




Lehrstuhl für Bergbaukunde, Bergtechnik und Bergwirtschaft

Masterarbeit



Entwicklung eines Versuchsstands zur
dynamischen Deformationsprüfung von
Fördergurten

Manuel Christoph Brunner, BSc

November 2021



EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt, und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Ich erkläre, dass ich die Richtlinien des Senats der Montanuniversität Leoben zu "Gute wissenschaftliche Praxis" gelesen, verstanden und befolgt habe.

Weiters erkläre ich, dass die elektronische und gedruckte Version der eingereichten wissenschaftlichen Abschlussarbeit formal und inhaltlich identisch sind.

Datum 08.11.2021

Unterschrift Verfasser/in
Manuel Christoph Brunner

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich während der Anfertigung meiner Masterarbeit in jeglicher Form unterstützt haben.

Zuallererst gebührt mein Dank den Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Nikolaus August Sifferlinger sowie Dipl.-Ing. Dr.mont. Eric Fimbinger, die dieses Thema ermöglicht, meine Masterarbeit betreut und begutachtet sowie hilfreiche Anregungen beigetragen haben.

Besonderer Dank geht an dieser Stelle natürlich auch an meine Eltern, welche mir meine Ausbildung überhaupt erst ermöglicht und beim Studium, soweit möglich, unterstützend mitgewirkt haben.

Kurzfassung

Ziel der vorliegenden Masterarbeit ist die Entwicklung und Ausarbeitung einer Prüfmethodik zur Erfassung dynamischer Gurtdeformationen unter möglichst realitätsnahen und dabei definierbaren Belastungsbedingungen mit anschließender Konstruktion der Prüfanlage. Die damit ermittelbaren tatsächlichen Gurtverformungsprofile dienen der Validierung von dynamischen Gurtmodellen in der Simulationstechnik (DEM) und den bei diesen Modellen hinterlegten Gurtparametern.

Einleitend werden in der Arbeit theoretische Grundlagen zur Auslegung und Konstruktion von Gurförderern sowie Methoden der Gurtsimulation in der DEM und deren Parameterfindung vorgestellt.

Eine erste Berechnung der relevanten Hauptdaten ermöglicht die anschließende Konzeptionierung und Spezifizierung der Prüfmethodik sowie eine Variantenauswahl zur Konstruktion der Hauptbaugruppen des Gurtprüfstands. Neben technischen, wirtschaftlichen und betrieblichen Aspekten wurden auch Faktoren wie Wiederholbarkeit, Genauigkeit sowie Flexibilität und Anpassungsfähigkeit in der Beurteilung berücksichtigt.

Auf den gewonnenen Erkenntnissen aufbauend folgt die Auslegung und Auswahl der Hauptanlagenkomponenten und eine anschließende konstruktive Gestaltung der Prüfanlage durch Erstellung eines 3D-CAD-Modells. Es werden Details zur Konstruktion, die Handhabung einzelner Komponenten der Prüfanlage sowie der Ablauf einer Gurtprüfung mithilfe eines Prüfprotokolls beschrieben und eine abschließende Kostenabschätzung der Anlage durchgeführt.

Das Anlagenkonzept basiert darauf, einen endlos umlaufenden, verhältnismäßig kurzen Fördergurt durch eine Vielzahl an punktuell eingebrachten Lasten zu deformieren. Die Punktlasten sind in einem definierten Raster angeordnet und werden dabei auf den umlaufenden Gurt mit Rollen eingebracht. Jede Punktlast ist individuell durch Lastgewichte einstellbar, somit können charakteristische Schüttgut-Beladungsmuster nachgebildet werden. Zudem kann je nach Anwendungsfall im Obertrum des Gurtes eine dreiteilige Muldungsform auf übliche Muldungswinkel eingestellt werden. Da die lokalen Gurtdeformationen an den jeweiligen Lastpunkten der Absenkung der vertikal geführten Lastgestänge entspricht, kann schlussendlich die bei umlaufendem Gurt dynamisch auftretende Gurtdeformation gemessen und ein entsprechendes Deformationsprofil erstellt werden.

Der Prüfstand ermöglicht es, Fördergurte in ihrem dynamischen Verhalten unter betriebsangenäheren Bedingungen hinsichtlich Gurtverformung zu analysieren und leistet damit vor allem einen Beitrag zur Verknüpfung virtueller Gurtmodelle mit physischen Fördergurten.

Abstract

The aim of this master thesis is the development and elaboration of a test methodology for the acquisition of dynamic belt deformations under as-real-as-possible and specifically defined loading conditions with subsequent construction of the test stand. The actual belt deformation profiles that can be determined in this way are used to validate dynamic belt models in simulation technology (DEM) and the belt parameters required for these models.

By way of introduction, the thesis presents theoretical principles for the design and dimensioning of belt conveyors as well as methods of belt simulation in DEM and their parameter determination.

An initial calculation of the relevant main data enables the subsequent conceptual design and specification of the test method as well as a variant selection for the design of the main assemblies of the belt test rig. In addition to technical, economic and operational aspects, factors such as repeatability, accuracy as well as flexibility and adaptability were also considered in the assessment.

Based on the findings, the design and selection of the main system components is followed by a subsequent constructive design of the test system by creating a 3D CAD model. Details of the design, the handling of individual components of the testing system and the sequence of a belt test are described with the aid of a test protocol, and a final cost estimate of the system is carried out.

The system concept is based on deforming an endless, relatively short conveyor belt by applying a large number of point loads. The point loads are arranged in a defined grid and are applied to the circulating belt with rollers. Each point load can be individually adjusted by load weights, thus characteristic bulk material loading patterns can be reproduced. In addition, depending on the application, a three-part troughing form in the upper run of the belt can be adjusted to common troughing angles. Since the local belt deformations at the respective load points correspond to the lowering of the vertically guided load linkages, the belt deformation that occurs dynamically when the belt is driven can finally be measured and a corresponding deformation profile can be generated.

