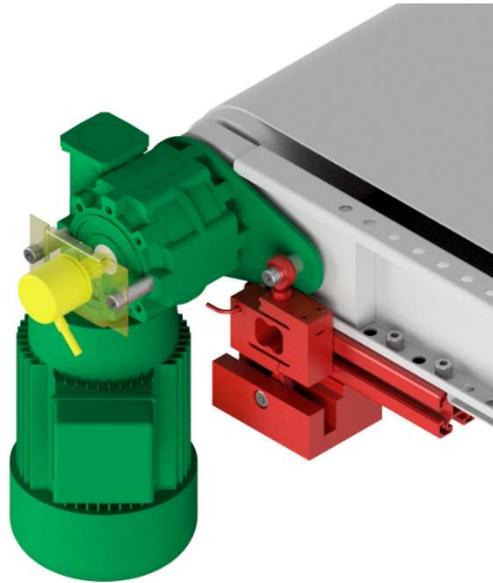


Abbildung 4-4: Antriebseinheit, Drehzahl und Drehmomentmessung

Antriebseinheit (grün)

Die Antriebseinheit des Bandfördererelements, in Abbildung 4-4 grün dargestellt, besteht aus einem 4-Poligen Asynchronmotor des Typs IN71B4 der Firma NeriMotori S.R.L. und einer Schneckengetriebestufe des Typs SFK50P25 der Firma Tramec Getriebe GmbH. Beide Komponenten wurden, zusammen mit dem Bandfördererelement im Zuge eines Vorgängerprojekts von der Firma KRAUS Betriebsausstattung und Fördertechnik GmbH zugekauft.

Motor und Getriebe sind am Bandförderende auf die Antriebswelle des Bandfördererelements aufgesteckt.

Das vom Getriebe zur Verfügung gestellte Drehmoment wird dabei über eine Passfederverbindung übertragen. Dieses Drehmoment, sowie die Drehzahl soll während des laufenden Betriebes des Bandförderers gemessen werden.

Drehzahlmessung (gelb)

Die Drehzahlmessung an der Antriebswelle erfolgt über den Tachogenerator KDT2-1,5 B14 der Firma Thalheim, in Abbildung 4-4 gelb eingefärbt, dargestellt. Der Drehzahlmesser ist dabei mittels eines Halteblechs und zwei Distanzhaltern am Getriebe befestigt. Die Verbindung zwischen Antriebswelle und der Welle des Drehzahlmessers erfolgt über einen in die Antriebswelle verschraubten Zapfen und einer Kreuzschieberkupplung um einen Radialen Versatz der Wellen ausgleichen zu können.

Drehmomentmessung (rot)

Das Schema der Drehmomentmessung ist in Abbildung 4-5 dargestellt.

Dabei wird das Moment der Antriebseinheit über einen Kraftaufnehmer der am Bandförderer befestigt ist, in Abbildung 4-4 rot eingefärbt, mit definiertem Hebelarm abgestützt und kann somit über die gemessene Kraft berechnet

werden. Ein schwerwiegender Nachteil dieser Methode entsteht jedoch durch die Einflussnahme der Schwerkraft, so wird durch die Gewichtskraft der Antriebseinheit und deren Hebelarm vom Schwerpunkt zur Achse der Antriebswelle des Bandförderers, der Kraftaufnehmer vorbelastet. Dies erweist sich besonders beim Kippen des Bandfördererelements als störend, da sich der Hebelarm der Gewichtskraft je nach Kippwinkel des Bandfördererelements ändert. Der Kraftaufnehmer muss bei jeder Kippwinkeländerung neu referenziert werden bzw. das, durch die Schwerkraft verursachte Drehmoment, herausgerechnet werden, siehe dazu Formel 4-1.

Der ausgewählte Kraftaufnehmer S2M/500N-1 der Firma HBM besitzt einen Nennkraftbereich von 500N liefert bis zu seiner maximalen Gebrauchskraft von 150 % [8] des Nennkraftbereichs zuverlässige Werte.

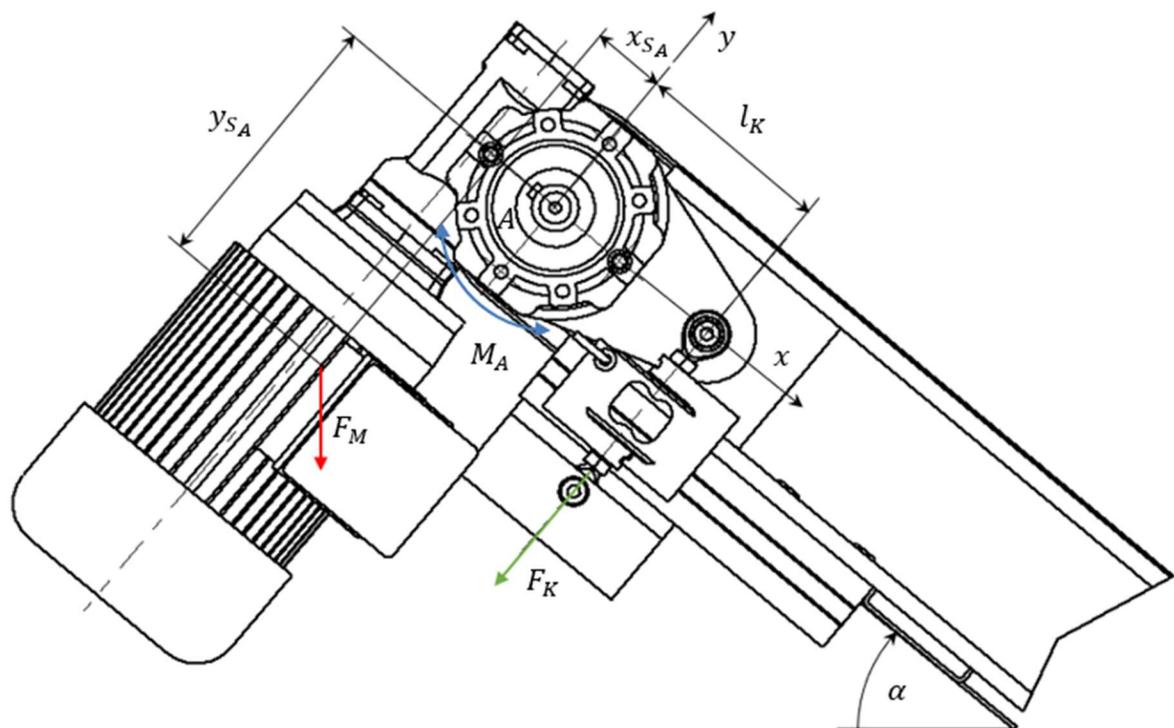


Abbildung 4-5: Schema der Drehmomentmessung

Das Momentengleichgewicht um die Antriebsachse ergibt sich folgendermaßen,

$$\Sigma \mathbf{M}_A = 0 = \mathbf{F}_M * (\cos(\alpha) * x_{SA} + \sin(\alpha) * y_{SA}) - \mathbf{F}_K * l_K + \mathbf{M}_A \quad \text{Formel 4-1}$$

M_A Antriebsdrehmoment

F_M Gewichtskraft der Antriebseinheit

F_K Gemessene Kraft am Kraftaufnehmer

x_{SA}, y_{SA} Schwerpunktskoordinaten der Antriebseinheit

l_K Hebelarm des Kraftaufnehmers

α Kippwinkel des Bandfördererelements

Mit einer Gewichtskraft von ca. 95 N und den Schwerpunktkoordinaten $x_{S_A} = 35 \text{ mm}$ und $y_{S_A} = 137 \text{ mm}$ (aus CAD-Daten gemessen) der Antriebseinheit bei einem Kippwinkel von $\alpha = 40 \text{ Grad}$, sowie einem maximal übertragbaren Drehmoment von 65,8 Nm ([9] S. 20) ergibt sich bei einer definierten Hebelarmlänge von $l_K = 100 \text{ mm}$ eine maximale Last am Kraftaufnehmer von 743 N, was noch im zulässigen Bereich des Kraftaufnehmers liegt.

4.1.2 Unterbau

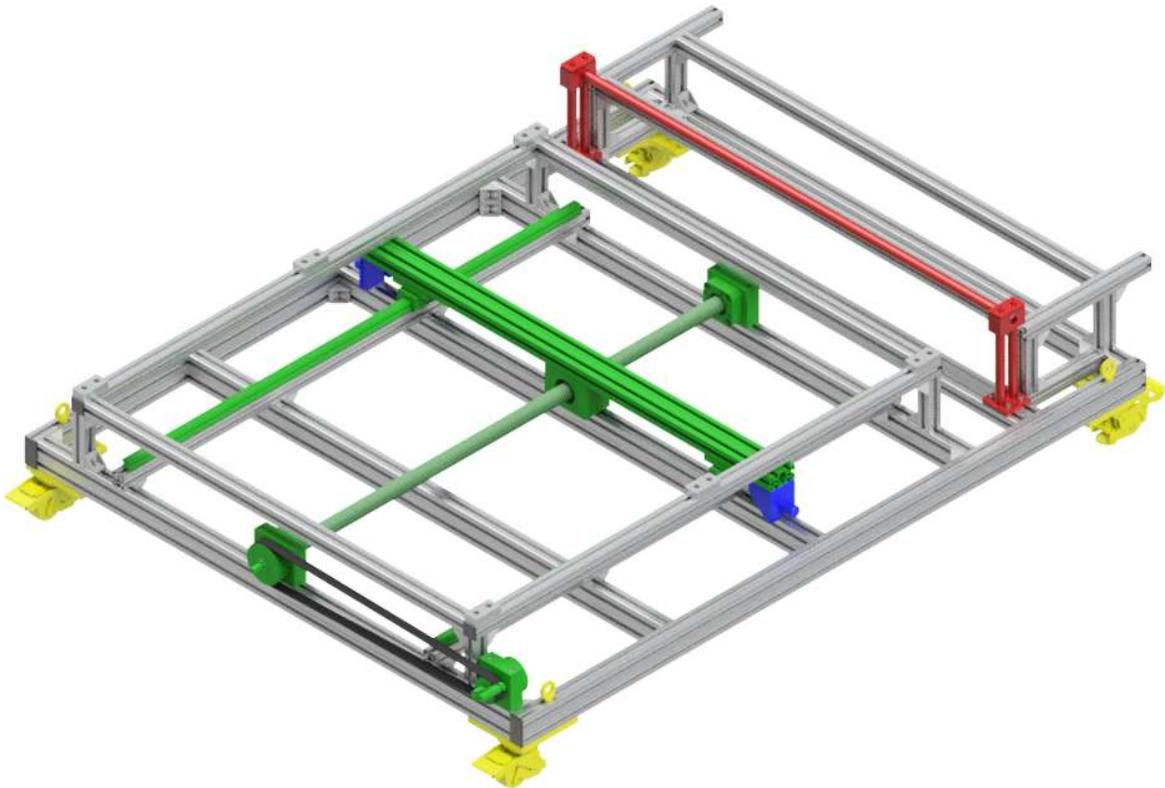


Abbildung 4-6: Module des Unterbaus

Rahmenkonstruktion (grau)

Die Rahmenkonstruktion, in Abbildung 4-6 grau dargestellt, bildet das Gerüst des Prüfstandes. Für einen stabilen Untergrund sorgen 40x80 Aluminiumprofile darauf aufbauend wurde die Auflage des Bandförderers sowie die Auflage der Führungsschienen mit 40x40 Aluminiumprofilen realisiert. Bei der Gestaltung der Rahmenkonstruktion wurde darauf geachtet bereits am Institut vorhandene Profile zu verwenden. Die Länge der Auflage des Bandförderers wurde so bemessen, dass bei maximalem Kippwinkel eine Anbindung von zusätzlicher Fördertechnik an das Bandfördererelement ohne Kollision mit dem Rahmen möglich ist.

Spindeltrieb (grün)

Der Spindeltrieb, in Abbildung 4-6 Grün eingefärbt, besteht aus einer rechtsgängigen Trapezgewindespindel Tr40x7 mit dazugehöriger Mutter. Die Spindel wird über zwei Flanschlagereinheiten, der Festlagereinheit FK30 und

der Loslagereinheit FF30, gelagert. Die Flanschlagereinheiten sind dabei über Aluminiumlagerböcke auf dem Unterbau montiert.

Die Mutter wird über ein Aluminiumprofil mittels Führungswägen und Führungsschienen längs der Trapezgewindespindel geführt. Diese befinden sich nahe an den Aufhängepunkten der Streben, welche in Abbildung 4-6 blau dargestellt sind, um diese zu versteifen. Zudem verhindern die Führungen ein Verwinden des Aluprofils so dass ein sauberer Lauf des Spindeltriebs gewährleistet werden kann.

Der Spindeltrieb wird über eine Handkurbel angetrieben, dabei besteht die Möglichkeit die Trapezgewindespindel direkt anzutreiben, oder, bei kleinen Winkeländerungen hilfreich, über einen Riementrieb. Durch die Verwendung von bereits am Institut vorhandener Riemenräder ergibt sich dabei eine Untersetzung von 0,625.

Das Antriebsrad des Riementriebes wird dabei über einen Aluminiumlagerbock gelagert, wobei die Möglichkeit besteht die Welle des Antriebsrades mittels eines Spannsatzes zu blockieren und somit den Kippwinkel zu fixieren. Für das Spannen des Riementriebes wird der Aluminiumlagerbock zunächst am Rahmen nur leicht vormontiert, so dass ein Verschieben dessen noch möglich ist. Gespannt wird der Riemen durch eine Schraube die durch das, sich seitlich vom Lagerbock befindliche, Aluminiumprofil geschraubt wird. Erst dann wird der Lagerbock festgezogen.

Federmodul (rot)

Zweck des Federmoduls, in Abbildung 4-6 rot dargestellt, ist die Reduzierung der Bauhöhe des Sonderprüfstands.

Wie bei der Vorstellung des Konzeptes B unter Punkt 3.4 bereits erwähnt, wird ein Absenken des Bandförderers durch das Auftreten hoher Bauteilbelastungen, insbesondere in der Festlagereinheit FK 30 bei kleinen Kippwinkeln verhindert. Durch das Federmodul wirkt eine zusätzliche Stützkraft auf den Bandförderer, sodass die Belastungen in den Streben bzw. der Spindellagerung reduziert werden konnten bzw. der Bandförderer um ca. 200 mm im Vergleich zu Konzept B, abgesenkt werden konnte. Abbildung 4-7 zeigt einen Vergleich der auf die Bewegungsspindel wirkenden Axialkräfte über den Kippwinkel mit und ohne Federmodul.

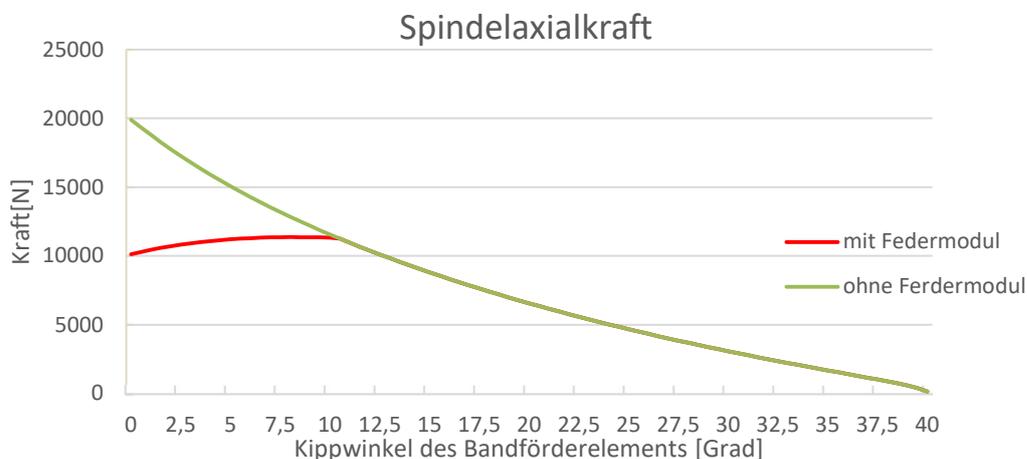


Abbildung 4-7: Vergleich der Spindelaxialkräfte

Durch das Federmodul konnte der hier exemplarisch dargestellte Verlauf der Spindelaxialkraft entscheiden abgeflacht werden. Das Federmodul wirkt dabei, bedingt durch den maximalen Federweg, bis zu einem Kippwinkel von ca. 10,5 Grad unterstützend.

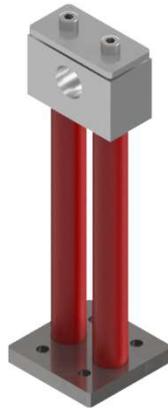


Abbildung 4-8: Federelement

Das Federmodul besteht aus zwei Federelementen die über ein Formrohr miteinander verbunden sind. Über das Formrohr wird die Federkraft auf das Bandfördererelement übertragen. Jedes Federelement besteht aus einer Grundplatte, zwei Schraubendruckfedern, in Abbildung 4-8 schematisch als rote Zylinder dargestellt, einem Druckstück welches über zwei Führungsstäbe geführt wird und einem abschließenden Verbindungsblech.

Kranaufhängung und Rollen (gelb)

Für die geforderte Mobilität des Sonderprüfstandes sorgen die in Abbildung 4-3 gelb eingefärbten Komponenten. Zum einen die Lastrollen, bei denen ein Umschalten zwischen Rollen und Füßen möglich ist und somit ein Ortswechsel schnell und unkompliziert von statten gehen kann, zum anderen wurden vier Ringschrauben am Unterbau angebracht die einen Transport mittels Krans ermöglichen.

4.1.3 Verbindungselemente

Die Verbindung von Unterbau und Bandfördererelement erfolgt bei den Aufhängepunkten an der Umlenkrolle, durch 2 Stehlager des Typs UCP206 und zwischen dem Spindeltrieb und der längs am Bandförderer angebrachten Aufhängepunkte durch zwei Streben. Diese wurden als Formrohre ausgeführt um Gewicht einzusparen. Die Streben wurden an ihren Enden mit zwei Gelenkköpfen ausgestattet wobei diese einmal mittels Rechtsgewinde und einmal mittels Linksgewinde mit den Streben verschraubt werden. Dies ermöglicht eine einfache Anpassung der Länge und erleichtert somit die Montage.

Zusätzlich zu den beweglichen Streben wurden zur Erhöhung der Sicherheit sowie zur Prävention von möglichen im Betrieb auftretenden Schwingungen zwei starre Querverstrebungen vorgesehen. Diese werden zwischen Unterbau und Bandfördererelement montiert sobald der gewünschte Kippwinkel des Fördererelements eingestellt wurde.

Die Querverstrebungen bestehen jeweils aus einem Aluminiumprofil sowie zwei, zum Aluminiumprofil passenden, klemmbaren Gelenken. Ein Gelenk wird stirnseitig am Aluminiumprofil angebracht wodurch dieses um seine Längsachse rotieren kann. Das zweite Gelenk wird verschiebbar an der Längsseite des Profils angebracht. Der einfache Aufbau, sowie die Kompatibilität der Gelenke mit dem Aluminiumprofil unabhängig von dessen Länge, ermöglicht, je nach Kippwinkel des Förderelements, eine schnelle Anpassung der Querverstrebungen.

4.1.4 Kippwinkelanzeige

Zur Messung und Anzeige des Kippwinkels wurde ein, auf einem Arduino Uno basierendes Messmodul, entwickelt. Der Schaltplan kann im Appendix unter Punkt 8.2 gefunden werden. Der dazugehörige Programmcode ist auf dem beigelegten Speichermedium zu finden.

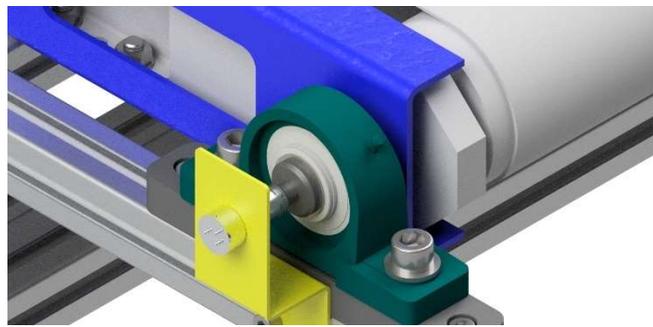
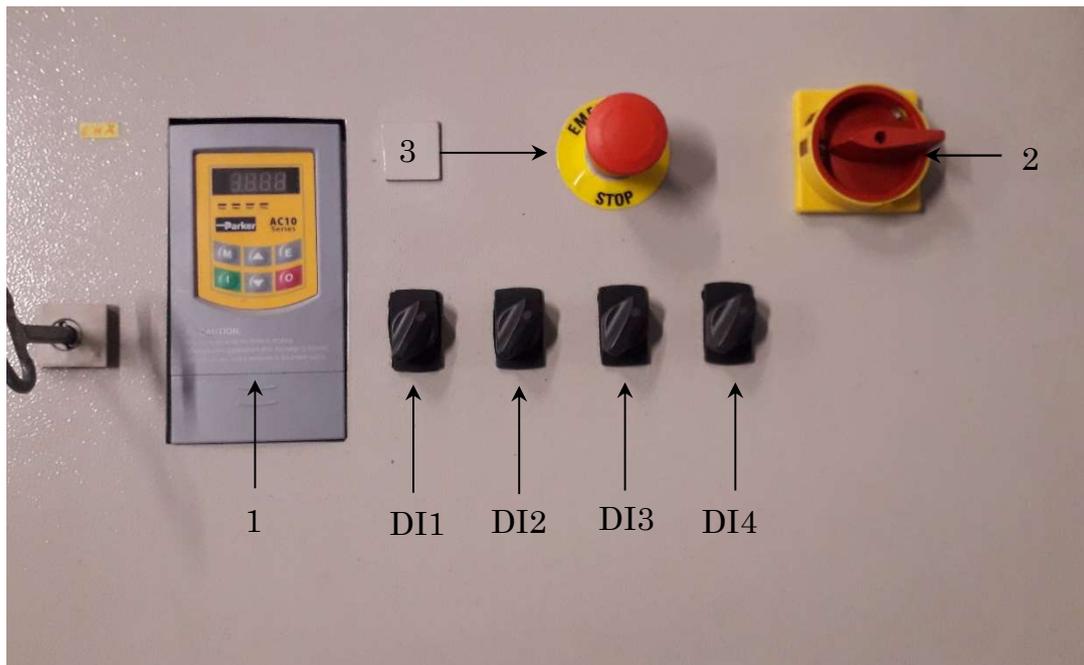


Abbildung 4-9: Winkelmessung

Die Messung des Kippwinkels erfolgt dabei, wie in Abbildung 4-9 dargestellt an der Schwenkachse des Bandförderelements. Der Winkel wird dabei mittels eines Präzisionspotentiometers, welches durch ein Blech am Unterbau des Prüfstands befestigt ist, festgestellt. Die am Potentiometer abfallende Spannung wird gemessen und in den entsprechenden Kippwinkel umgerechnet. Hierzu muss die Kennlinie des Potentiometers zuvor im Messmodul hinterlegt werden. Um nicht von einer präzisen Einbaulage des Potentiometers abhängig zu sein, bietet das Messmodul die Möglichkeit einer Nullpunktkalibrierung. Die ausgewählte Nulllage sowie die hinterlegte Kennlinie des Potentiometers werden dabei dauerhaft auf dem EEPROM des Arduino gespeichert und automatisch beim Einschalten des Messmoduls abgerufen.

4.1.5 Schaltschrank



- | | |
|-------------------------------|---------------------------|
| (1) ...Parker AC 10 | (DI2) ...Voreinstellung 3 |
| (2) ...Hauptschalter | (DI3) ...Voreinstellung 2 |
| (3) ...Not-Aus | (DI4) ...Voreinstellung 1 |
| (DI1) ...Vorwärtslauf Ein/Aus | |

Abbildung 4-10: Schaltschrank

Der in Abbildung 4-10 dargestellte Schaltkasten des Sonderprüfstandes wurde direkt vom Vorgängerprojekt übernommen und besitzt folgende Bedienelemente: Den Frequenzumrichter AC 10 (1), 4 Schaltelemente (2)-(5), den Hauptschalter (6), sowie eine Not-Aus-Schalter (7).

Der Frequenzumrichter AC 10 der Firma Parker bietet fünf Standardanwendungen für den Betrieb des Antriebs:

1. Einfache Drehzahlregelung
2. Drehzahlregelung mit manuellen oder Automatischen Sollwert
3. Drehzahlregelung mit Drehzahlvoreinstellung
4. Drehzahlregelung mit Klemmen
5. Drehzahlregelung mit PID

Der Aufbau des Schaltschranks zum Zeitpunkt der Übernahme vom Vorgängerprojekt entspricht dem für die Standardanwendung „Drehzahlregelung mit Drehzahlvoreinstellung“. Diese entspricht zudem der für den Sonderprüfstand vorgesehenen Anwendung. Die für die Anwendung am Frequenzumrichter einzustellenden Parameter werden nachfolgend erläutert.

Informationen zum Betrieb mittels Drehzahlvoreinstellung:

Unabhängig von der gewählten Anwendung müssen die in Tabelle 4-1 Parameter am Frequenzumrichter eingestellt werden.

Parameter	Standardwerte /Motordaten
F228 – Anwendung	0 -Inaktiv
F111 – Max. Frequenz	50 Hz
F112 – Min. Frequenz	0,5 Hz
F114 – Hochlaufzeit	0,1-3000 s
F115 – Auslaufzeit	0,1-3000 s
F803 – Motornennstrom	1,7 A
F810 – Motornennfrequenz	50Hz
F124 – Sollwert für Schrittbetrieb	5 Hz
F209 – Stoppmodus	0 – Stopp durch Auslaufzeit
F137 – Drehmomentausgleich	3 – Automatischer Drehmomentausgleich
F138 – Linearer Ausgleich	Modellabhängig
F108 – Einstellen des Benutzerpassworts	8
F160 – Auf Standardwerte Zurücksetzen	

Tabelle 4-1: Standardparameter

Um den Antrieb mittels Drehzahlvorsteuerung zu betreiben zu könne müssen die in Tabelle 4-2 aufgelisteten Parameter am Frequenzumrichter eingestellt werden.

Parameter	Wert
F223 – Anwendung	3 – Drehzahlvoreinstellung
F106 – Regelungsmodus	2 – VVVF
F203 – Hauptfrequenzquelle X	4 – Drehzahlstufenkontrolle
F204 – Sekundäre Frequenzquelle Y	1 – Drehzahlstufenkontrolle
F207 – Frequenzquelle	1 – X+Y
F316 – DI1 Klemmfunktionseinstellung	56 – Manueller Lauf
F317 – DI2 Klemmfunktionseinstellung	3 – Klemme für mehrstufige Geschwindigkeit 1
F318 – DI3 Klemmfunktionseinstellung	4 – Klemme für mehrstufige Geschwindigkeit 2
F319 – DI4 Klemmfunktionseinstellung	5 – Klemme für mehrstufige Geschwindigkeit 3
F320 – DI5 Klemmfunktionseinstellung	8 – Freistoppklemme
F431 – Auswahl des Analogausgangssignals von AO1	0 – Lauffrequenz

Tabelle 4-2: Parametereinstellung für Drehzahlvoreinstellung

Die gewünschten Frequenzen können über die Parameter F504 – F511 voreingestellt werden. Diese müssen zwischen den zuvor festgelegten Parametern F111 – maximale Frequenz und F112 – minimale Frequenz liegen.

Der Motor wird über den Schalter DI1 eingeschaltet.
Je nach Stellung der Schalter DI2-DI4 kann zwischen den voreingestellten Drehzahlen ausgewählt werden, siehe dazu Tabelle 4-3.

DI 4	DI 3	DI 2	DI1	Vorwahl
0	0	0	1	F504
0	0	1	1	F505
0	1	0	1	F506
0	1	1	1	F507
1	0	0	1	F508
1	0	1	1	F509
1	1	0	1	F510
1	1	1	1	F511

Tabelle 4-3: Funktionstabelle Vorwahldrehzahl

Für zusätzliche Informationen zu den alternativen Standardanwendungen bzw. zum Frequenzumrichter AC10 sei auf die dazugehörige Bedienungsanleitung verwiesen welche auf dem beigelegten Speichermedium zu finden ist.

4.2 Gefährdungsanalyse und Risikobeurteilung

Um die Sicherheit des Bedieners während des Hantierens am Sonderprüfstandes sicherzustellen wurde begleitend zum Konstruktionsprozesses eine Gefährdungsanalyse mit dazugehöriger Risikobewertung durchgeführt. Dabei wurde versucht den gesamten Lebenszyklus des Sonderprüfstandes, von der Montage über den Regelbetrieb bis hin zum Zerlegen, zu erfassen. Dies half mögliche Gefahrenquellen zu erkennen und wirkungsvolle Gegenmaßnahmen ergreifen zu können.

Bei der Gefährdungsanalyse bzw. Risikobeurteilung wurde nach der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG vorgegangen. Diese schreibt vier verbindliche Arbeitsschritte bei der Durchführung vor ([10] S. 83),

1. Methodisches Vorgehen bei der Suche nach Gefahren
2. Untersuchen aller gefährlichen Situationen beim Hantieren an der Maschine (Gefährdungsanalyse)
3. Bewerten des auftretenden Risikos
4. Sicherheitsmaßnahmen zur Risikobeherrschung ergreifen und Dokumentieren.

Hierbei sind die Begriffe Gefahr, Gefährdung und Risiko entscheidend und werden laut ([10] S. 83) wie folgt definiert:

Gefahr: Möglichkeit des Eintretens eines Schadens oder Unfalls.

Gefährdung: Als Gefährdung wird ein mögliches zeitliches und räumliches Zusammentreffen von Mensch und Gefahr bezeichnet.

Risiko: Das Risiko entspricht einer Beurteilung eines möglichen unerwünschten Ereignisses unter Berücksichtigung von dessen Eintrittswahrscheinlichkeit und der Schwere der durch das Ereignis ausgelösten Folgen.

Aus einer Vielzahl von möglichen Bewertungsmethoden zur Beurteilung der Gefährdungen wurde die Risikographenmethode nach EN ISO 13849 gewählt. Diese bezieht sich eigentlich auf das zufällige Ausfallen von Mess-, Steuerungs- und Regeleinrichtungen, kann aber auf die meisten Fälle des allgemeinen Maschinenbaus angewendet werden ([10] S. 152), dabei wird jede Gefährdung hinsichtlich der Punkte,

- S: Schwere der Verletzung S
 - S1: reversible leichte Verletzung wie Quetschung oder Schnittwunde
 - S2: irreversible schwere Verletzung wie Amputation oder Tod
- F: Häufigkeit und Dauer der Gefahrenexposition
 - F1: selten bis öfter
 - F2: häufig bis dauernd
- P: Vermeidung von Gefährdung, bewertet ob die Gefahr vom Betroffenen vorzeitig erkannt und von sich aus vermieden werden kann
 - P1: bedingt möglich
 - P2: kaum möglich

beurteilt und in Risikoklassen von R1 bis R5 eingeteilt. Je nach Risikoklasse müssen mehr oder weniger aufwendige Maßnahmen getroffen werden um das Eintreten des Ereignisses zu verhindern. Der Risikograph der zur Risikobeurteilung herangezogen wurde und auf der EN ISO 13849 basiert, ist in Abbildung 4-11 dargestellt.

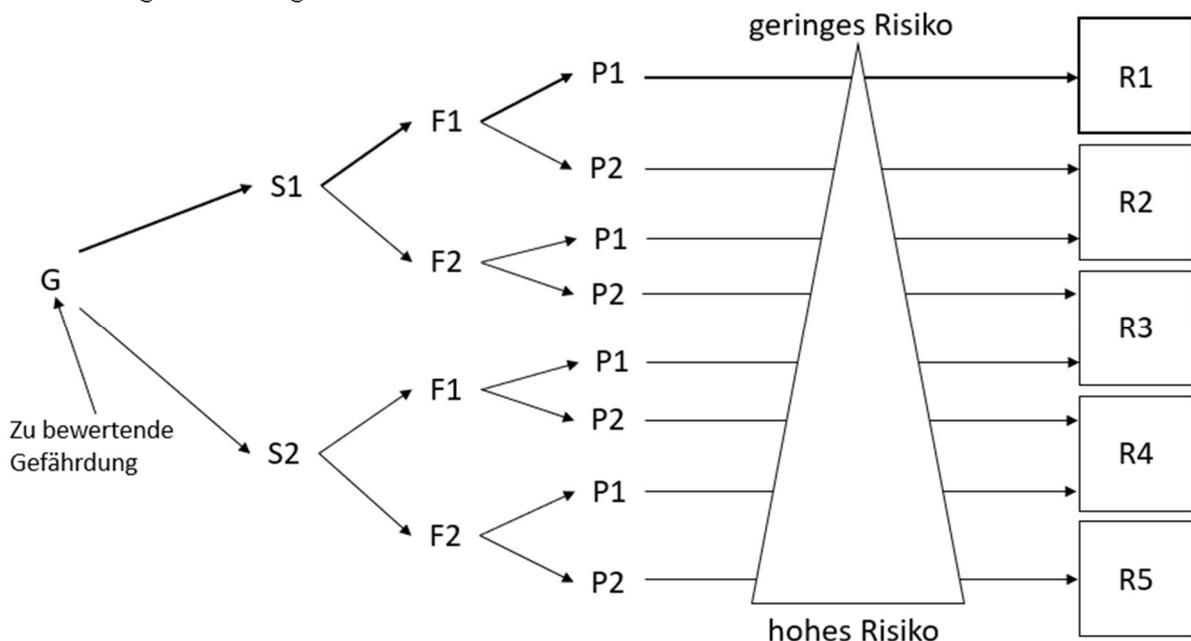


Abbildung 4-11: Risikograph basierend auf EN ISO 13849 (nach [10] S. 152)

Die Risikobeurteilung wurde entsprechend der Vorgabe der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG in Tabelle 4-4 dokumentiert. Hierzu wurde wie bereits erwähnt versucht sämtliche Gefährdungen über den Lebenszyklus des Prüfstandes zu

erfassen. Die gefundenen Gefährdungen wurden nach EN ISO 13849 bewertet und ihnen entsprechende Gegenmaßnahmen, Tabelle 4-5, zugewiesen. Bei der Risikobewertung wurde dabei immer von der, bei Eintreten des Ereignisses schlimmstmöglichen, Verletzung ausgegangen. Folgende Gefahrenstellen wurden am virtuellen Modell des Prüfstandes identifiziert und in Abbildung 4-12 eingezeichnet.