The test rig makes it possible to analyze the dynamic behavior of conveyor belts under conditions approximating operation with regard to belt deformation and thus contributes above all to linking virtual belt models with physical conveyor belts.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	8
Tabellenverzeichnis	10
Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis	11
1 Einleitung	1
2 Themenstellung	2
3 Literaturrecherche	3
3.1 Grundbegriffe und Definitionen	3
3.2 Grundlagen zur Auslegung und Konstruktion von Gurtförderern	5
3.2.1 Festlegung der Hauptdaten	5
3.2.2 Berechnung des Gurtförderers	11
3.3 Balkentheorie	17
3.3.1 Der Euler-Bernoulli-Balken	17
3.3.2 Der Timoshenko- Balken	18
3.3.3 Vergleich von EBB und TB	19
3.4 Fördergurtsimulationen in der DEM	20
3.5 Parameterfindung von Fördergurten	22
3.5.1 Zugversuch	22
3.5.2 Biegeversuch	23
3.5.3 FEM/DEM Modellierung der Versuche	24
4 Definieren der Prüfmethdik und Konstruktionsvarianten	26
4.1 Grundlegende Berechnung	26
4.2 Varianten der Prüfmethdik und Hauptbaugruppen	28
4.2.1 Spannsystem	28
4.2.2 Antriebssystem	33
4.2.3 Gurtunterstützung	36
4.2.4 Belastung des Fördergurtes	43
4.2.5 Messung der Gurtverformung	54
4.2.6 Zusammenfassung der Variantenfindung	56
5 Konstruktion des 3D-CAD Modells	57
5.1 Gliederung der Konstruktion	57
5.2 Detailausführungen und Merkmale	63
5.2.1 Spannsystem	63
5.2.2 Tragrollenstationen	64
5.2.3 Belastungssystem	66

5.2.4	Messsystem	69
5.2.5	Antrieb	70
5.2.6	Gurtwechsel	71
5.3	Kostenabschätzung der Prüfanlage	72
5.4	Einstellparameter und Prüfprotokoll.....	74
5.4.1	Geometrische Einstellparameter des Belastungssystems	74
5.4.2	Einstellparameter des Gurtförderers	75
5.4.3	Prüfprotokoll.....	76
6	Zusammenfassung, Ausblick und Fazit.....	77
6.1	Zusammenfassung	77
6.2	Ausblick und Fazit	78
	Literaturverzeichnis	79

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 01: Grundlegender Aufbau eines Gurtfördersystems [6].....	3
Abbildung 02: Ausführungsvarianten des Zugträgers [6].....	4
Abbildung 03: Fördergurtarten in Abhängigkeit des Neigungswinkels [6].....	7
Abbildung 04: Tragrollen-Mantellängen unterschiedlicher Gurtbreiten und Muldungsformen [6].....	9
Abbildung 05: Füllquerschnittsfläche bei 3-teiliger Muldung [6].....	10
Abbildung 06: Bewegungswiderstände eines Gurtförderers [6].....	11
Abbildung 07: Kräfte einer Antriebstrommel [6].....	14
Abbildung 08: Schematische Darstellung der Gurtzugkräftepositionen [6].....	15
Abbildung 09: Gurtkräfte im Betrieb [6].....	15
Abbildung 10: Übergangslänge und Trommelüberhöhung [6].....	16
Abbildung 11: Euler-Bernoulli-Balken [26].....	17
Abbildung 12: Timoshenko-Balken [26].....	18
Abbildung 13: Konventionelle Simulation eines Fördergurtes als starre Fläche [14]	20
Abbildung 14: Gurtmodell nach dem "particle-buildup-model" [12].....	20
Abbildung 15: Einfluss des Reduktionsfaktors auf ein mit Bondingelementen verbundenes Stabmodell unter Zug/Biegebeanspruchung [12].....	21
Abbildung 16: Faserstruktur durch unterschiedliche Bondings in Längs- und Querrichtung [14].....	22
Abbildung 17: Schematische Darstellung der Zugproben [20].....	22
Abbildung 18: Schematische Darstellung der Gurtbelastung [20].....	23
Abbildung 19: Exemplarische Darstellung der Versuchsergebnisse im Zugversuch [20].....	23
Abbildung 20: Biegeversuch einer Gurtprobe [3].....	23
Abbildung 21: Ermittlung der Prüfparameter im Biegeversuch [3].....	24
Abbildung 22: Exemplarisches Fitting-Ergebnis für den Zugversuch [20].....	24
Abbildung 23: Biegeversuch als DEM-Simulation [3].....	25
Abbildung 24: Gurtdurchhang in Abhängigkeit des Reduktionsfaktors [12].....	25
Abbildung 25: Ergebnisblatt der grundlegenden Berechnungen.....	27
Abbildung 26: Starre Vorspannung durch Spannspindeln (links) und Spannwinden (rechts) [6].....	28
Abbildung 27: Konstante Spannkraft durch Spanngewichte [6].....	29
Abbildung 28: Angepasste Vorspannung durch steuerbare Spannwinden [6].....	30
Abbildung 29: Spannkonzent ohne konstanten Achsabstand.....	32
Abbildung 30: Spannkonzent mit konstantem Achsabstand.....	32
Abbildung 31: Schema eines Frequenzumrichters: 1) Gleichrichter, 2) DC- Zwischenkreis, 3) Wechselrichter und 4) Spannungsversorgung [1] .	33
Abbildung 32: Blockschaltbild eines Frequenzumrichters [7].....	33