- Bereich unterhalb und seitlich des gekippten Förderbandes
- Einzugsstelle an der Umlenkrolle
- Einzugsstelle an der Antriebsrolle
- Fangstelle bei der Drehzahlmessung

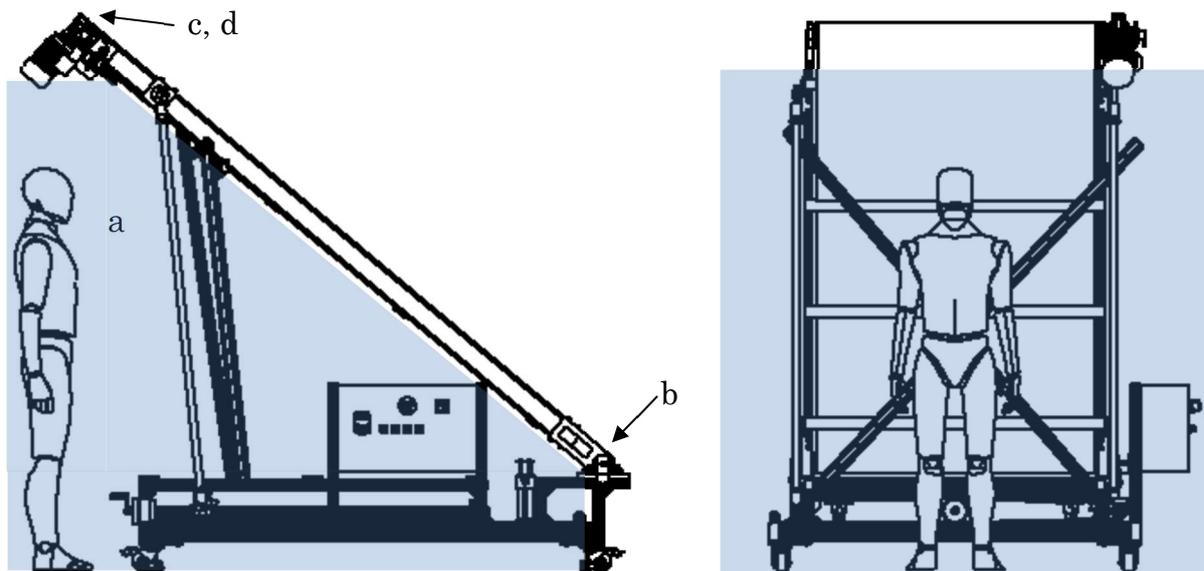


Abbildung 4-12: Gefahrenstellen am Sonderprüfstand

Gefährdungsanalyse und Risikobeurteilung			
Methode der Beurteilung: Risikograph nach EN ISO 13849 [10] S. 151			
Nr.	Gefährdung	Beurteilung	Maßn.
Lebensphase: Aufbau			
1	Körperverletzung durch Herunterfallen oder schwingen des Bandfördererelements beim Positionieren auf dem Unterbau durch unzureichende Sicherung des Bandfördererelements	S2-F1-P1 = R3	1
Lebensphase: Inbetriebnahme/Regelbetrieb			
2	Körperverletzung durch Herunterklappen des Bandfördererelements durch Knicken der Streben und gleichzeitigem Aufenthalt im Gefahrenbereich	S2-F1-P1 = R4	2,3,6
3	Körperverletzung durch Herunterklappen des Bandfördererelements durch Aufhebung der Selbsthemmung im Spindeltrieb z.B. Vibrationen bei gleichzeitigem Aufenthalt im Gefahrenbereich	S1-F1-P1 = R1	2,3,8
4	Quetschen der Finger zwischen Bandförderer und Auflage	S1-F1-P1 = R1	4,6
5	Einzug der Finger bei Antriebs- und Umlenkrolle beim Be- und Entladen des Bandförderers	S1-F1-P1 = R2	6,7
6	Verletzungsgefahr durch herunterfallendes Fördergut vom Förderband	S2-F1-P1 = R3	5,6

Gefährdungsanalyse und Risikobeurteilung			
Methode der Beurteilung: Risikograph nach EN ISO 13849 [10] S. 151			
Nr.	Gefährdung	Beurteilung	Maßn.
7	Fangen von Kleidung z.B. eines Ärmels an der Drehzahlmesswelle	S1-F1-P2 = R2	6,9
Lebensphase: Transport			
7	Unzureichende Sicherung des Bandförderers bei Transport mittels Krans	S2-F1-P1 = R3	1,6
Lebensphase: Zerlegung			
8	Gefährdung bei der Abnahme des Bandförderers mittels Krans vom Unterbau durch unzureichende Sicherung des Bandförderers	S2-F1-P1 = R3	1,6

Tabelle 4-4: Gefährdungsanalyse und Risikobeurteilung

Nr.	Maßnahmen zur Risikoreduktion
1	Schaffung sicherer Aufhängepunkte durch anbringen von Ringschrauben
2	Anbringung von Zusatzstreben als Absicherung
3	Verlegung der Bedienung aus Gefahrenbereich mittels Riementriebes
4	Reduktion der Auflagefläche zwischen Bandförderer und Unterbau
5	Kennzeichnen des Gefahrenbereichs
6	Einschulen des Bedieners
7	Anbringen eines Notausschalters
8	Einbau einer Bremse (Spannsatz)
9	Halteblech des Drehzahlmessers so gestalten, dass Gefahrenstelle abgedeckt wird

Tabelle 4-5: Maßnahmen zur Risikoreduktion

Zusammenfassende Beurteilung der Prüfstandsicherheit:

Eine ausreichende Sicherheit ist gegeben, aufgrund der durchgängig kritischen Berücksichtigung der Sicherheitsaspekte, der ausreichenden Dimensionierung der kritischen Teile und der Tatsache, dass sämtliche Arbeiten und Bedienungen von eingewiesenem Fachpersonal durchgeführt werden.

Für den Betrieb des Prüfstands ist zusätzlich ein Sicherheitsbereich festzulegen, zu kennzeichnen und einzuhalten, nach den allgemein gültigen Standards.

5 Diskussion

Nach der Ausarbeitung und Vorstellung der endgültigen Konstruktion, soll nun ein kritischer Blick auf den ausgearbeiteten Prüfstand geworfen werden. Dabei soll zunächst auf das Vorgehen bei der Konstruktion und insbesondere auf die Richtlinien bei der Gestaltung der Bauteile eingegangen.

Es sollen aufgetretene Herausforderungen bei der Realisierung aufgezeigt werden und zudem nötige Hinweise für den ordnungsgemäßen Betrieb des Prüfstandes gegeben werden.

5.1 Richtlinien bei der Konstruktion

Beim Konstruieren wurden neben der Erfüllung der geforderten Funktionen, großes Augenmerk auf eine einfache Umsetzbarkeit des Prüfstandes gelegt sowie darauf die dadurch entstehenden Kosten möglichst gering zu halten.

Dabei wurde zunächst eine Aufstellung von bereits am Institut vorhandene Komponenten die für eine Verwendung infrage kommen könnten erstellt. Diese umfasste neben einer Bestandsaufnahme der Aluprofile auch eine Sichtung von vorhandener Mess- und Antriebstechnik.

Des Weiteren wurde versucht den Fertigungsaufwand möglichst gering zu halten, sowie eine möglichst hohe Wiederverwendbarkeit durch die Verwendung von Zukaufteilen zu erreichen. Konnten keine passenden Zukaufteile gefunden werden, wurde versucht die zu fertigenden Komponenten möglichst einfach und für die Werkstätte des ITL machbar zu gestalten.

5.2 Herausforderungen und Anpassungen bei der Realisierung

Durch die beschränkten Fertigungsmöglichkeiten, insbesondere bezüglich der Größe der bearbeitbaren Bauteile, ist eine Fertigung aller Komponenten in der institutseigenen Werkstätte nicht möglich. So müssen die Bewegungsspindel sowie auch die Streben aufgrund ihrer Längen extern gefertigt werden. Leider konnte auch auf eine CNC-Bearbeitung mancher Bauteile nicht verzichtet werden, so können die Lageraufnahmen der Bewegungsspindel sowie des Riemtriebs nicht am Institut gefertigt werden.

Eine besondere Herausforderung ergab sich bei der Umsetzung der Drehzahlmessung. Eine Anbindung des Drehzahlsensors an den Stummel der Antriebswelle des Bandförderers war aufgrund seiner Länge bzw. Kürze nicht möglich. Diese wird bereits völlig durch die Antriebseinheit in Anspruch genommen. Durch die Vorgabe das Bandfördererelement nicht zu zerlegen, kann diese nicht ausgetauscht und, durch die Größe des Bandfördererelements, nur mit Handwerkzeugen bearbeitet werden. Die zu lösende Aufgabe bestand darin ein Innengewinde konzentrisch zur Drehachse in die Stirnseite der Antriebswelle zu bohren, um den Wellenstummel mittels eines einschraubbaren Zapfens mit dem Drehzahlmesse verbinden zu können. Um die Kernlochbohrung des Innengewindes möglichst präzise fertigen zu können wurde deshalb eine

Führung für den Bohrvorgang entworfen welche auf den Wellenstummel aufgesteckt werden konnte.

Das entwickelte Winkelmesssystem wurde nach Abwägung von dessen Vor- und Nachteilen durch ein zukaufbares digitales Neigungsmessgerät ersetzt. Die nun gewählte Lösung bietet entscheidende Vorteile hinsichtlich,

- Handhabung
 - kein Hinterlegen von Kennlinien erforderlich
 - schnell und einfach zu Kalibrieren
- Wiederverwendbarkeit
 - Keine direkte Anbindung an den Prüfstand
 - Kann bei verschiedensten Anwendungen genutzt werden
- Kosten
 - Serienbauteil
 - Einsparung von zu fertigenden Komponenten
- Zuverlässigkeit
 - erprobtes System
 - Garantie des Anbieters

5.3 Handlungsanweisungen für den Betrieb

Dieser Abschnitt beinhaltet wichtige Hinweise für einen ordnungsgemäßen Betrieb des Sonderprüfstandes.

5.3.1 Drehmomentmessung

Wie bereits bei der Vorstellung der Drehmomentmessung unter Abschnitt 4.1.1 erwähnt, wird der Kraftaufnehmer durch die auf die Antriebseinheit wirkende Schwerkraft vorbelastet. Dies macht ein Kalibrieren (Nullsetzen) des Kraftaufnehmers für jede Kippwinkeländerung erforderlich bzw. muss die Vorbelastung des Kraftaufnehmers bei der Messung des Drehmoments herausgerechnet werden, hierzu sei auf die in Abschnitt 4.1.1. vorgestellte Drehmomentmessung verwiesen

Es ist auf eine exakte Montage des Kraftaufnehmers zu achten. Abweichungen bezüglich der Länge des Hebelarms des Kraftaufnehmers führen zu einer Verfälschung der Messergebnisse.

5.3.2 Kippwinkeleinstellung

1. Kalibrieren des Neigungsmessers
2. Lösen der Bremse des Spindeltriebs (Spannsatz mit Zentraler Mutter) an der Ritzelwelle des Riementriebs
3. Einstellen des gewünschten Kippwinkels mittels Handkurbel über den Riementrieb oder direkt an der Bewegungsspindel bei gleichzeitigem Messen des Kippwinkels des Bandfördererelements
4. Fixieren des Kippwinkels durch erneutes Anziehen der Bremse des Spindeltriebs.

5.3.3 Drehzahleinstellung

Siehe dazu Abschnitt 4.1.5

6 Zusammenfassung

Ziel der Diplomarbeit ist die Entwicklung eines Prüfstandes für ein bestehendes Bandfördererelement am Institut für technische Logistik der technischen Universität Graz. Dieser soll insbesondere in der Lehre, im Zuge von Laborübungen, Verwendung finden. Neben der Messung der Drehzahl sowie des Drehmoments an der Antriebswelle des Bandfördererelements soll es auch möglich sein dieses in Förderrichtung bis zu einem Winkel von 40 Grad stufenlos zu kippen.

Zur Lösung der Aufgabenstellung wurde nach dem Produktentwicklungsprozess nach VDI Richtlinie 2221 vorgegangen. Dabei wurde zunächst die Aufgabenstellung sowie einzuhaltende Randbedingungen präzisiert und in einer Anforderungsliste festgehalten.

Aus der Anforderungsliste wurden die nötigen Funktionen des Prüfstandes, sowie Bewertungskriterien zur Beurteilung der im späteren Verlauf des Entwicklungsprozesses ausgearbeiteten Konzepte abgeleitet.

Für die geforderten Funktionen wurden Lösungsmöglichkeiten gesucht und in einem morphologischen Kasten zusammengetragen. Die gefundenen Teillösungen wurden zu zwei möglichen Konzepten kombiniert und im Weiteren zunächst grob ausgearbeitet.

Die Ausgearbeiteten Konzepte wurden anschließend hinsichtlich ihrer technischen Wertigkeit nach VDI 2225 untersucht und das am besten geeignete Konzept zur finalen Ausarbeitung freigegeben.

Die Ausarbeitung umfasste eine Vorstellung der einzelnen Module sowie die Erstellung aller für die Fertigung notwendigen Dokumente wie Fertigungs- und Zusammenstellungszeichnungen sowie Bauteillisten und Datenblätter von Zukaufteilen. Zudem wurde eine Gefährdungsanalyse mit dazugehöriger Risikobewertung nach Maschinenrichtlinie 2006/42/EG erstellt.

Für die Messung des Kippwinkels des Bandfördererelements wurde ein Winkelmesssystem entwickelt, welches jedoch im späteren Verlauf aus praktischen Gründen durch eine Zukauflösung ersetzt wurde.

Im Abschließendem Kapitel Diskussion wird auf die Richtlinien bei der Konstruktion sowie auf Probleme, die während der Umsetzung des Bandförderers aufgetreten sind eingegangen sowie Hinweise für einen Ordnungsgemäßen Betrieb des Bandförderers gegeben.

7 Listen

7.1 Literaturverzeichnis

- [1] CONRAD, Klaus-Jörg: *Grundlagen der Konstruktionslehre: Methoden und Beispiele für den Maschinenbau und die Gerontik(C)*. 6., aktualisierte und erweiterte Auflage. München : Hanser Verlag, 2013
- [2] RIEG, Frank (Hrsg.); STEINHILPER, Rolf (Hrsg.): *Handbuch Konstruktion*. 2., aktualisierte Auflage. München : Hanser Verlag, 2018
- [3] PAULWEBER, Michael ; LEBERT, Klaus: *Mess- und Prüfstandstechnik*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014
- [4] ROTH, Karlheinz: *Kataloge*. 3. Aufl., mit wesentlichen Erg. Berlin : Springer, 2001 (Konstruieren mit Konstruktionskatalogen / Karlheinz Roth ; Bd. 2)
- [5] WITTEL, Herbert (Hrsg.); JANNASCH, Dieter (Hrsg.); VOßIEK, Joachim (Hrsg.); SPURA, Christian (Hrsg.): *Maschinenelemente*. 24., überarbeitete und aktualisierte Auflage 2019. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2019
- [6] MÄDLER GMBH: *Flanschlagereinheiten FF, für Loslagerseite, brüniert / MÄDLER Webshop*. URL http://smarthost.maedler.de/datenblaetter/endenbearbeitung_BK-FF.pdf. – Aktualisierungsdatum: 2020-11-16.000Z – Überprüfungsdatum 2020-11-16.131Z
- [7] MÄDLER GMBH: *Trapezgewinde- Spindeln eingängig rechts, Stahl, Länge 2m / MÄDLER Webshop*. URL <http://smarthost.maedler.de/datenblaetter/trapezgewinde.pdf>. – Aktualisierungsdatum: 2020-11-16.000Z – Überprüfungsdatum 2020-11-16.743Z
- [8] HBM: *Hochpräziser S-Type Kraftsensor zum kleinen Preis*. URL <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/B03593.pdf>. – Aktualisierungsdatum: 2020-11-16.000Z – Überprüfungsdatum 2020-11-16.893Z
- [9] *Tramec Schneckengetriebekatalog*. URL <http://www.tramec-getriebe.de/pdf/Schneckengetriebe/Schneckengetriebe-TRAMEC-TLS-Reihe.pdf>. – Aktualisierungsdatum: 2020-11-16.000Z – Überprüfungsdatum 2020-11-16.085Z
- [10] NEUDÖRFER, Alfred: *Konstruieren sicherheitsgerechter Produkte*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2016

7.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1:Entwicklungsprozess in Anlehnung an VDI 2221 (nach [2] S. 422)	2
Abbildung 3-1: Konzept A	11
Abbildung 3-2: Belastungsschema Konzept A	12
Abbildung 3-3: Kräfte am Schneckengetriebe (nach [5] S.875)	12
Abbildung 3-4: Geometrie des Schneckengetriebes (nach [5] S.871)	13
Abbildung 3-5: Kräfte am Kegelradgetriebe (nach [5] S.851)	13
Abbildung 3-6: Geometrie der Kegelradstufe (nach [5] S.840)	14
Abbildung 3-7: Freischnitt Rahmen	14
Abbildung 3-8: Freischnitt Schneckenwelle	15
Abbildung 3-9: Freischnitt Antriebswelle	15
Abbildung 3-10: Grobkonstruktion Konzept A	16
Abbildung 3-11: Konzept B	18
Abbildung 3-12: Belastungsschema Konzept B	19
Abbildung 3-13: Kräfteverhältnisse am Konzept B	20
Abbildung 3-14: Grobkonstruktion Konzept B	21
Abbildung 4-1: Isometrische Darstellung des Sonderprüfstands	25
Abbildung 4-2: Hauptabmessungen des Sonderprüfstands	26
Abbildung 4-3: Module der Bandfördereinheit	27
Abbildung 4-4: Antriebseinheit, Drehzahl und Drehmomentmessung	28
Abbildung 4-5: Schema der Drehmomentmessung	29
Abbildung 4-6: Module des Unterbaus	30
Abbildung 4-7: Vergleich der Spindelaxialkräfte	31
Abbildung 4-8: Federelement	32
Abbildung 4-9: Winkelmessung	33
Abbildung 4-10: Schaltschrank	34
Abbildung 4-11: Risikograph basierend auf EN ISO 13849 (nach [10] S. 152)	37
Abbildung 4-12: Gefahrenstellen am Sonderprüfstand	38

7.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Anforderungsliste	4
Tabelle 2-2: Bewertungskriterien	5
Tabelle 2-3: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien	6
Tabelle 3-1: Morphologischer Kasten	8
Tabelle 3-2: Fortsetzung Morphologischer Kasten	9
Tabelle 3-3: Geometrien des Schneckengetriebes	13
Tabelle 3-4: Geometrien des Kegelradgetriebes	14
Tabelle 3-5: Konzeptauswahl	24
Tabelle 4-1: Standardparameter	35
Tabelle 4-2: Parametereinstellung für Drehzahlvoreinstellung	35
Tabelle 4-3: Funktionstabelle Vorwahldrehzahl	36
Tabelle 4-4: Gefährdungsanalyse und Risikobeurteilung	39
Tabelle 4-5: Maßnahmen zur Risikoreduktion	39

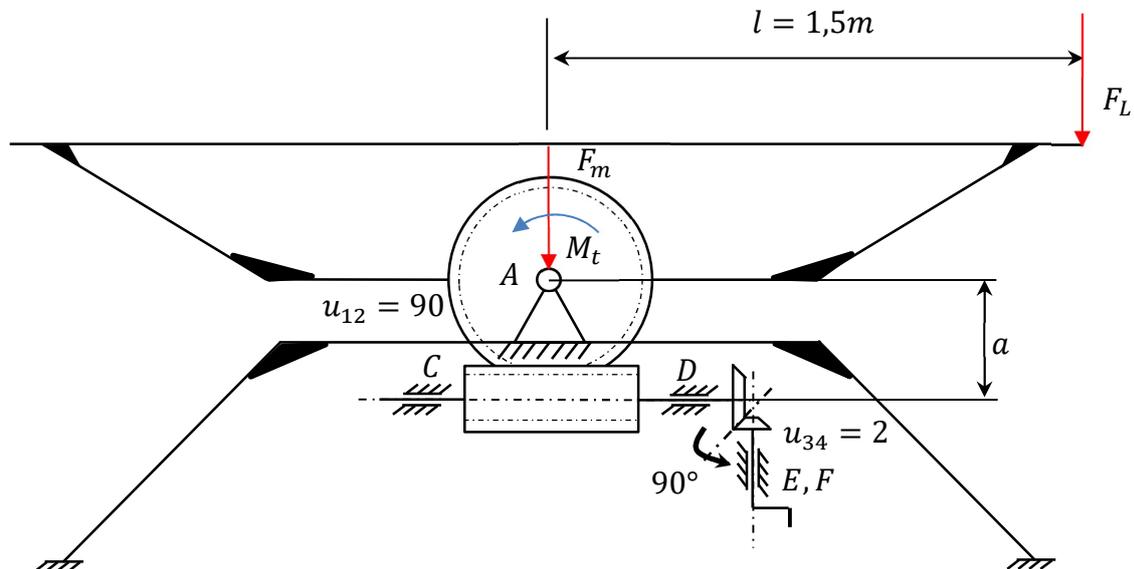
7.4 Formelverzeichnis

$g_i = \frac{P_i}{P_{ges}}$	Formel 2-1	5
$\eta_{12} = \frac{\tan(\gamma_m)}{\tan(\gamma_m + \rho')}$	Formel 3-1	13
$F_S = \frac{\cos(\alpha) * (F_m * l_3 + F_L * l_1)}{\sin(\beta - \alpha) * l_2}$	Formel 3-2	20
$\sin(\beta) = \frac{(l_2 * \sin(\alpha) + l_5) * \sin(\beta_{max})}{l_2 * \sin(\alpha_{max}) + l_5}$	Formel 3-3	20
$W_t = \frac{\sum_{i=1}^n P_i * g_i}{P_{max} * \sum_{i=1}^n g_i}$	Formel 3-4	22
$\Sigma M_{ A} = 0 = F_M * (\cos(\alpha) * x_{SA} + \sin(\alpha) * y_{SA}) - F_K * l_K + M_A$	Formel 4-1	29

8 Appendix

8.1 Berechnungen

8.1.1 Entwurfsberechnung Konzept A



Für die Entwurfsberechnung wird der ungünstigste Belastungsfall herangezogen, dieser tritt bei maximalem Drehmoment um den Drehpunkt auf A auf. Verursacht wird das Drehmoment durch die maximale Beladung ($100 \text{ kg} \sim 1000 \text{ N} = F_L$) des Bandförderers, wirkend am äußersten Rand des Bandförderers bei $l = 1,5 \text{ m}$.

Der Drehpunkt A wird demzufolge auf halber Länge des Bandförderers angenommen.

Das Eigengewicht des Bandförderers und des Rahmens wird in Summe auf 300 kg ($\sim 3000 \text{ N} = F_m$) geschätzt und wird auf die Drehachse wirkend angenommen. Diese Behauptung stützt sich auf der Annahme, dass die spätere Konstruktion in der Art ausgeführt wird, dass ein Wuchten des Gesamtschwerpunkts des Bandförderers und Rahmens in die Drehachse möglich ist.

Die Gesamtuntersetzung $u_{ges} = u_{12} * u_{34} = 180$ folgt aus Überlegungen hinsichtlich der Einstellbarkeit des Kippwinkels bei einer geforderten Auflösung von $0,5$ Grad.

Eine Änderung des Kippwinkels um $0,5$ Grad würde demzufolge eine Kurbelumdrehung von 90 Grad bedürfen und sollte demnach keine allzu große Schwierigkeit für den Bediener darstellen.

Schneckengetriebestufe

Die Entwurfsberechnung der Schneckengetriebestufe wird laut ([5] S. 875–877) durchgeführt. Zunächst wird der Achsabstand a zwischen Schneckengroßrad und Schnecke, basierend auf der maximalen Belastung und der Grübchenfestigkeit des Schneckenradwerkstoffes abgeschätzt.

$$M_T = l * F = 1,5 * 1000 = 1500 \text{ Nm}$$

M_T Resultierendes Drehmoment durch maximale Beladung [Nm]

F_L Maximale Beladung des Bandförderers [N]

l Heblarm der Beladung [m]

$$M_{T_{eq}} = M_T * K_A = 1500 * 1 = 1500 \text{ Nm} = M_T$$

$M_{T_{eq}}$ Equivalentes Drehmoment [Nm]

K_A Anwendungsfaktor

Der Gewählte Anwendungsfaktor wurde mit 1 festgelegt da die Laufzeit des Prüfstandes aufgrund seiner Verwendung im Zuge von Laborübungen als geringgeschätzt wird.

$$a = 750 * \sqrt[3]{\frac{M_T}{\sigma_{H \text{ lim } T}^2}} = 750 * \sqrt[3]{\frac{1500}{660^2}} = 142,7 \text{ mm} \rightarrow a = 150 \text{ mm}$$

$\sigma_{H \text{ lim } T}$ Grübchenfestigkeit des Schenkenrades $\left[\frac{N}{\text{mm}^2}\right]$, Werkstoff: CuAl10Fe5Ni5 – C – GZ ([5] TB S.331)

a Gewählter Achsabstand [mm]

Mit Hilfe des Achsabstandes a und dem Zähnezahlnverhältnis u_{12} kann nun die Gangzahl der Schnecke z_2 und die Zähnezahln des Schneckenrades z_1 ermittelt werden

$$z_2 = \frac{1}{u_{12}} * (7 + 2,4 * \sqrt{a}) = \frac{1}{90} * (7 + 2,4 * \sqrt{150}) = 0,4 \rightarrow z_2 = 1 \text{ Gang}$$

$$z_1 = z_2 * u_{12} = 1 * 90 = 90 \text{ Zähne}$$

z_2 Zähnezahln/Gangzahln der Schnecke

z_1 Zähnezahln des Schneckenrades

Der vorläufige Mittenkreisdurchmesser der Schnecke d_{m_2} ergibt sich im Weiteren aus,

$$d_{m_2} = \psi_a * a = 0,5 * 150 = 75 \text{ mm}$$

ψ_a Durchmesser – Achsabstandsverhältnis

d_{m_2} vorläufiger Mittenkreisdurchmesser der Schnecke [mm]

u_{12} Zähnezahlnverhältnis des Schneckengetriebes

Der vorläufige Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades d_1 sowie dessen Modul m ergeben sich aus

$$d_1 = 2 * a - d_{m_2} = 2 * 150 - 75 = 225 \text{ mm}$$

d_1 Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades [mm]

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{225}{90} = 2,5 \text{ mm}$$

m Modul des Schneckenrades [mm]

Mit den bestimmten Größen kann nun die Geometrie des Schneckengetriebes berechnet werden.

Geometrie des Schneckenradgetriebes:

Schnecke:

$$d_{a_2} = d_{m_2} + 2 * m = 75 + 2 * 2,5 = 80 \text{ mm}$$

d_{a_2} Kopfkreisdurchmesser der Schnecke [mm]

$$d_{f_2} = d_{m_2} - 2,5 * m = 75 - 2,5 * 2,5 = 68,75 \text{ mm}$$

d_{f_2} Fußkreisdurchmesser der Schnecke [mm]

$$b_2 = 2 * m * \sqrt{z_2 + 1} = 2 * 2,5 * \sqrt{90 + 1} = 47,7 \text{ mm} \rightarrow b_2 = 60 \text{ mm}$$

b_2 gewählte Schneckenlänge [mm]

$$\gamma_m = \arctan \left(z_2 * \frac{m}{d_{m_2}} \right) = \arctan(1 * 2,5/75) = 1,91 \text{ Grad}$$

γ_m Mittensteigungswinkel [Grad]

Schneckenrad:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 * m = 225 + 2 * 2,5 = 230 \text{ mm}$$

d_{a_1} Kopfkreisdurchmesser des Schneckenrades [mm]

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5 * m = 225 - 2,5 * 2,5 = 218,75 \text{ mm}$$

d_{f_1} Fußkreisdurchmesser des Schneckenrades [mm]

$$d_{e_1} \approx d_{a_1} + m = 230 + 2,5 = 232,5 \text{ mm}$$

d_{e_1} Außendurchmesser des Schneckenradaußenzylinders [mm]

$$b_1 = 0,45 * (d_{a_1} + 4 * m) = 0,45 * (230 + 4 * 2,5) = 105,75 \text{ mm} \rightarrow b_1 = 100 \text{ mm}$$

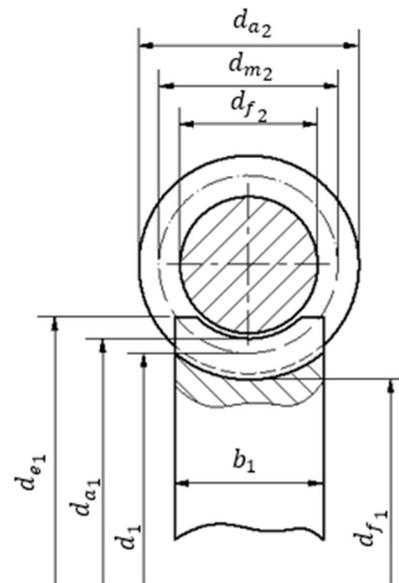
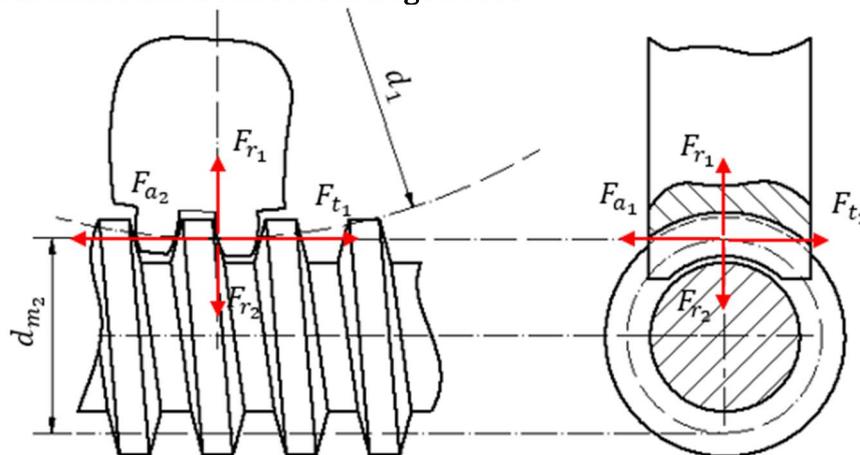
b_1 Breite des Schneckenrades [mm]

Geometrie des Schneckenrades:

Kopfkreisdurchmesser d_{a1} [mm]	230
Teilkreisdurchmesser d_1 [mm]	225
Fußkreisdurchmesser d_{f1} [mm]	218,75
Breite b_1 [mm]	40
Außendurchmesser d_{e1} [mm]	232,5
Zähnezahl z_1	90
Modul m [mm]	2,5
Achsabstand a [mm]	150

Geometrie der Schnecke:

Kopfkreisdurchmesser d_{a2} [mm]	80
Mittlenkreisdurchmesser d_{m2} [mm]	75
Fußkreisdurchmesser d_{f2} [mm]	68,75
Schneckenlänge b_2 [mm]	60
Zähnezahl z_2 [Zähne]	1
Mittensteigungswinkel γ_m [Grad]	1,91

**Kräfteverhältnisse am Schneckenradgetriebe**

Die Umfangskraft am Schneckenrad F_{t1} ergibt sich bei maximal wirkendem Drehmoment T zu,

$$F_{t1} = \frac{M_T \cdot 2 \cdot 1000}{d_1} = F_{a2} = \frac{1500 \cdot 2 \cdot 1000}{225} = 13333,3 \text{ N}$$

d_1 Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades [mm]

F_{t1} Umfangskraft am Schneckenrad, Axialkraft an der Schneckenwelle [N]

M_T maximal wirkendes Drehmoment am Schneckenrad

Zur Bestimmung der an der Schnecke wirkenden Umfangskraft muss der Wirkungsgrad des Schneckengetriebes η_{12} ermittelt werden, diese ergibt sich aus dem Reibwinkel ρ' und dem Mittensteigungswinkel γ_m zu,

$$\eta_{12} = \frac{\tan(\gamma_m)}{\tan(\gamma_m + \rho')} = \frac{\tan(1,91)}{\tan(1,91 + 4,5)} = 0,297$$

ρ' Reibungswinkel [Grad] ([5] TB S.303)

γ_m Mittensteigungswinkel

η_{12} Wirkungsgrad des Schneckengetriebes

Dabei wurde die Minderung des Wirkungsgrades durch Dichtung und Lagerung des Getriebes vernachlässigt.

Der Reibwinkel ρ' ist größer als der Mittensteigungswinkel γ_m , das Schneckengetriebe besitzt somit Selbsthemmung und kann deshalb nicht über das Schneckenrad angetrieben werden. Das bedeutet wiederum, dass, solange die Selbsthemmung durch äußere Ereignisse nicht aufgehoben wird, der Kippwinkel des Förderbandes sich nicht unbeabsichtigt verändert.

Die Umfangskraft an der Schnecke F_{t_2} ergibt sich mit dem Zähnezahlnverhältnis u_{12} zu,

$$F_{t_2} = \frac{M_T * 2 * 1000}{d_{m_2} * u_{12} * \eta_{12}} = -F_{a_1} = \frac{1500 * 2 * 1000}{75 * 90 * 0,294} = 1497,7 N$$

u_{12} Zähnezahlnverhältnis

F_{t_2} Umfangskraft an der Schneckenwelle, Axialkraft am Schneckenrad [N]

d_{m_2} Mittenkreisdurchmesser der Schneckenwelle [mm]

Das an der Schnecke wirkende Drehmoment T_2 entspricht

$$M_{T_2} = \frac{M_T}{u_{12} * \eta_{12}} = \frac{1500}{90 * 0,294} = 56,2 Nm$$

M_{T_2} an der Schnecke wirkendes Drehmoment [Nm]

Die, auf das Schneckenrad und die Schnecke wirkende Radialkräfte F_{r_1} und F_{r_2} , ergeben sich des Weiteren zu,

$$F_{r_1} = F_{t_1} * \frac{\tan(\alpha_n)}{\sin(\gamma_m + \rho')} = -F_{r_2} = 1497,7 * \frac{\tan(20)}{\sin(1,91 + 4,5)} = 4883,4 N$$

F_{r_1}, F_{r_2} Radialkraft auf Schneckenrad und Schnecke [N]

α_n Normaleingriffswinkel [Grad]

Kegelradgetriebestufe

Die Entwurfsberechnung der Kegelradgetriebestufe wurde gemäß [5] durchgeführt. Wie bereits bei der Konzeptbeschreibung angeführt, wird ein Zähnezahlnverhältnis von $u_{34} = 2$ angenommen. Die Zähnezahlnzahl des kleineren Kegelrades z_4 wird mit 20 angenommen, diese Annahme basiert auf Richtwerten gemäß ([5] TB S.328). Der Achswinkel zwischen den Kegelrädern Σ beträgt 90 Grad und der mittlere Modul m mit 2,5 mm gewählt.