Abbildung 33: Maximales Drehmoment, Spannung und Fluss als Funktion der relativen Drehzahl [1].....	34
Abbildung 34: U/f und M/n Kennlinie bei Stern- und Dreieckschaltung (ideal) [7].....	35
Abbildung 35: Lineargleitführung Ausführungsbeispiel [8].....	37
Abbildung 36: Standardausführung von Tragrollenstationen [18].....	39
Abbildung 37: Prinzipskizze einer Tragrollenstation mit Verstellspindel	40
Abbildung 38: Schema einer Tragrollenstation mit modular aufgebauten Halterungsblechen.....	41
Abbildung 39: Füllquerschnittsfläche bei 3-teiliger Muldung [6].....	43
Abbildung 40: Simulation einer vertikalen Gurtbelastung [13]	44
Abbildung 41: Kugelrollen-Ausführung [4]	46
Abbildung 42: Ausführungsbeispiele Rollen [5]	46
Abbildung 43: Schema einer dichtest möglichen Stempelanordnung	47
Abbildung 44: Schema bei gleicher Anordnung jeder Belastungsebene	48
Abbildung 45: Geometrische Zusammenhänge eines gemuldeten Fördergurtes	49
Abbildung 46: Stempelanordnung und Wirkbereiche.....	50
Abbildung 47: Grafische Darstellung der Hüllfunktionen	51
Abbildung 48: Verteilung von maximaler Stempelkraft und Stempelgewicht über den Gurtquerschnitt	52
Abbildung 49: Schema einer Stahlscheibe zur Lasterzeugung.....	54
Abbildung 50: Gurtprüfstand in der Seitenansicht	58
Abbildung 51: Gurtprüfstand in Längsansicht.....	59
Abbildung 52: Gurtprüfstand in der Draufsicht.....	60
Abbildung 53: Gurtprüfstand in isometrischer Ansicht	61
Abbildung 54: Hauptmaße der Anlage.....	62
Abbildung 55: Spannlager und Spannlagerführungen	63
Abbildung 56: Spangewichte und Seilrollenkonstruktion	63
Abbildung 57: Tragrollenstation	64
Abbildung 58: Belastungssystem Längsansicht.....	66
Abbildung 59: Belastungssystem Seitenansicht	67
Abbildung 60: Lastgestänge-Führungssystem in Querrichtung	68
Abbildung 61: Messsystem Längsansicht.....	69
Abbildung 62: Messsystem Seitenansicht	69
Abbildung 63: Antriebseinheit	70
Abbildung 64: Geometrische Einstellparameter des Belastungssystems	74
Abbildung 65: Anordnungsschema der Stempel.....	74
Abbildung 66: Geometrische Einstellparameter des Gurtförderers.....	75

Tabellenverzeichnis

Tabelle 01: Eckdaten der Prüfanlage	2
Tabelle 02: Fördergut-Eigenschaften(1) [6]	5
Tabelle 03: Fördergut-Eigenschaften(2) [6]	6
Tabelle 04: Standard Gurtbreiten [6]	7
Tabelle 05: Typische Fördergeschwindigkeiten [6]	8
Tabelle 06: Fördergeschwindigkeiten ausgeführter Anlagen [6]	8
Tabelle 07: Typische Muldungsformen und Muldungswinkel [6]	9
Tabelle 08: Typische Tragrollendurchmesser [6]	10
Tabelle 09: Vor-/Nachteile einer starren Vorspannung	29
Tabelle 10: Vor-/Nachteile einer Gewichtsvorspannung mit konstanter Spannkraft .	30
Tabelle 11: Vergleich der verschiedenen Spannsysteme	31
Tabelle 12: Vor-/Nachteile einer Linearführung	37
Tabelle 13: Vor-/Nachteile einer Direktverschraubung	38
Tabelle 14: Eigenschaften einer fixen Tragrollenstation	39
Tabelle 15: Eigenschaften einer Tragrollenstation mit Verstellspindel	41
Tabelle 16 Eigenschaften einer modular aufgebauten Tragrollenstation	42
Tabelle 17: Übersicht relevanter Reibungskoeffizienten	45
Tabelle 18: Ergebnisse der Stempelkraftberechnung für Maximalbelastung	52
Tabelle 19: Messvarianten und deren Eigenschaften	55
Tabelle 20: Zusammenfassung der Variantenfindung	56
Tabelle 21: Baugruppen des Gurtprüfstands	57
Tabelle 22: Abschätzung der Anlagenkosten	73
Tabelle 23: Geometrische Einstellparameter des Belastungssystems	74
Tabelle 24: Muldungswinkel-Einstellung	75
Tabelle 25: Geometrische Einstellparameter des Gurtförderers	75
Tabelle 26: Deformations-Prüfprotokoll	76

Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

$f_{1(x)}, f_{2(x)}, f_{3(x)}$ Hüllkurven	l_u Tragrollenabstand Untertrum
A Querschnittsfläche, Füllquerschnittsfläche	L_Y Ein-/Ausmuldungslänge
A_S Stempelfüllquerschnittsfläche	M Biegemoment
b nutzbare Gurtbreite	m_L' Masse des Förderguts
B Gurtbreite	m_G' Masse des Fördergurtes
b_{proj} Projizierte nutzbare Gurtbreite	m_{RO}, m_{Ru} Tragrollenmassen
B_{proj} Projizierte Gurtbreite	m_R' Masse der Tragrollenteile
C Nebenwiderstandsbeiwert	m_D'' Masse der Deckplatten
d Tragrollenzwischenraum	m_Z'' Masse des Zugträgers
D_R Tragrollendurchmesser	m_{Ered}' Reduzierte Masse der Antriebsteile
D_{TrA} Trommeldurchmesser Antriebstrommel	n Stempelanzahl
D_{TrB} Trommeldurchmesser Umlenktrommel	n_m Motordrehzahl
D_{TrC} Trommeldurchmesser Ablenktrommel	n_R Tragrollendrehzahl
DEM Diskrete-Elemente	P_M Motorleistung
E Elastizitätsmodul	P_{Tr} Antriebsleistung
EBB Euler-Bernoulli-Balken	Q Querkraft
EI Biegesteifigkeit	$Q_{m\,eff}$ Effektive Förderkapazität [t/h]
FEM Finite Elemente	$Q_{V\,eff}$ Effektive Förderkapazität [m ³ /h]
f Frequenz, Bewegungswiderstand	s_2, s_3 Deckplattendicke Trag-/Laufseite
F Gesamtbewegungswiderstand	T_1 Gurtzugkraft Auflaufseite
F_H Hauptwiderstand	T_2 Gurtzugkraft Ablaufseite
F_N Bewegungswiderstand der Aufgabestelle, Nebenwiderstände	T_3 Gurtzugkraft
F_O Bewegungswiderstand Obertrum	T_4 Gurtzugkraft
f_R Reduktionsfaktor	T_5 Gurtzugkraft
f_d Dämpfungsfaktor	T_{min} Minimale Gurtzugkraft
F_S Stempelkraft, Sonderwiderstände	T_V Vorspannkraft
F_{St} Steigungswiderstand	TB Timoshenko-Balken
F_u Bewegungswiderstand Untertrum	U Spannung
F_U Umfangskraft	v Gurtgeschwindigkeit
H Förderhöhe	v_{max} Gurtgeschwindigkeit
G Gleit- bzw. Schubmodul	x Stempelabstand in Querrichtung
GA Schubsteifigkeit	x_s Stempel-Achsabstand zur Gurtmittelebene
h_{Tr} Trommelüberhöhung	y Stempelabstand in Längsrichtung
I Trägheitsmoment	α Umschlingungswinkel
J_m Motor-Massenträgheitsmoment	γ Schubwinkel
k Schubspannungskorrekturfaktor	η Mechanischer Wirkungsgrad
K_m Massenfaktor	λ Muldungswinkel
l Tragrollenlänge	μ Reibungskoeffizient
L Förderlänge	v Querkontraktionszahl
L_A Achsabstand	ρ Schüttdichte
L_{VZ} Länge der Gurtverbindung	ρ_D Deckplatten-Dichte
L_V Spannweg durch Gurtdehnung	φ Verzerrung
l_o Tragrollenabstand Obertrum	φ_1 Füllungsgrad
	ω_{EBB} Durchbiegung nach EBB
	ω_{TB} Durchbiegung nach TB
	ω' Verdrehung

1 Einleitung

In der Fördertechnik werden zur Schüttgutprozessanalyse üblicherweise nach der Diskrete Elemente Methode (DEM) Simulationen durchgeführt. Dabei wird das geförderte Schüttgut durch eine Vielzahl miteinander interagierender Partikel (Diskrete Elemente) repräsentiert.

Gurtförderer sind eine der am häufigsten eingesetzten (und wahrscheinlich am weitesten verbreiteten) stetigen Fördersysteme. Die Gurte werden in solchen DEM-Simulationen bis dato als starre Flächen dargestellt. Diese Idealisierung kann für einfache Gurtförderer durchaus ausreichend sein, sobald jedoch Deformationen oder dynamische Effekte des Gurtes den betrachteten Prozess maßgebend beeinflussen, ist eine entsprechende Gurtmodellierung unabdingbar. Eine Methode zur Modellierung und Implementierung von Gurten, welche Interaktionen des Gurtes zum Fördergut wie auch anderen Systemkomponenten (Tragrollen) erlaubt, wurde im Rahmen der Dissertation von E. Fimbinger in der Publikation „Methodology for the Simulation of Conveyor Belts Using the Discrete Element Method“ ([16]) entwickelt.

Zur Parameterfindung bzw. Kalibrierung von Gurten können bekannte Prüfverfahren wie Zug- oder Biegeversuche herangezogen werden. Auch unkonventionelle Versuche, wie bspw. die Betrachtung eines Gurtes als einseitig eingespannten Träger freihängend über eine Kante, eignen sich zur Kalibrierung oder gar für eine einfache Verifizierung des Gurtmodells.

Um eine umfangreiche Verifizierung oder gar Validierung eines definierten digitalen Gurtmodells zu ermöglichen, ist ein physikalischer Prüfstand erforderlich, der eine kontrollierbare Deformation von kalibrierten Gurten im Betrieb erlaubt. Gewisse Anforderungen und diverse Bedingungen an solch einen „dynamischen Gurtdeformationsprüfstand“ wurden bereits in der genannten Publikation ([16]) aufgestellt. Die Entwicklung des Prüfstands erfolgt im Rahmen dieser Masterarbeit.

2 Themenstellung

Ziel ist die Entwicklung eines Prüfstands, der es ermöglicht, Fördergurte bei betriebsähnlichen Bedingungen (Beladungen) kontrolliert dynamisch zu beanspruchen und somit zu deformieren. Eine entsprechende Auswertung (z.B. Gurtverformungen an definierten Stellen) dient in Folge als physikalische Grundlage zur Verifizierung von Gurtmodellen. Es kann auch eine rückschließende Parameterermittlung und -korrektur auf Basis der im Prüfstand auftretenden Deformationen erfolgen.