Die Zähnezahlnzahl des Kegelgroßrades z_3 ergibt sich gemäß dem Zähnezahlnverhältnisses u_{34} demnach zu,

$$u_{34} = \frac{z_3}{z_4}$$

$$\rightarrow z_3 = u_{34} * z_4 = 2 * 20 = 40 \text{ Zähne}$$

z_4 Zähnezahl des kleineren Kegelrades

z_3 Zähnezahl des Kegelgroßrad

Und die mittleren Teilkreisdurchmesser zu,

$$d_{m_4} = z_4 * m = 20 * 2,5 = 50 \text{ mm}$$

$$d_{m_3} = z_3 * m = 40 * 2,5 = 100 \text{ mm}$$

m mittlere Modul [mm]

d_{m_1}, d_{m_2} mittlerer Teilkreisdurchmesser Ritzel und Kegelgroßrad

Die Zahnbreite b der Kegelräder ergibt sich mit dem für die Übersetzung empfohlenen Breitenverhältnis laut ([5] TB S.328) zu,

$$b = d_{m_4} * \psi_d = 50 * 0,34 = 17 \text{ mm} \rightarrow b = 20 \text{ mm}$$

b gewählte Zahnbreite [mm]

ψ_d Breitenverhältnis ([5] TB S.328)

Die Teilkegelwinkel δ_3 und δ_4 ergeben sich mit dem Zähnezahlverhältnis u_{34} und dem Achsenwinkel Σ zu,

$$\delta_4 = \arctan n \left(\frac{\sin(\Sigma)}{u_{34} + \cos(\Sigma)} \right) = \arctan \left(\frac{\sin(90)}{2 + \cos(90)} \right) = 26,6 \text{ Grad}$$

$$\Sigma = \delta_4 + \delta_3$$

$$\rightarrow \delta_3 = \Sigma - \delta_4 = 90 - 26,6 = 63,4 \text{ Grad}$$

δ_3, δ_4 Teilkegelwinkel

Σ Achsenwinkel [Grad]

Damit ergeben sich folgende Werte für die äußeren Teilkreisdurchmesser:

$$d_{e_4} = d_{m_4} + b * \sin(\delta_4) = 50 + 15 * \sin(26,6) = 56,7 \text{ mm}$$

$$d_{e_3} = d_{m_3} + b * \sin(\delta_3) = 100 + 15 * \sin(63,4) = 113,4 \text{ mm}$$

d_{e_3}, d_{e_4} äußerer Teilkreisdurchmesser der Kegelräder [mm]

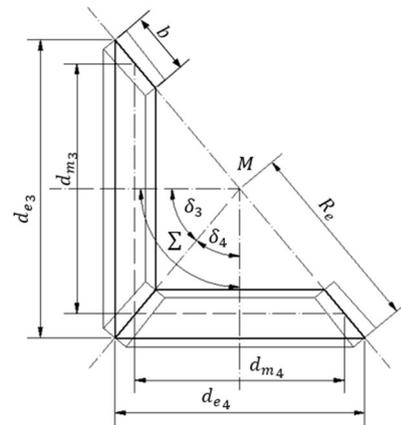
Sowie die äußere Teilkegellänge, die laut ([5] S. 842) den Wert der dreifachen Zahnbreite nicht unterschreiten soll

$$R_e = \frac{d_{e_3}}{2 * \sin(\delta_3)} \geq 3 * b = \frac{113,4}{2 * \sin(63,4)} = 65,9 \text{ mm} \geq 60 \text{ mm}$$

Somit ergibt sich für die Geometrie der Kegelradstufe:

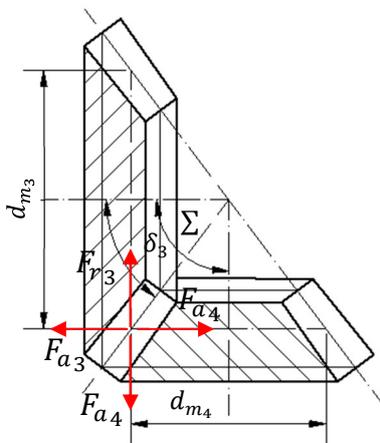
Geometrie der Kegelradstufe:

Achsenwinkel Σ [Grad]	90
Zähnezahlverhältnis u_{34}	2
Teilkegelwinkel δ_3 [Grad]	63,4
Teilkegelwinkel δ_4 [Grad]	26,6
Teilkegellänge R_e [mm]	65,9
Zahnbreite b [mm]	20
mittlerer Modul m [mm]	2,5
mittlerer Teilkreisdurchmesser d_{m3} [mm]	100
mittlerer Teilkreisdurchmesser d_{m4} [mm]	50
äußerer Teilkreisdurchmesser d_{e3} [mm]	113,4
äußerer Teilkreisdurchmesser d_{e4} [mm]	56,7
Zähnezahl z_3	40
Zähnezahl z_4	20



Kräfteverhältnisse an der Kegelradstufe:

Mit der nun bestimmten Geometrie können die Kräfteverhältnisse an der Kegelradstufe ermittelt werden.



$$F_{mt} = \frac{M_{T_2} \cdot 1000 \cdot 2}{u_{12} \cdot d_{m4}} = \frac{56,7 \cdot 1000 \cdot 2}{2 \cdot 50} = 1123,3 \text{ N}$$

F_{mt} Umfangskraft der Kegelradgetriebestufe [N]

d_{m4} mittlere Teilkreisdurchmesser Ritzel

M_{T_2} von Kegelgroßrad zu übertragendes Drehmoment [N]

u_{12} Zähnezahlverhältnis der Kegelradstufe

$$F_{a4} = F_{r3} = F_{mt} \cdot \tan(\alpha) \cdot \sin(\delta_4) = 1134 \cdot \tan(20) \cdot \sin(26,6) = 182,8 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{a3} = F_{mt} \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\delta_4) = 1134 \cdot \tan(20) \cdot \cos(26,6) = 365,7 \text{ N}$$

F_{a4} auf Ritzel wirkende Axialkraft [N]

F_{r_4} auf Ritzel wirkende Radialkraft [N]

F_{a_3} auf Kegelgroßrad wirkende Axialkraft [N]

F_{r_3} auf Kegelgroßrad wirkende Radialkraft [N]

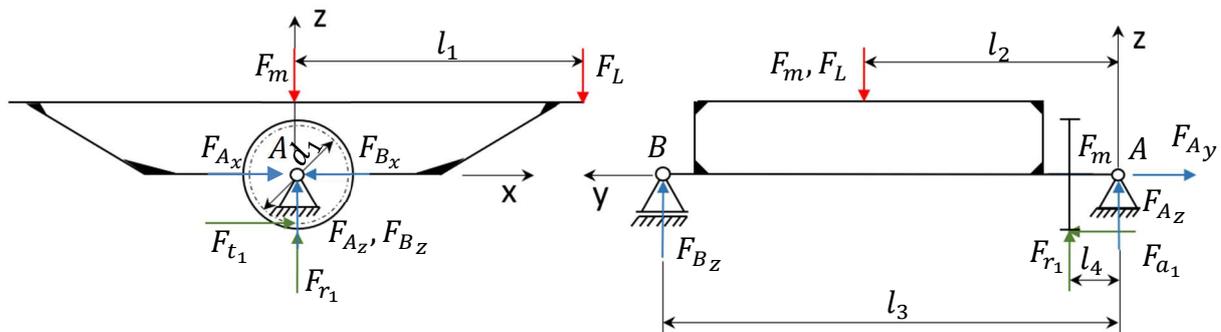
α Eingriffswinkel [Grad]

δ_4 Teilkegelwinkel des Ritzels [Grad]

Da nun alle Kräfte und vorläufigen Geometrien der einzelnen Getriebestufen bekannt sind können nun, basierend auf einen ersten Entwurf die Reaktionskräfte in den Lagerstellen berechnet werden. Für die Auswahl von passenden Lagern sind dabei die sich ergebenden Radial- bzw. Axialkräfte in den Lagerstellen maßgebend.

Bestimmung der Auflagerreaktionen

Rahmen:



Abmessungen:

$$l_1 = 1500\text{mm}, l_2 = 520, l_3 = 945\text{mm}, l_4 = 85\text{mm}, d_1 = 225\text{mm}$$

Bekannt Kräfte:

$$F_{t1} = 13333,3\text{ N}, F_{r1} = 4883,5\text{ N}, F_{a1} = 1497,7\text{ N}, F_m = 3000\text{ N}, F_L = 1000\text{ N}$$

Gleichungssystem:

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_{Bx} + F_{t1}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_{a1}$$

$$\Sigma F_z = 0 = F_{Az} + F_{Bz} - F_m - F_L + F_{r1}$$

$$\Sigma M_x|_A = 0 = (F_L + F_m) * l_2 - F_{Bz} * l_3 - F_{r1} * l_4 - F_{a1} * \frac{d_1}{2}$$

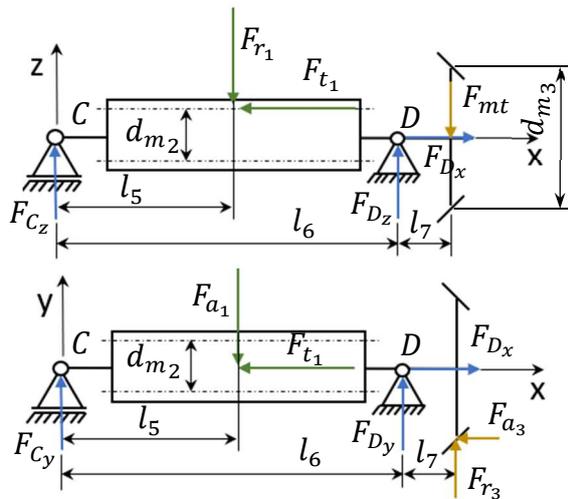
$$\Sigma M_z|_A = 0 = F_{Bx} * l_3 - F_{t1} * l_4$$

Die Lagerkräfte ergeben sich damit zu:

$$\text{Lager A: } F_{Ax} = -12134\text{ N}, F_{Ay} = 1497,7\text{ N}, F_{Az} = -2467\text{ N} \rightarrow F_{Ar} = 12382,2, F_{Aa} = 1497\text{ N}$$

$$\text{Lager B: } F_{Bx} = 1199,3\text{ N}, F_{Bz} = 1583,51\text{ N} \rightarrow F_{Br} = 1986,1\text{ N}$$

Schneckenwelle:



Abmessungen:

$$l_5 = 52,5\text{mm}, l_6 = 105\text{mm}, l_7 = 45\text{mm}, d_{m_2} = 75\text{mm}, d_{m_3} = 100\text{mm}$$

Bekannte Kräfte

$$F_{t_1} = 13333,3\text{ N}, F_{r_1} = 4883,5\text{ N}, F_{a_1} = 1497,7\text{ N}, F_{mt} = 1123,3\text{ N}, F_{a_3} = 365,7\text{ N}, F_{r_3} = 182,8\text{ N}$$

Gleichungssystem

$$\Sigma F_x = 0 = F_{D_x} - F_{t_1} - F_{a_3}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{C_y} - F_{a_1} + F_{D_y} + F_{r_3}$$

$$\Sigma F_z = 0 = F_{C_z} - F_{r_1} + F_{D_z} - F_{mt}$$

$$\Sigma M_y|_D = 0 = F_{mt} * l_7 - F_{t_1} * \frac{d_{m_2}}{2} - F_{r_1}(l_6 - l_5) + F_{C_z} * l_6$$

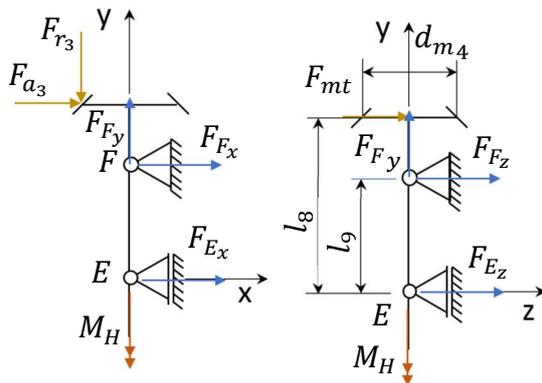
$$\Sigma M_z|_D = 0 = F_{r_3} * l_7 - F_{a_3} * \frac{d_{m_3}}{2} + F_{a_1} * (l_6 - l_5) - F_{C_y} * l_6$$

Die Auflagerreaktionen ergeben sich zu,

$$\text{Lager C: } F_{C_y} = 653,1\text{ N}, F_{C_z} = 6722,4\text{ N} \rightarrow F_{C_r} = 6754\text{ N}$$

$$\text{Lager D: } F_{D_x} = 13699\text{ N}, F_{D_y} = 661,8\text{ N}, F_{D_z} = 715,6\text{ N} \rightarrow F_{D_a} = 13699\text{ N}, F_{D_r} = 974,5\text{ N}$$

Antriebswelle



Abmessungen:

$$l_8 = 55\text{mm}, l_9 = 30, d_{m4} = 50\text{mm}$$

Bekannte Kräfte:

$$F_{a3} = 365,7\text{ N}, F_{r3} = 182,8\text{ N}, F_{mt} = 1123,3\text{N}$$

Gleichungssystem:

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ex} + F_{Fx} + F_{a3}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Fy} - F_{r3}$$

$$\Sigma F_z = 0 = F_{Ez} + F_{Fz} + F_{mt}$$

$$\Sigma M_x|_E = 0 = F_{mt} * l_8 + F_{Fz} * l_9$$

$$\Sigma M_z|_E = 0 = F_{r3} * \frac{d_{m4}}{2} - F_{a3} * l_8 - F_{Fx} * l_9$$

$$\Sigma M_y = 0 = M_H + F_{mt} * \frac{d_{m4}}{2}$$

Die Lagerkräfte ergeben sich zu:

$$\text{Lager E: } F_{Ex} = 152,4\text{ N}, F_{Ez} = -936,1\text{ N} \rightarrow F_{Er} = 948,4\text{ N}$$

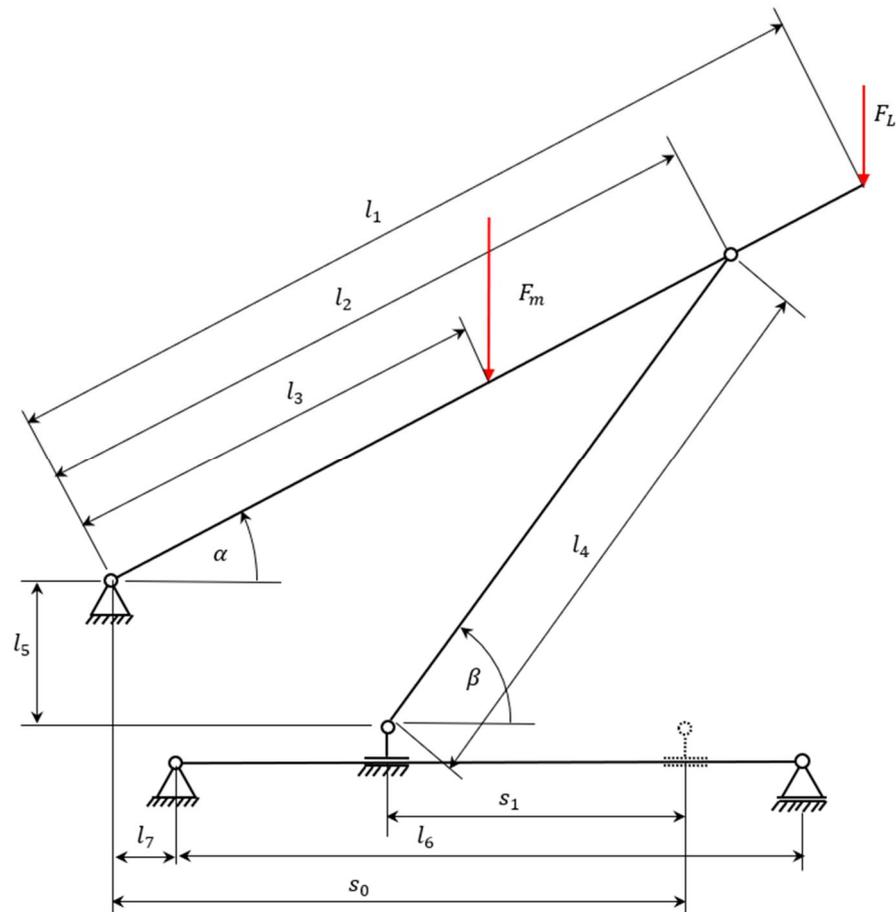
$$\text{Lager F: } F_{Fx} = -518,1\text{ N}, F_{Fy} = 182,8\text{ N}, F_{Fz} = -2059,38\text{ N} \rightarrow F_{Fa} = 182,8\text{ N}, F_{Dr} = 2123,6\text{ N}$$

Das Haltemoment, M_H dass im Bedarfsfall nötig wäre das Bandfördererelement in seiner Lage zu halten ergibt sich zu,

$$M_H = -28,1\text{Nm}$$

Diese tritt jedoch nur bei Aufhebung der Selbsthemmung auf. Aus Gründen der Sicherheit sollte jedoch der Einbau einer Bremse erwogen werden die im Bedarfsfall das Haltemoment M_H aufbringen kann.

8.1.2 Entwurfsberechnung Konzept B



Für die Entwurfsberechnung des Konzeptes B wird der oberhalb dargestellt Lastfall angenommen. Dabei wird eine durch Masse des Bandförderers wirkende Gewichtskraft F_m von 2000 N angenommen welche auf halber Länge des Bandförderers angreifend angenommen wird. Zusätzlich zur Gewichtskraft wird eine Kraft in Folge einer maximalen Beladung des Bandförderers F_L mit 1000 N angenommen.

Ziel der Entwurfsberechnung ist die Bestimmung der Größenordnung aller zur Auslegung von Komponenten relevanten Kräfte über einen Kippwinkelbereich des Bandfördererelements von 0 bis 40 Grad.

Abmessungen:

$$l_1 = 3000 \text{ mm}, l_2 = 2650 \text{ mm}, l_3 = 1500 \text{ mm}, l_4 = 2100 \text{ mm}, l_5 = 400 \text{ mm}$$

$$l_6 = 1705 \text{ mm}, l_7 = 363,5 \text{ mm}, s_0 = 1685 \text{ mm}$$

Bekannte Kräfte:

$$F_m = 2000 \text{ N}$$

$$F_L = 1000 \text{ N}$$

Kinematik:

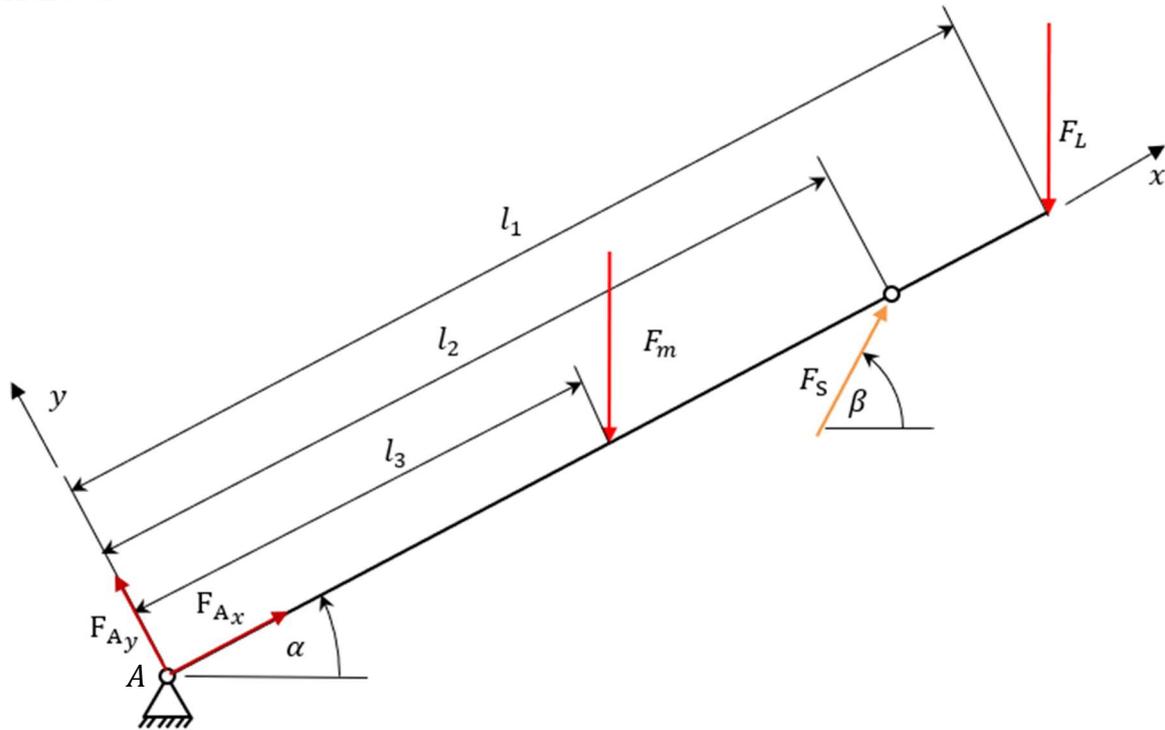
$$\beta = \arcsin\left(\frac{(l_2 \cdot \sin(\alpha) + l_5)}{l_4}\right)$$

β Strebenwinkel

$$s_1 = s_0 - (l_2 \cdot \cos(\alpha) - l_4 \cdot \cos(\beta))$$

s_1 Verfahrweg

Aufbau



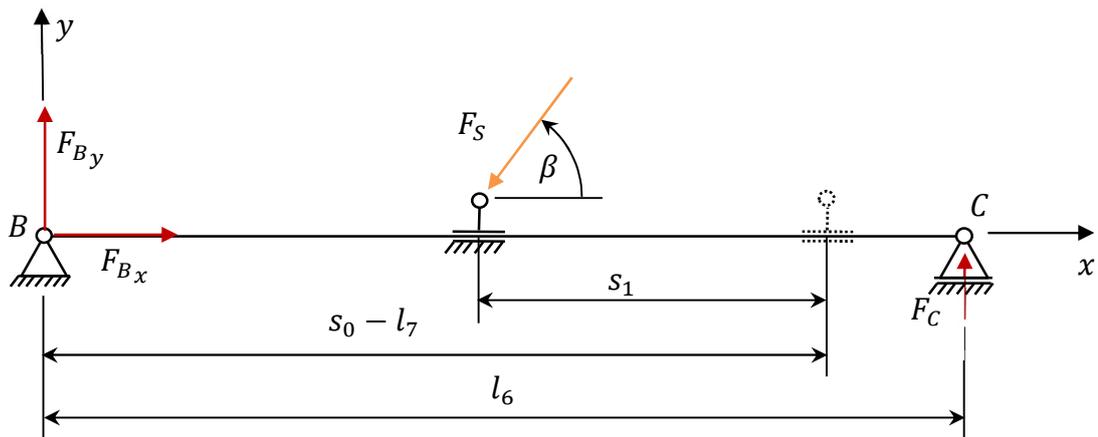
Gleichungssystem:

$$\sum F_x = 0 = F_{Ax} - (F_m + F_L) \cdot \sin(\alpha) + F_S \cdot \cos(\beta - \alpha)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{Ay} - (F_m + F_L) \cdot \cos(\alpha) + F_S \cdot \sin(\beta - \alpha)$$

$$\sum M_z|_A = 0 = F_S \cdot l_2 \cdot \sin(\beta - \alpha) - \cos(\alpha) \cdot (F_m \cdot l_3 + F_L \cdot l_1)$$

Unterbau:



Gleichungssystem:

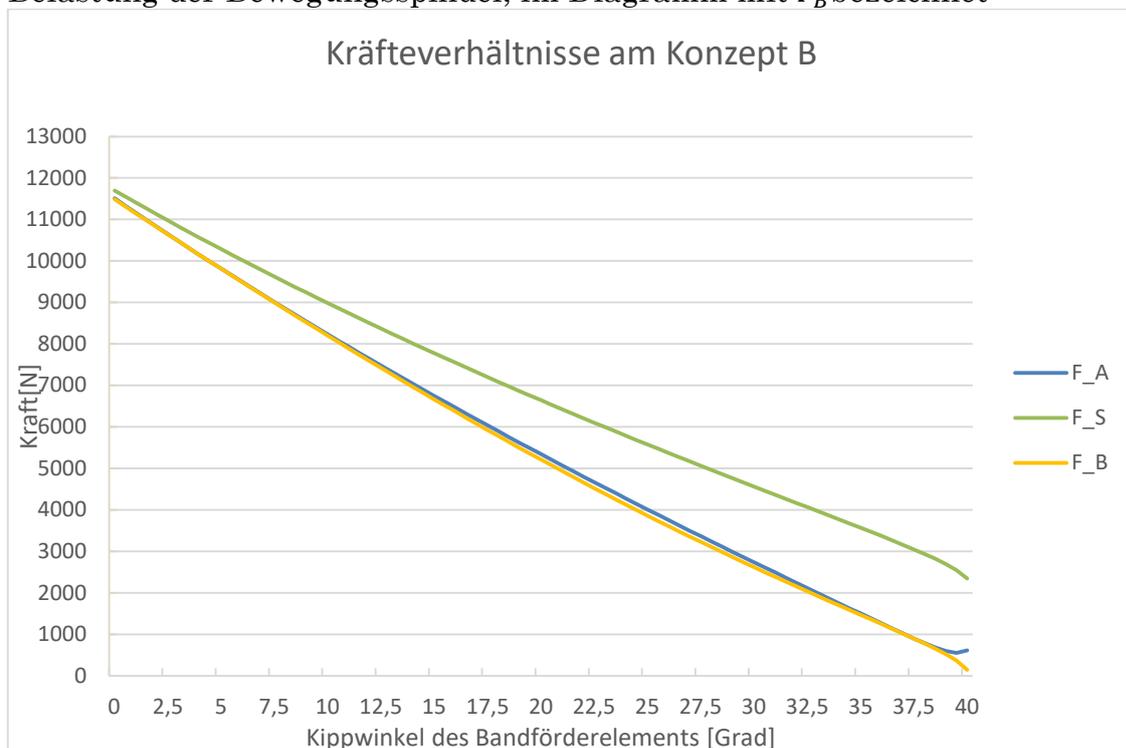
$$\sum F_x = 0 = F_{Bx} - F_S \cdot \cos(\beta)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{By} - F_S \cdot \sin(\beta) + F_C$$

$$\sum M_z|_B = 0 = F_C \cdot l_6 - F_S \cdot \sin(\beta) \cdot (s_0 - l_7 - s_1)$$

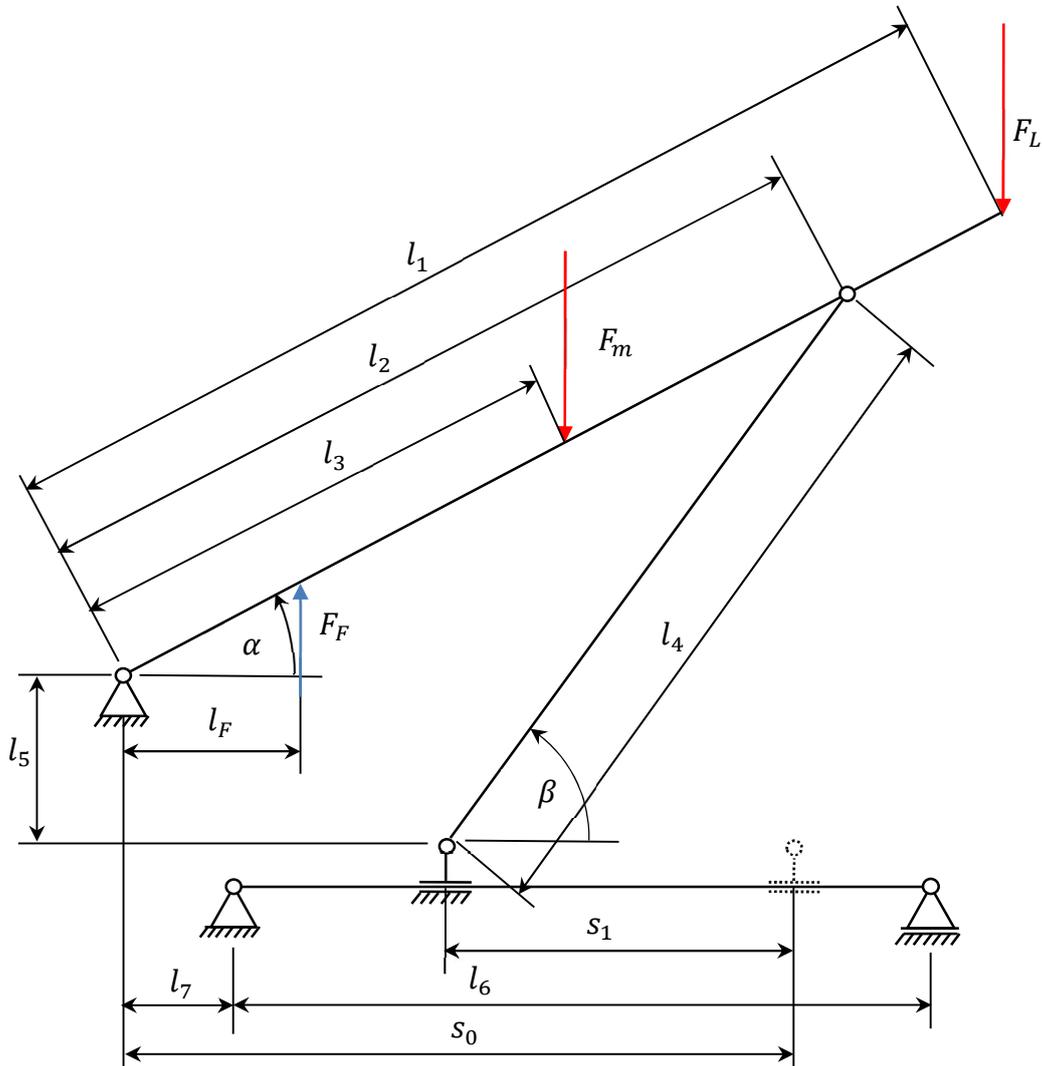
Der Unterbau bzw. der hier dargestellte Spindeltrieb bilden durch die beidseitige Lagerung der Bewegungsspindel sowie durch die Führung der Trapezgewindemutter mittels Führungswägen und Schienen ein, in y-Richtung statisch überbestimmtes System.

Für die Bauteilauslegung kritisch erweisen sich jedoch nur die im Diagramm dargestellten Kräfte der Lagerstelle A mit F_A , der Strebenkraft F_S , sowie die axiale Belastung der Bewegungsspindel, im Diagramm mit F_B bezeichnet



8.1.3 Berechnungen zur ausgeführten Konstruktion

Kräfteverhältnisse



Der zur Entwurfsberechnung angenommene Lastfall entspricht dem der zuvor vorgestellten Entwurfsberechnung des Konzeptes B.

Die Konstruktion wurde um ein Federmodul erweitert so dass eine zusätzliche Kraft F_F in die Berechnung eingeht.

Abmessungen:

$$l_1 = 3000 \text{ mm}, l_2 = 2500 \text{ mm}, l_3 = 1500 \text{ mm}, l_4 = 1830 \text{ mm}, l_5 = 214,5 \text{ mm}$$

$$l_6 = 1455 \text{ mm}, l_7 = 523,5 \text{ mm}, s_0 = 1800 \text{ mm}, l_F = 333,5$$

Bekannte Kräfte:

$$F_m = 2000 \text{ N}$$

$$F_L = 1000 \text{ N}$$

$$F_{F_{max}} = 2170 \text{ N}$$

$$F_F = n_F * (F_{F_{max}} - s_F * c_F)$$

$$c_F = 35,7 \frac{N}{mm}$$

n_F ... Anzahl der Federn

$s_F(\alpha)$... Federweg in Abhängigkeit vom Kippwinkel [mm]

c_F ... Federkonstante $\left[\frac{N}{mm} \right]$

$F_{F_{max}}$... Maximale Kraft einer Einzelfeder [N]

Kinematik:

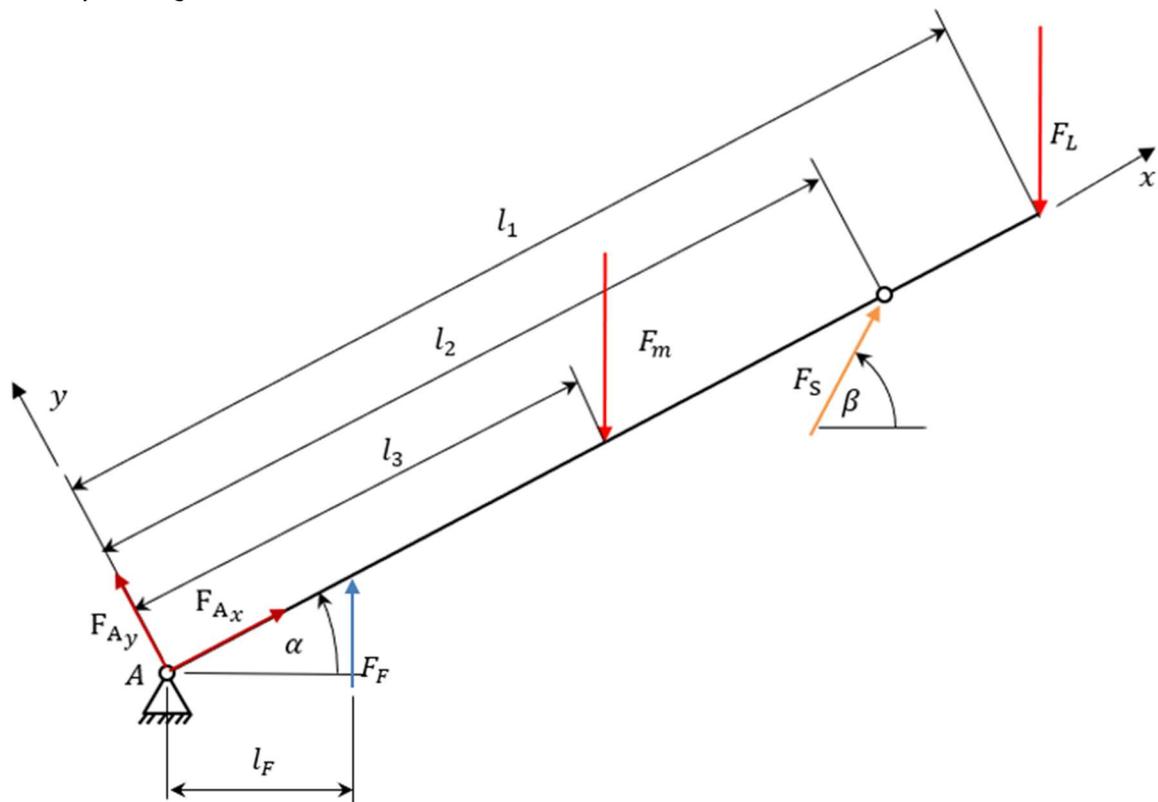
$$s_F(\alpha) = l_F * \tan(\alpha)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{(l_2 * \sin(\alpha) + l_5)}{l_4}\right)$$