Der Schwerpunkt der Entwicklung liegt in der Konzeptionierung des Prüfstands, wobei Aspekte wie Details zur Prüfmethodik, Einsatzgrenzen, Genauigkeit bzw. Wiederholbarkeit, Wirtschaftlichkeit, etwaige Anpassungsfähigkeit, etc. im Vordergrund stehen.

3D-CAD-Daten werden hinsichtlich der Herstellung und Inbetriebnahme des Prüfstands erstellt, wie auch entsprechende Bedienungsunterlagen in Form einfacher Anleitungen zur Durchführung von Gurtprüfungen. Ebenso soll in Hinblick auf die Fertigung eine überschlägige Kostenabschätzung in die Entwicklung miteinfließen.

Fördergurte werden in unterschiedlichsten Anwendungen eingesetzt und existieren daher in verschiedenen Ausführungen bezüglich Gurtbreite, Zugträger, Festigkeit, Deckplatten, Profilierung, Gurtkanten, etc. Daher wurden folgende Eckdaten vereinbart um das Prüfspektrum ein wenig einzugrenzen:

Grenzdaten der Prüfanlage	
Maximal zu prüfende Gurtbreite	1200mm
Es sollen Stahlseil- und Gewebegurte mit deren genannten maximalen Festigkeiten geprüft werden können	EP400/3 St1000
Die Gurtmuldung soll variabel auf übliche Muldungswinkel λ einstellbar sein	Muldungswinkel variabel
Der Tragrollenabstand im Obertrum soll variabel auf die Belastung einstellbar sein, um reale Ausführungen bestmöglich abzubilden	Tragrollenabstand variabel
Die maximale Prüflänge (Belastungslänge) beträgt 3m	Prüflänge 3m
Das Belastungssystem soll anpassbar an die Muldungsform sein und das gesamte Schüttgutspektrum abdecken können	Lastspektrum variabel

Tabelle 01: Eckdaten der Prüfanlage

Achsabstand: Abstand zwischen den Achsen der am weitesten voneinander entfernt liegenden Gurtumlenkungen. [6]

Förderlänge: Abstand zwischen der Mitte der Fördergutaufgabe und der Achse der Fördergutabwurftrammel. Bei Fördergutabstreifung ist stattdessen die Mitte des Fördergut-Austrags anzunehmen. Im Allgemeinen ist die Förderlänge etwa gleich dem Achsabstand. Die Förderlänge kann aber auch kleiner als der Achsabstand oder während der Förderung variabel sein. [6]

Förderhöhe: Höhenunterschied zwischen Fördergut-Aufnahme und Fördergut-Abgabe. [6]

Gurtstützung: Die Gurtstützung erfolgt im Allgemeinen durch fest verlagerte Tragrollen oder durch Girlanden-Tragrollen. Der Gurt kann flach geführt oder durch mehrteilige Tragrollen gemuldet werden. Die Muldung gestattet einen größeren Fördergutstrom und dient der besseren Gurtführung. [6]

Fördergurt: Der Fördergurt hat die Aufgabe, das Fördergut zu tragen und gleichzeitig die Antriebskräfte zur Überwindung der Bewegungswiderstände zu übertragen. Der Fördergurt besteht im Allgemeinen aus dem Zugträger und den Deckplatten der Trag- und Laufseite, die eine den Kern schützende Bedeckung bilden. [6]

Gurtzugträger: Der Gurtzugträger hat die Aufgabe, die an den Antrieben eingeleiteten Kräfte zur Überwindung der Anlagenwiderstände an den Ort ihres Bedarfs zu übertragen. Im Gewebegurt besteht der Zugträger aus einer bzw. mehreren übereinander liegenden Gewebelagen. Bei einem Stahlseilgurt wird der Zugträger aus in einer Ebene liegenden und sich in Längsrichtung parallel zueinander erstreckenden Stahlseilen gebildet, die in Kerngummi eingebettet sind. [6]

Gurtdeckplatten: Die Deckplatten schützen den Zugträger vor Beschädigungen und anderen äußeren Einflüssen. Die Deckplatten der Trag- und Laufseite können unterschiedliche Dicken aufweisen. [6]

Aufbau von Fördergurten: Die in Gurtförderern eingesetzten Transportbänder gelten als endlose Förderelemente, die aus einem oder mehreren Gurtstücken durch Verbindung der Enden zusammengesetzt werden. Kurze Fördergurte können auch endlos hergestellt werden. Fördergurte werden nach den verwendeten Zugträgern in Stahlseil-Fördergurte (Stahlcord) und Gewebegurte (Textilfördergurte) eingeteilt. [6]

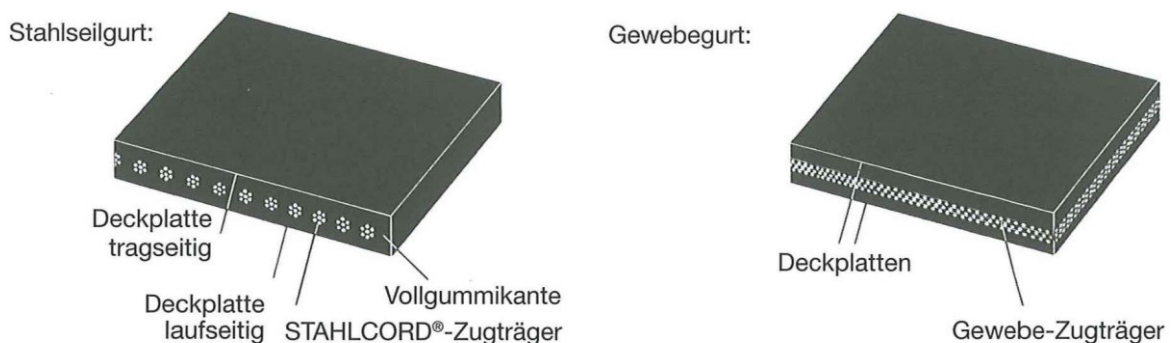


Abbildung 02: Ausführungsvarianten des Zugträgers [6]