β ... Strebenwinkel

$$s_1 = s_0 - (l_2 * \cos(\alpha) - l_4 * \cos(\beta))$$

s_1 ... Verfahrweg

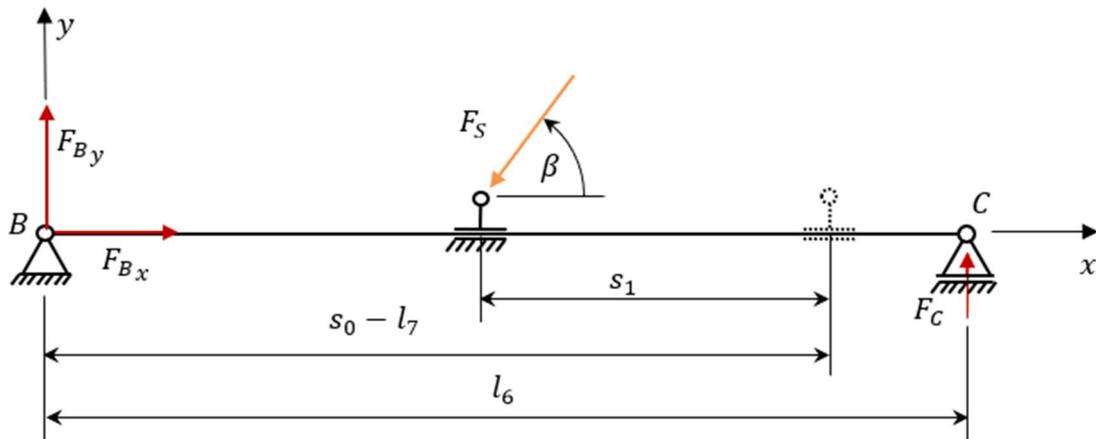


Gleichungssystem:

$$\sum F_x = 0 = F_{Ax} - (F_m + F_L) * \sin(\alpha) + F_S * \cos(\beta - \alpha) + F_F * \sin(\alpha)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{Ay} - (F_m + F_L) * \cos(\alpha) + F_S * \sin(\beta - \alpha) + F_F * \cos(\alpha)$$

$$\sum M_z|_A = 0 = F_S * l_2 * \sin(\beta - \alpha) - \cos(\alpha) * (F_m * l_3 + F_L * l_1) + F_F * l_F$$

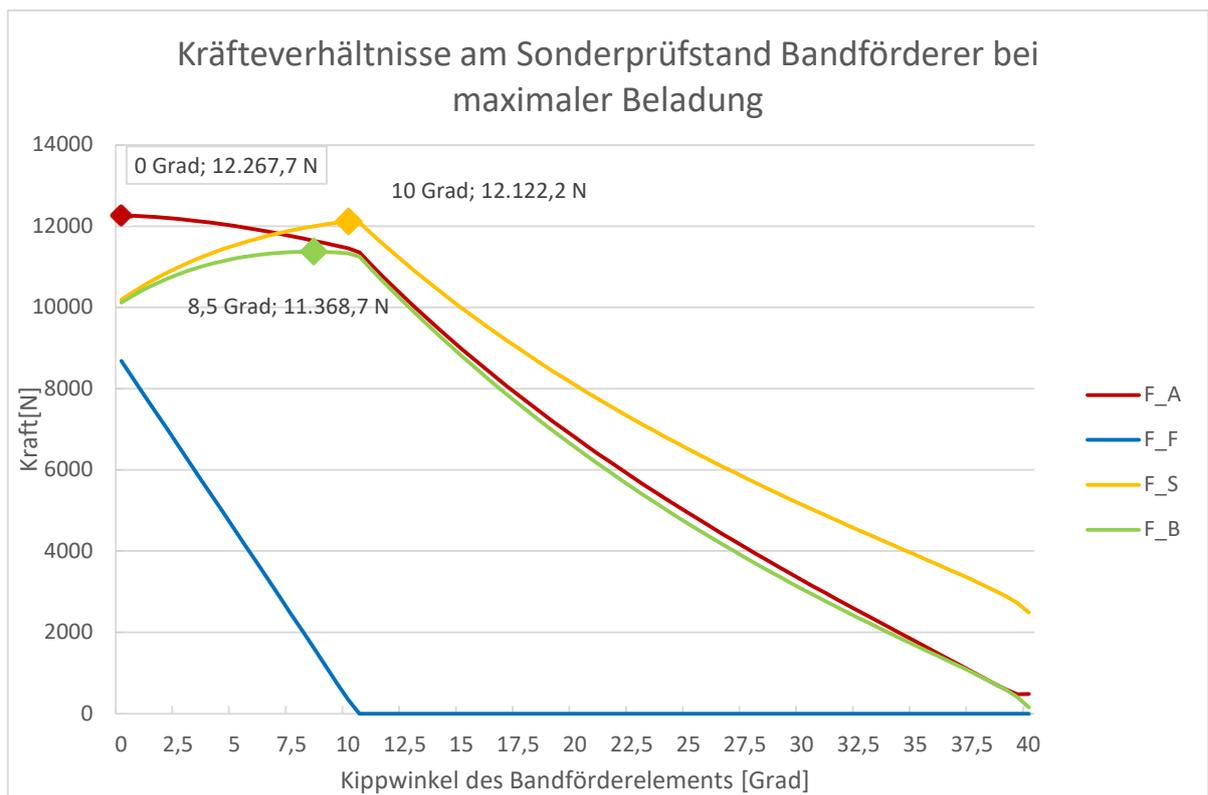


Gleichungssystem:

$$\sum F_x = 0 = F_{B_x} - F_S \cdot \cos(\beta)$$

$$\sum F_y = 0 = F_{B_y} - F_S \cdot \sin(\beta) + F_C$$

$$\sum M_z|_B = 0 = F_C \cdot l_6 - F_S \cdot \sin(\beta) \cdot (s_0 - l_7 - s_1)$$



Für die Bauteilauslegung sind die Maximal auftretenden Kräfte relevant. Diese ergeben aus den zuvor aufgestellten Gleichungssystemen wie folgt,

$$F_{A_{max}} = 12267,7 \text{ N}$$

$$F_{B_{max}} = 11368,7 \text{ N}$$

$$F_{S_{max}} = 12122,2 \text{ N}$$

$F_{A_{max}}$... Maximal auftretende Kraft in der Lagerstelle A

$F_{B_{max}}$... Maximal auftretende Axialkraft in der Lagerstelle B

$F_{S_{max}}$... Maximal auftretende Kraft in den Streben

Festigkeitsnachweis

Die verwendeten Tagzahlen der überprüften Komponenten können in den jeweiligen Datenblättern, welche auf dem beigelegten Speichermedium zu finden sind, nachgelesen werden.

- **Streben**

Die Streben wurden auf ihre Knicksicherheit gemäß ([5] S. 290–291) überprüft, dabei nimmt jede der Streben die Hälfte der auftretenden Maximalkraft $F_{S_{max}}$ auf. Der dabei angenommene Lastfall ist anbei dargestellt.

$$\frac{F_{S_{max}}}{2} = 6061,1N$$

$$A = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{(30^2 - 20^2) \cdot \pi}{4} = 392,7 \text{ mm}^2$$

$$I = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{64} = \frac{(3^4 - 2^4) \cdot \pi}{64} = 31906,8 \text{ mm}^4$$

A ... Querschnittsfläche des Rohrprofils [mm²]

I ... Flächenmoment 2. Ordnung des Rohrprofils quer zur Rotationsachse [mm⁴]

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{31906,8}{392,7}} = 9,0 \text{ mm}$$

i ... Trägheitsradius [mm]

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{1830}{9,0} = 203 \geq \lambda_{0E295} = 89 \rightarrow \text{elastisches Knicken}$$

λ ... Schlankheitsgrad

l_k ... rechnerische Knicklänge [mm]

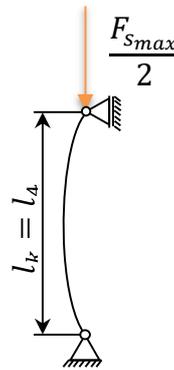
λ_{0E295} ... Grenzschlankheitsgrad des Werkstoffes E295

Für den gewählten Werkstoff E295 tritt elastische Knickung auf, demzufolge muss die Knickspannung nach Euler ermittelt werden

$$\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2} = \frac{210000 \cdot \pi^2}{203^2} = 50,3 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

σ_K ... Knickspannung $\left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$

E ... Elastizitätsmodul von E295 $\left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$



Die Sicherheit gegenüber Knicken ergibt sich mit der vorhandenen Spannung σ_{vorh} ,

$$\sigma_{vorh} = \frac{F_{smax}}{2 \cdot A} = \frac{6061,1}{392,7} = 15,4 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{vorh} \dots \dots \text{vorhandene Spannung} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

zu,

$$S_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{vorh}} = \frac{50,3}{15,4} = 3,2$$

S_K Knicksicherheit

Die vorhandene Knicksicherheit liegt am unteren Rand des von ([5] S. 291) empfohlenen Sicherheitsbereich von 3 - 6, wird aber als ausreichend betrachtet da die angenommenen Belastungen eher theoretischer Natur sind und den äußersten Extremfall darstellen.

- **Trapezgewindespindel TR40x7:**

Auf eine Überprüfung der Bewegungsspindel gegenüber Knicken wird verzichtet da die Knicklänge der Spindel beim Auftreten hoher Kräfte noch zu gering ist um relevant zu sein.

Es wird jedoch überprüft ob die Bewegungsspindel Selbsthemmung besitzt.

Spindelkerndurchmesser d_{sp_3} [mm]	32
Spindelflankendurchmesser d_{sp_2} [mm]	36,5
Spindelinnendurchmesser d_{sp} [mm]	40
Gewindesteigung $P_{h_{sp}}$ [mm]	7
Gangzahl n	1

Der Steigungswinkel der Trapezgewindespindel ergibt sich mit den Abmessungen der Trapezgewindespindel zu,

$$\varphi_{sp} = \arctan\left(\frac{P_{h_{sp}}}{d_2 \cdot \pi}\right) = \arctan\left(\frac{7}{36,5 \cdot \pi}\right) = 3,5 \text{ Grad}$$

φ_{sp} Steigungswinkel der Spindel [Grad]

Mit einem laut [7] vorausgesetzten Reibwinkel von $\rho'_{sp} = 5,7 \text{ Grad}$ zwischen Mutter und geschmierter Spindel wird die Bedingung $\varphi_{sp} \leq \rho'_{sp}$ für Selbsthemmung erfüllt.

- **Trapezgewindemutter TR40x7:**

Das Muttergewinde des Spindelantriebs wird nach ([5] S. 291–292) auf Flächenpressung überprüft.

Mutterwerkstoff: CuSn7Zn4Pb7

$$p_{zul} = 10 \text{ N/mm}^2 \text{ ([5] TB S.154)}$$

Flankendurchmesser des Gewindes d_2 [mm]	36,5
Flankenüberdeckung des Gewindes H_1 [mm]	3,5
Länge des Muttergewindes l_1 [mm]	60
Gangzahl n	1
Gewindesteigung $P_{h_{Sp}}$ [mm]	7

$$P = \frac{P_h}{n} = \frac{7}{1} = 7$$

$$p_{vorh} = \frac{F_{Sp_{max}} * P}{l_1 * d_2 * \pi * H_1} = \frac{11368,7 * 7}{60 * 36,5 * \pi * 3,5} = 3,3 \text{ N/mm}^2$$

$$S_p = \frac{p_{zul}}{p_{vorh}} = \frac{10}{3,3} = 3$$

S_p Sicherheit gegenüber Flächenpressung

p_{vorh} vorhandene Flächenpressung [$\frac{N}{mm^2}$]

p_{zul} Zulässige Flächenpressung [$\frac{N}{mm^2}$]

P Gewindeteilung

P_h Gewindesteigung

n Gangzahl

$F_{Sp_{max}}$ Maximale Spindelbelastung in Achsrichtung

Die Sicherheit gegenüber Flächenpressung der Trapezgewindemutter wird als ausreichend bewertet.

- **Lagerstelle A – Stehlagereinheit UCP206**

$$S_{0A} = \frac{C_{0r}}{P_{0A}} = \frac{C_{0rA}}{\frac{F_{Amax}}{2}} = \frac{11300}{6134} = 1,84$$

S_{0A} Statische Tragsicherheit der Lagerstelle A

C_{0rA} Statische radiale Tragzahl des Lageres A [N]

P_{0A} Statisch äquivalente Belastung der Lagerstelle A [N]

- **Lagerstelle B - Flanschlagereinheit FK30**

$$S_{0B} = \frac{C_{0rB}}{P_{0B}} = \frac{C_{0rB}}{F_{Sp_{max}}} = \frac{13600}{11368,7} = 1,2$$

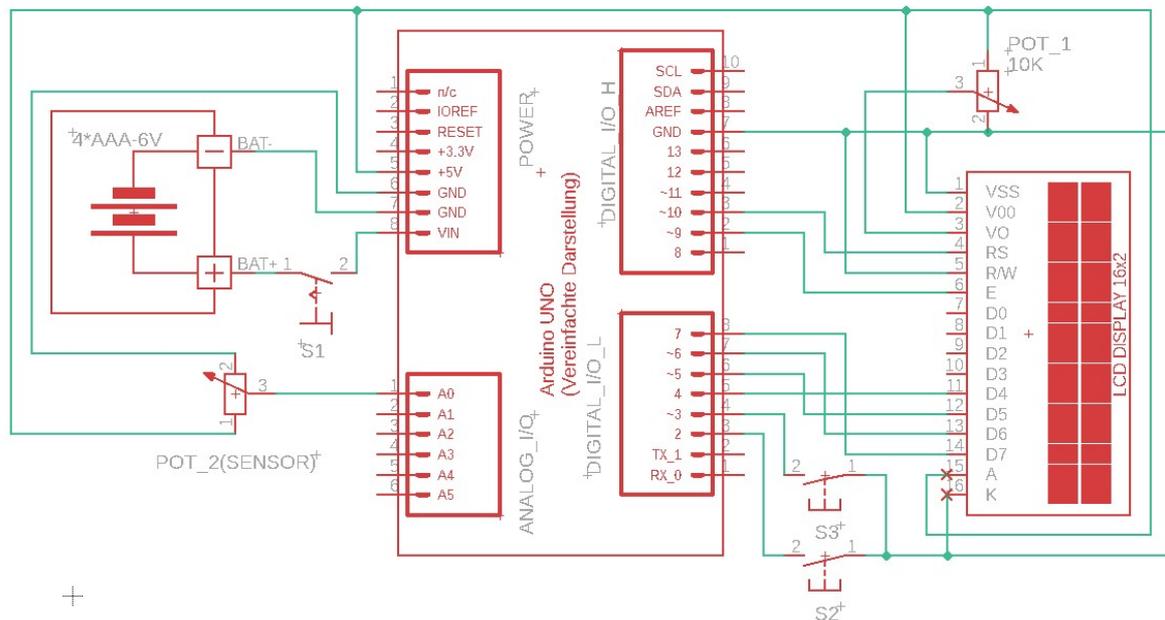
S_{0B} Statische Tragsicherheit des Lagers B

C_{0aB} Statische axiale Tragzahl des Lagers [N]

P_{0B} Statisch äquivalente Belastung der Lagerstelle B [N]

Die radiale Belastung wurde vernachlässigt da diese im Vergleich zur Axialen Belastung als nur gering zu erwarten ist und aufgrund der Überbestimmtheit des Systems nicht ohne unverhältnismäßig großen Aufwand bestimmt werden kann.

8.2 Winkelanzeige



Im Folgenden wird der oben dargestellte Schaltplan der Winkelanzeige erklärt.

Das Messmodul besteht hierbei aus einem Arduino UNO welcher über eine Batteriebox mit vier AAA-Batterien die gesamt eine Spannung von 6 Volt liefern über den Versorgungspin VIN versorgt mit Energie versorgt. Der interne Spannungsregler des Arduino reduziert diese auf die benötigte Versorgungsspannung von 5 Volt. Das Messmodul wird mittels eines Kippschalters (S1) eingeschaltet. Für die Kommunikation mit dem Bediener wird ein 16x2 LCD-Display verwendet. Das Display wird mittels der Pins V00 (+) und VSS (-) über den 5 Volt Ausgang des Arduino mit Energie versorgt. Der Kontrast des Displays kann über den Pin VO mittels dem Potentiometer POT_1 adjustiert werden. Der RS-Pin definiert die Interpretation der an das Display übermittelten Datenbits. Diese werden je nach Zustand des Pins als Befehl (LOW) oder als Zeichendaten (HIGH) interpretiert. Die Datenübertragung erfolgt dabei über die Pins D4-D7 am Display bzw. den Pins 4-7 am Arduino. Mittels des Pins R/W kann zwischen Schreib und Lesemodus des LCD umgeschaltet werden. Da das Display bei der gewählten Anwendung ausschließlich im Schreibmodus verwendet wird, kann dieser Pin mit dem GND des Arduino verbunden werden. Der Pin E (Enable) gibt die Pins D0 – bis D7 für die Datenübertragung frei. Über die Pins A und K wird die Hintergrundbeleuchtung mit Energie versorgt.

Die Taster S2 und S3 dienen als Eingabelemente für den Bediener und sind am mit den Pins 2 und 3 des Arduino verbunden. Diese werden im Programm als „Pull-Up“ Pins initialisiert wodurch ein definierter Zustand auch bei nicht gedrücktem Taster an den Pins herrscht und so deren Zustand sicher abgefragt werden kann.

Die Messung des Kippwinkels erfolgt über das Präzisionspotentiometer S_2 dessen Spannung über den Analog I/O Pin A0 eingelesen wird.

Der zur Winkelanzeige gehörende Programmcode ist auf dem beiliegendem Speichermedium zu finden.

8.3 Stücklisten

8.3.1 Bauteilliste

SPBF-Bauteilliste							
Zeichnungsnummer	Benennung	Menge	Gesamt	Einheit	Material	Fertigung	Lieferant
0001-0000-0000-0000	Sonderprüfstand_BandfördererV2	1	1	Baugruppe		Eigen	
0001-0001-0000-0000	Unterbau	1	1	Baugruppe		Eigen	
	Führungswagen HGH30CAZ0H	2	2	Bauteil		Zukauf	Hiwin
0001-0001-0001-0000	Adapterplatte Führungswagen	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0002-0000	Gehäuse Trapezgewindemutter.	1	1	Bauteil	AlMg3	Fremd	
0001-0001-0003-0000	Adapter Spindelloslager	1	1	Bauteil	AlMg3	Fremd	
	Spindelloslager FF30	1	1	Bauteil		Zukauf	Mädler
0001-0001-0004-0000	Trapezgewindespindel_TR40x7	1	1	Bauteil	C15	Fremd	Mädler
0001-0001-0005-0000	Lagerbock Unterbau	2	2	Baugruppe		Eigen	
0001-0001-0005-0001	Lagerbock UB Blech	1	2	Bauteil	E295	Fremd	
0001-0001-0005-0002	Lagerbock UB Versteifungsblech	2	4	Bauteil	E295	Fremd	
0001-0001-0005-0003	Lagerbock Schwenkzapfen	1	2	Bauteil	E295	Eigen	
	Handkurbel	1	1	Bauteil		Zukauf	Norelem
0001-0001-0006-0000	Federmodul	2	2	Baugruppe		Eigen	
0001-0001-0006-0001	Feder Grundplatte	1	2	Bauteil	E295	Eigen	
0001-0001-0006-0002	Federführung	2	4	Bauteil	E295	Eigen	
0001-0001-0006-0003	Druckstück	1	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0006-0004	Feder Verbindungsblech	1	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Druckfeder	2	4	Bauteil		Zukauf	Norelem
0001-0001-0007-0000	Federachse	1	1	Bauteil	AlMg3	Fremd	
	Führungsschiene HGR30R1450H	2	2	Bauteil		Zukauf	Hiwin
0001-0001-0008-0000	Bosch Profil1 40x40	3	3	Bauteil	AlMg3	Eigen	

SPBF-Bauteilliste							
Zeichnungsnummer	Benennung	Menge	Gesamt	Einheit	Material	Fertigung	Lieferant
0001-0001-0009-0000	Bosch Profil1 40X80	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0010-0000	Bosch Profil2 40X80	6	6	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0011-0000	Bosch Profil2 40X40	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0012-0000	Bosch Profil3 40X40	4	4	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0013-0000	Bosch Profil4 40X40	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0014-0000	Bosch Profil3 40X80	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Axialsicherungsring DIN 471-25x1,2	3	3	Bauteil		Norm	
	Bosch Montageplatte Hubrad	4	4	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	Bosch Hubrad	4	4	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	Bosch Eckverbinder 40x40	56	56	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
0001-0001-0015-0000	Bosch Profil5 40x40	4	4	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0016-0000	Auflegeplatte	6	6	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0017-0000	Zahnriemenrad AT10 z=32	1	1	Bauteil	AlMg3	Zukauf	Norelem
0001-0001-0018-0000	Zahnriemenradlagerung	1	1	Baugruppe		Eigen	
0001-0001-0018-0001	Lagerbock Zahnriementrieb	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0018-0002	Welle Zahnriemenrad	1	1	Bauteil	E295	Eigen	
	Rillenkugellager 6006-2Z	2	2	Bauteil		Zukauf	Norelem
	Axialsicherungsring DIN 471-25x1,2	2	2	Bauteil		Norm	
0001-0001-0018-0003	Zahnriemenrad AT10 z=20	1	1	Bauteil	AlMg3	Zukauf	Norelem
0001-0001-0018-0004	Deckel Lagerbock	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Spannsatz mit Zentralmutter	1	1	Bauteil		Zukauf	Norelem
	Axialsicherungsring DIN 471-25x1,2	1	1	Bauteil		Norm	
	Passfeder DIN 6885- A8x7x20	1	1	Bauteil		Norm	
0001-0001-0019-0000	Zahnriemen AT10	1	1	Bauteil		Zukauf	Norelem
0001-0001-0020-0000	Bosch Profil6 40x40	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0021-0000	Bosch Profil7 40x40	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0001-0022-0000	Bosch Profil9 40x40	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	

SPBF-Bauteilliste							
Zeichnungsnummer	Benennung	Menge	Gesamt	Einheit	Material	Fertigung	Lieferant
	Ringschraube	4	4	Bauteil		Zukauf	Norelem
	Trapezgewindemutter TR40x7	1	1	Bauteil	Rotguss	Zukauf	Mädler
0001-0001-0023-0000	Adapter Spindelfestlager	1	1	Bauteil	AlMg3	Fremd	
	Spindelfestlager FK30	1	1	Bauteil		Zukauf	Mädler
	Axialsicherungsring DIN 471-30x1,5	1	1	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 -M8x20	36	36	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 -M8x25	64	64	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 -M8x16	16	16	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 - M8x12	8	8	Bauteil		Norm	
	ISO 4762-M10x25	8	8	Bauteil		Norm	
	Abdeckkappe 40x40	8	8	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	Abdeckkappe 40x80	6	6	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	DIN 125-A8,4	8	8	Bauteil		Norm	
0001-0002-0000-0000	Aufbau Förderband	1	1	Baugruppe		Eigen	
0001-0002-0001-0000	Dummy Bandförderer	1	1	Bauteil			
0001-0002-0002-0000	Lagerachse Bandförderer	1	1	Baugruppe			
0001-0002-0002-0001	Achsenblech	1	1	Bauteil	E295	Fremd	
0001-0002-0002-0002	Lagerbolzen Bandförderer	1	1	Bauteil	E295	Eigen	
0001-0002-0003-0000	Lagerachse Bandförderer MIR	1	1	Baugruppe		Eigen	
0001-0002-0003-0001	Achsenblech_MIR	1	1	Bauteil	E295	Fremd	
0001-0002-0002-0002	Lagerbolzen Bandförderer	1	1	Bauteil	E295	Eigen	
0001-0002-0004-0000	Lagerbock Aufbau	2	2	Baugruppe		Eigen	
0001-0002-0004-0001	Lagerbock AB Blech	1	2	Bauteil	E295	Fremd	
0001-0001-0005-0003	Lagerbock Schwenzapfen	1	2	Bauteil	E295	Eigen	
	Schneckengetriebe SFK50P25_71B14	1	1	Bauteil			
	Asynchronmotor IN71B4	1	1	Bauteil		Zukauf	
	HBM Kraftaufnehmer_s2m_500n	1	1	Bauteil		Zukauf	

SPBF-Bauteilliste							
Zeichnungsnummer	Benennung	Menge	Gesamt	Einheit	Material	Fertigung	Lieferant
	Gelenkkopf HBM_knuckle_eye_s2m	2	2	Bauteil		Zukauf	
0001-0002-0005-0000	Bosch Profil8_40X40	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0002-0006-0000	Kraftaufnehmer Bracket	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0002-0007-0000	Distanzring Kraftaufnehmer	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0002-0008-0000	Drehgeber Zapfen	1	1	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Oldhamkupplung	1	1	Bauteil		Zukauf	Norelem
0001-0002-0009-0000	Distanz Tacho	2	2	Bauteil	X8CrNiS 18-9	Eigen	
0001-0002-0010-0000	Tacho Bracket	1	1	Bauteil	E295	Eigen	
	Tachogenerator KDT2-1,5 B14	1	1	Bauteil		Zukauf	
	ISO 4762 - M8x12	4	4	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 - M10x20	16	16	Bauteil		Norm	
	DIN 125-A10,5	16	16	Bauteil		Norm	
	ISO 4032-M10	16	16	Bauteil		Norm	
	ISO 4762-M8x50	2	2	Bauteil		Norm	
	DIN 125-A8,4	2	2	Bauteil		Norm	
	ISO 4762-M8x30	2	2	Bauteil		Norm	
	ISO 4035-M8	1	1	Bauteil		Norm	
0001-0003-0000-0000	Strebe	2	2	Bauteil	E295	Fremd	
	Gelenkkopf M30x2 Rechtsgewinde	2	2	Bauteil		Zukauf	Mädler
	Gelenkkopf M30x2 Linksgewinde	2	2	Bauteil		Zukauf	Mädler
0001-0004-0000-0000	Distanzring	4	4	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Stehlager	2	2	Bauteil		Zukauf	Norelem
0001-0005-0000-0000	Distanzring Achse	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
0001-0006-0000-0000	Adapterplatte Achse	2	2	Bauteil	E295	Eigen	
	Axialsicherungsring DIN 471-30x1,5	2	2	Bauteil		Norm	
	Axialsicherungsring DIN 471-35x1,5	4	4	Bauteil		Norm	
	Mutter ISO 8675 - M30x2	2	2	Bauteil		Norm	

SPBF-Bauteilliste							
Zeichnungsnummer	Benennung	Menge	Gesamt	Einheit	Material	Fertigung	Lieferant
0001-0009-0000-0000	Aufbau Schaltkasten	1	1	Baugruppe			
0001-0009-0001-0000	Bosch Profil10 40x40	4	4	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Dummy Schaltschrank	1	1	Baugruppe		Eigen	
	Bosch Eckverbinder 40x40	4	4	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	Abdeckkappe 40x40	2	2	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	ISO 4762 - M8x25	4	4	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 - M8x12	2	2	Bauteil		Norm	
	ISO 4762 - M14x35	4	4	Bauteil		Norm	
	DIN 125 - A15	4	4	Bauteil		Norm	
0001-0010-0000-0000	Bosch Profil12 40x40	2	2	Bauteil	AlMg3	Eigen	
	Bosch Gelenk 40x40	2	2	Bauteil		Zukauf	Bosch-Rexroth
	TOOLCRAFT TO-4988565 Winkelmesser 360 Grad	1	1	Bauteil		Zukauf	Conrad

8.3.2 Zukaufteile

Zukaufteile Sonderprüfstand Bandförderer						
Bezeichnung	Teilenummer	Anbieter	Anzahl	Stückpreis [€]	Gesamt [€]	Anmerkung
Gelenkkopf M30x2 RG	63413000	Mädler	2	42,53	85,06	
Gelenkkopf M30x2 LG	63433000	Mädler	2	42,53	85,06	
Stehlager UCP206	24200-30206	Norelem	2	14,08	28,16	
Führungsschiene	HGR30R1450H	Hiwin	2	190	380,00	Preis geschätzt
Führungswagen	5.S0241	Hiwin	2	60	120,00	Preis geschätzt
Trapezgewindemutter TR40x7	64477540	Mädler	1	91,95	91,95	
Spindelfestlager FK30	64200530	Mädler	1	109,17	109,17	
Spindeloslager FF30	64200630	Mädler	1	38,48	38,48	
Spannsätze mit Zentralmutter	23368-2538	Norelem	1	31,94	31,94	
Trapezgewindespindel_TR40x7	64023600	Mädler	1	76,74	76,74	
Handkurbel	06503-4212	Norelem	1	15,57	15,57	
Rillenkugellager 6006-2Z	23800-103005513	Norelem	2	7,51	15,02	
Schraubendruckfeder	26002-2512203	Norelem	4	16,95	67,80	
Ringschraube	07695-08151	Norelem	4	31,36	125,44	
Bosch Montageplatt Hubrad	3842553967	Bosch/Rexroth	4	20,00	80,00	Preis geschätzt
Bosch Hubrad	3842547890	Bosch/Rexroth	4	50,00	200,00	Preis geschätzt
Bosch Eckverbinder 40x40	3842529383	Bosch/Rexroth	60	3,00	180,00	
Zahnriemen AT 10 L=1700	22057-1025X1700	Norelem	1	64,20	64,20	
Abdeckkappe 40x40	3842548747	Bosch/Rexroth	10	1,00	10,00	Preis geschätzt
Abdeckkappe 40x80	3842548749	Bosch/Rexroth	6	2,00	12,00	Preis geschätzt
Kreuzschieberkupplung	23032-0016	Norelem	1	33,64	33,64	
Bosch Gelenk 40x40	3842543402	Bosch/Rexroth	2	10,00	20,00	
Tachogenerator KDT2-1,5 B14		Thalheim	1	0,00	0,00	Vorhanden

Kraftaufnehmer		HBM	1	0,00	0,00	Vorhanden
TOOLCRAFT TO-4988565 Digitaler Winkelmesser 360 °	1662855 - 62	Conrad	1	22,99	22,99	
Gesamt			118		1957,22	

8.4 Dateienverzeichnis

Fertigungszeichnungen, Bauteillisten sowie etwaige Informationen zu Zukaufteilen sind auf dem beigelegten Datenträger gespeichert. Das Dateienverzeichnis soll ein rasches Finden benötigter Informationen ermöglichen.

8.4.1 Fertigungszeichnungen

Die Fertigungszeichnungen des Sonderprüfstandes sind unter dem Dateipfad, Laufwerk:\Sonderprüfstand Bandförderer\Zeichnungen\xxx-xxx-xxx-xxx zu finden. Die Zeichenkette xxx-xxx-xxx-xxx entspricht dabei der Zeichnungsnummer der benötigten Fertigungszeichnung die in der Bauteilliste zu finden ist.

Für die Blechbauteile wurden zudem DXF-Dateien erstellt, diese sind entsprechend ihrer Zeichnungsnummer im Dateienverzeichnis Laufwerk:\Sonderprüfstand Bandförderer\Zeichnungen\DXF\xxx-xxx-xxx-xxx zu finden.

8.4.2 Informationen zu Zukaufteilen

Dateienverzeichnis - Zukaufteile					
Bezeichnung	Teilenummer	Anbieter	Info	Dateipfad	
Gelenkkopf M30x2 RG	63413000	Mädler	K/D	\Datenblätter_Katatloge\Mädler\Gelenkkopf_M30x2	
Gelenkkopf M30x2 LG	63433000	Mädler	K/D	\Datenblätter_Katatloge\Mädler\Gelenkkopf_M30x2	
Stehlager UCP206	24200-30206	Norelem	K/D	\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Stehlager_UCP206	
Führungsschiene	HGR30R1450H	Hiwin	K/D/T	\Datenblätter_Katatloge\Hiwin\Profilschienenführung_HGR30R	
Führungswagen	5.S0241	Hiwin	K/D/T	\Datenblätter_Katatloge\Hiwin\Führungswagen_HGH30CA	
Trapezgewindemutter TR40x7	64477540	Mädler	K/T	\Datenblätter_Katatloge\Mädler\Trapezgewinde_Flanschmutter_TR40x7	
Spindelfestlager FK30	64200530	Mädler	K/T	\Datenblätter_Katatloge\Mädler\Flanschlager_FF30_FK30	
Spindelloslager FF30	64200630	Mädler	K/T	\Datenblätter_Katatloge\Mädler\Flanschlager_FF30_FK30	
Spannsätze mit Zentralmutter	23368-2538	Norelem	D/K	\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Spannsatz_mit_Zentralmutter	

Dateienverzeichnis - Zukaufteile				
Bezeichnung	Teilenummer	Anbieter	Info	Dateipfad
Trapezgewindespindel_TR40x7	64023600	Mädler	K/T	\\Datenblätter_Katatloge\Mädler\Trapezgewindespindel_TR40x7
Handkurbel	06503-4212	Norelem	D/K	\\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Handkurbel
Rillenkugellager 6006-2Z	23800-103005513	Norelem	D/K	\\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Rillenkugellager_6006-2Z
Schraubendruckfeder	26002-2512203	Norelem	D/K/T	\\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Schraubendruckfeder_ISO10243
Ringschraube	07695-08151	Norelem	D/K	\\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Ringschraube
Bosch Montageplatt Hubrad	3842553967	Bosch/Rexroth	D	\\Datenblätter_Katatloge\Bosch_Rexroth\Bosch_Hubrad
Bosch Hubrad	3842547890	Bosch/Rexroth	D	\\Datenblätter_Katatloge\Bosch_Rexroth\Bosch_Hubrad
Bosch Eckverbinder 40x40	3842529383	Bosch/Rexroth	D	\\Datenblätter_Katatloge\Bosch_Rexroth\Bosch_Eckverbinder
Zahnriemen AT 10 L=1700	22057-1025X1700	Norelem	D/K/T	\\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Zahnriemen
Abdeckkappe 40x40	3842548747	Bosch/Rexroth	D	\\Datenblätter_Katatloge\Bosch_Rexroth\Bosch_Abdeckkappe
Abdeckkappe 40x80	3842548749	Bosch/Rexroth	D	\\Datenblätter_Katatloge\Bosch_Rexroth\Bosch_Abdeckkappe
Kreuzschieberkupplung	23032-0016	Norelem	D/K/T	\\Datenblätter_Katatloge\Norelem\Oldhamkupplung
Bosch Gelenk 40x40	3842543402	Bosch/Rexroth	D	\\Datenblätter_Katatloge\Bosch_Rexroth\Bosch_Gelenk
Tachogenerator KDT2-1,5 B14		Thalheim	D	\\Datenblätter_Katatloge\Thalheim\Tachogenerator
Kraftaufnehmer		HBM	D	\\Datenblätter_Katatloge\HBM
Digitaler Winkelmesser	1662855 - 62	Conrad	D/T	\\Datenblätter_Katatloge\Conrad

Legende zu Informationen:

D...Datenblatt

K...Katalogseite

T...Technische Zusatzinformationen