3.2 Grundlagen zur Auslegung und Konstruktion von Gurtförderern

3.2.1 Festlegung der Hauptdaten

3.2.1.1 Fördergut

Die Auswahl und Auslegung des Fördersystems beginnt mit der Festlegung des Fördergutes. In Tabelle 02 und Tabelle 03 sind die wichtigsten Eigenschaften der gängigsten Schüttgüter für die weitere Auslegung zusammengefasst. [6]

Fördergut	Schüttdichte ρ in t/m^3	Schüttwinkel in°	max. Neigungswinkel δ der Förderstrecke	mögliche Beeinflussung		
				mech.	chem.	Temp.
Abraum	1,6–1,7	15	17	++		
Amoniumsulfat	0,75–0,95		22	+	++	
Asche, trocken	0,65–0,75		16			+
Asche, naß	0,9	15	18			+
Asphalt, gebrochen	0,7		22			
Bauxit, gebrochen	1,2–1,4		18–20	++		
Bauxit, fein	1,9–2,0		18	+		
Beton, naß	1,8–2,4	0–5	16–22	++		
Braunkohle, trocken	0,5–0,9	15	15–17			
Braunkohle, naß	0,9	15–20	18–20			
Braunkohlenbrikett Eiform	0,7–0,85	15	12–13			
Brauneisenstein, fein	3,2	15	18			
Eisenerz	1,7–2,5	15	18	++		
Eisenerz, Pellets	2,5–3,0	12	15			
Erde, feucht	1,5–1,9	15–20	18–20	+		
Feldspat, gebrochen	1,6		18	++		
Fischmehl	0,55–0,65		25			
Formsand	1,2–1,3		20	+		++
Getreide (außer Hafer)	0,7–0,85	10–12	14		+	
Gießereiabfall	1,2–1,6		16	++		+
Gips, Pulver	0,95–1,0		23			
Gips, gebrochen	1,35		18			
Glas, Bruch	1,3–1,6		12–15	++		+
Granit, gebrochen	1,5–1,6		20	++		
Graphit, Pulver	0,5		20			
Gummi, Pellets	0,8–0,9		12			+
Hochofenschlacke	1,2–1,4		18	++		+
Holzspäne	0,2–0,35		22–24			
Holzstücke	0,25–0,5		20–25			
Hausmüll	0,6		18–20	+	+	
Kali	1,1–1,6	15	18	+		+
Kalk, stückig	1,0–1,4	15	15–20			+
Kalkstein, gebrochen	1,3–1,6	15	16–18	+		
Kies, unsortiert	1,8	15	18–20			
Kies, sortiert, gewaschen	1,5–2,5	18	12–15			
Kies u. Sand, naß	2,0–2,4	15	20			
Klinker	1,2–1,5	10–15	18	++		++
Koks	0,45–0,6	15	17–18	++		++
Kunstdünger	0,9–1,2	12	12–15			
Kupfererz	1,9–2,4	15	18	++		
Lehm, feucht	1,8	15–18	18–20			

Tabelle 02: Fördergut-Eigenschaften(1) [6]

Fördergut	Schütt- dichte ρ in t/m ³	Schütt- winkel in°	max. Neigungs- winkel δ der Förder- strecke	mögliche Beeinflussung		
				mech.	chem.	Temp.
Manganerz	2,0–2,2	15	18–22	++		
Mais	0,7–0,75	12	15		+	
Mehl	0,5–0,6	15	15–18			
Obst	0,35	10	12–15		+	
Ölkuchen	0,7–0,8	10	15		++	
Ölsand	1,6–1,8	15	20		++	
Phosphat, fein	2	12–15	18	+		
Phosphat, gebrochen	1,2–1,4	15	18–20	++		
Rüben	0,65–0,75	10	15–17			
Rübenschnitzel, naß	0,5	18	15–17		+	
Salz, roh	1,2	15	18–20			
Salz, fein	1,2–1,3	15	15–18			
Steinsalz	1–2	15	18	+		
Sand, trocken	1,3–1,4	15	16–20	++		
Sand, naß	1,4–1,9	15	20–25	+		
Sandstein, gebrochen	1,3–1,5			++		
Schiefer, gebrochen	1,4–1,6			+		
Schlacke	1,3		18	++		+
Schotter	1,5–1,8	10–15	16–20	++		
Schrott	1,2–2,0			++	+	
Schlamm	1,0	0				
Seifenflocken	0,15–0,35		15			
Steinkohle, roh	0,75–0,85	18	18	+		
Steinkohle, fein	0,8–0,9	10	18–20			
Torf	0,4–0,6		16			
Zement	1,2–1,5	0–10	15–20			++
Zucker, roh	0,9–1,1		15		+	
Zucker, raffiniert	0,8–0,9		20			
Zuckerrohr	0,2–0,3					

Tabelle 03: Fördergut-Eigenschaften(2) [6]

3.2.1.2 Typ des Gurtförderers

Die Förderung von Schütt- und Stückgütern auf Fördergurten ohne Oberflächenprofilierung oder Deckbändern wird durch den Neigungswinkel begrenzt, bei dem das Fördergut zu rutschen oder zu rollen beginnt. Auch wenn das Anfahren oder Stillsetzen diesen Vorgang auslöst, ist eine einwandfreie Förderung nicht mehr gewährleistet. Der Grenzwinkel der Förderneigung eines glatten Bandes liegt für die Mehrzahl der unterschiedlichen Fördergutarten bei 15–20°. Darüber hinaus müssen besondere Gurte eingesetzt werden, die größere Neigungen zulassen. Die in Abbildung 03 angegebenen Richtwerte gelten für ansteigende Förderung. [6]

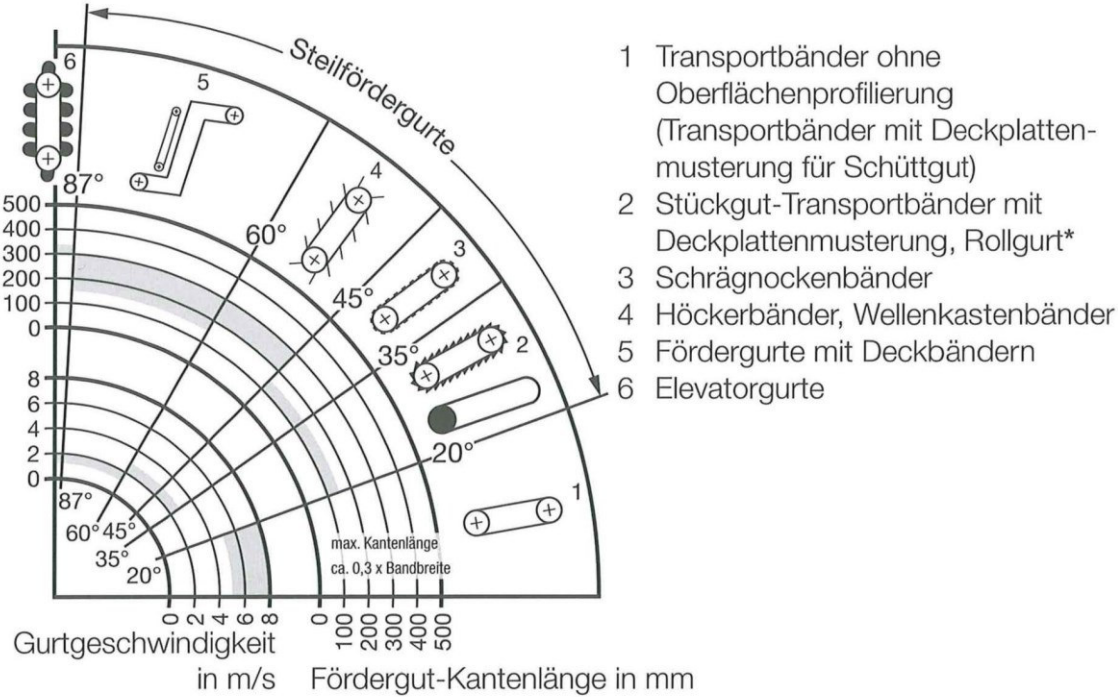


Abbildung 03: Fördergurtarten in Abhängigkeit des Neigungswinkels [6]

3.2.1.3 Gurtbreite

Die Gurtbreite B soll möglichst aus den genormten oder gebräuchlichen Breiten ausgewählt werden, da hierauf z.B. die Abmessungen der Tragrollen und anderer Konstruktionselemente des Gurtförderers abgestimmt sind. [6]

	300	400	500	600	650	800
Gurtbreite B in mm	1000	1200	1400	1600	1800	
	2000	2200	2400	2600	2800	
	3000	3200				

Tabelle 04: Standard Gurtbreiten [6]

3.2.1.4 Gurtgeschwindigkeit

Für eine wirtschaftliche Auslegung des Gurtförderers ist die Wahl der Gurtgeschwindigkeit v ausschlaggebend. Besonders bei langen Förderlängen wird eine hohe Fördergeschwindigkeit angestrebt. Grenzen sind in erster Linie durch das Verhalten des Fördergutes vor allem bei der Aufgabe auf den Fördergurt gesetzt. [6]

Höhere Fördergeschwindigkeiten ergeben eine höhere Förderkapazität bei gleicher Gurtbreite. Bei einem fix vorgegebenen Fördergutstrom kann daher bei höherer Fördergeschwindigkeit eine kleinere Gurtbreite gewählt oder eine einfachere Muldungsform ausgeführt werden. Nachteilig sind ein höherer Verschleiß des Gurtes sowie eine geringere Schonung des Fördergutes und eine größere Antriebsleistung. [6]

In Tabelle 05 und Tabelle 06 sind typische Fördergeschwindigkeiten und Anwendungen aufgelistet.

Einsatzmerkmale	Fördergeschwindigkeit v in m/s
Spezialfälle, verfahrensbedingt (z. B. Kühlbänder)	0,5
kleine Fördergutströme, schonende Förderung (z. B. Koksrampenbänder)	0,5 – 1,5
normale Einsatzbedingungen und Fördergüter (z. B. Kiesförderung)	1,5 – 3,5
hohe Fördergutströme, große Förderlängen (z. B. Abraumförderung)	3,5 – 6,5
Spezialfälle (z. B. Schleuderbänder)	6,5 und mehr

Tabelle 05: Typische Fördergeschwindigkeiten [6]

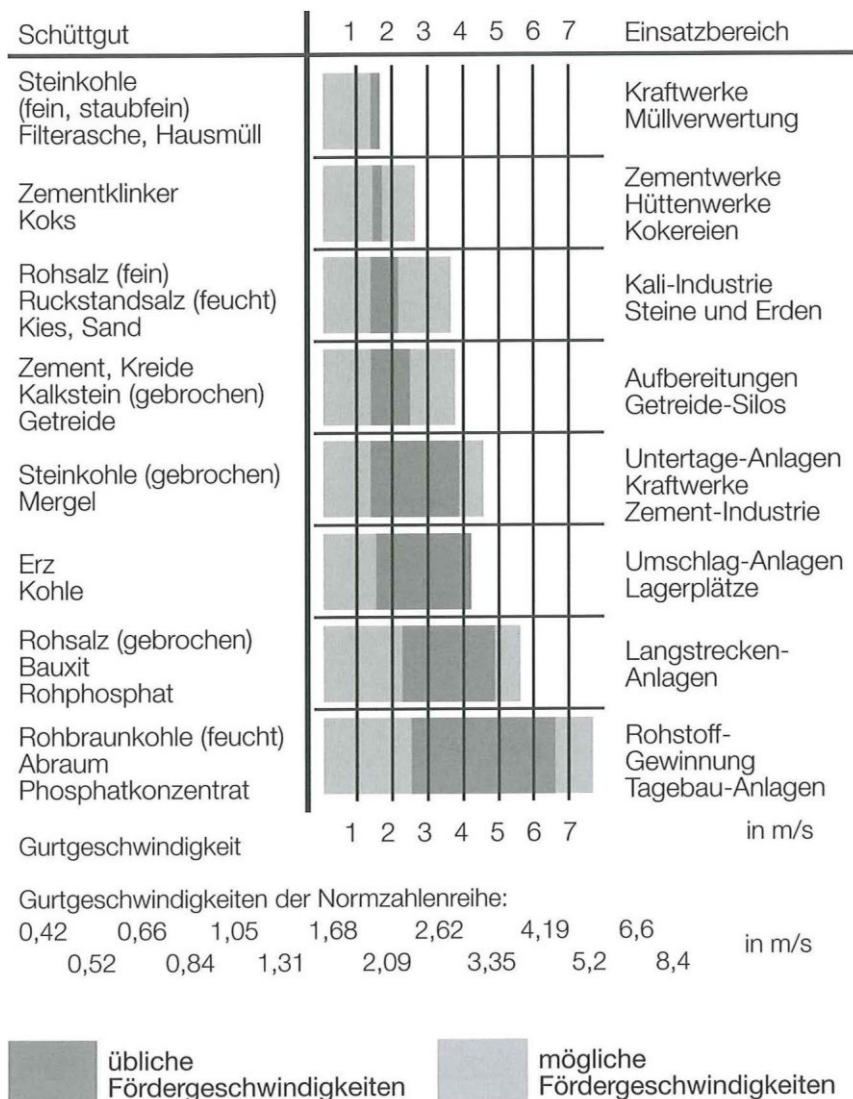


Tabelle 06: Fördergeschwindigkeiten ausgeführter Anlagen [6]

3.2.1.5 Gurtstützung

Die Hauptaufgaben der Stützelemente, welche für Schüttgutförderung fast ausschließlich als starr gemuldete Tragrollen oder gelenkig verbundene Girlanden-Tragrollen ausgeführt werden, sind neben der Aufnahme der Gurtlasten den Gurtquerschnitt entsprechend den Einsatzbedingungen zu formen und in gewissen Grenzen auch einem möglichen Gurtschieflauf entgegenzuwirken. Die Form

mehrteiliger Gurtmuldungen wird im Wesentlichen durch den Muldungswinkel λ bestimmt. [6]

Übliche Gurtmuldungen und Muldungswinkel sind in Tabelle 07 ersichtlich.

Muldungswinkel von mehrteiligen Gurtstützungen		
Muldung	Obertrum	Untertrum
2teilig	für Gurtbreiten bis 800 mm, Muldungswinkel nach Gurtkonstruktion bis 30°. In Sonderfällen Gurtbreiten bis 1200 mm und Muldungswinkel bis 45°. Ggf. mit abgesetzten Gewebelagen in Gurtmitte.	in beliebiger Breite zwecks besserer Geradföhrung des Gurtes, übliche Muldungswinkel 10°–15°.
3teilig	Normalausführung für alle Gurtbreiten, übliche Muldungswinkel: 20°–30°–35° 40°–45° „Tiefmulde“ mit verkürzter Mittelrolle	bei Doppeltrum Material- und Personenfördererung mit den für das Obertrum üblichen Muldungen
5teilig	im Obertrum als dicht gesetzte Tragrollengirlanden im Bereich der Fördergutaufgabe bevorzugt. Muldungswinkel λ_1 / λ_2 von Auflastverteilung, Gurtsteifigkeit und Gurtzug abhängig. 25°/55° oder 30°/60°	

Tabelle 07: Typische Muldungsformen und Muldungswinkel [6]

Unabhängig von Muldungsform und Muldungswinkel ist darauf zu Achten, dass der in Abbildung 04 ersichtliche Tragrollenzwischenraum d für Gurtbreiten kleiner 2000mm möglichst unter 10mm bleibt. [6]



Übliche Tragrollen-Mantellängen in mm

Muldungsform	Gurtbreite B in mm																		
	300	400	500	600	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	
flach	l	380	500	600	700	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200	2500	2800				
2teilig	l	200	250	315	340	380	465	600	700	800	900	1000	1100	1250	1400	1500	1600	1700	1800
3teilig	l		160	200	250	250	315	380	465	530	600	670	750	800	900	950	1050	1120	1150
3teilig	l_1						200	250	315	380	465	530	600	640	670	700	800	900	900
Tiefmulde	l_2						380	465	550	600	670	700	800	900	1000	1100	1150	1150	1250
5teilig	l						165	205	250	290	340	380	420	460	500	540	580	640	670

Abbildung 04: Tragrollen-Mantellängen unterschiedlicher Gurtbreiten und Muldungsformen [6]

Der Tragrollendurchmesser D_R ist so zu wählen, dass sich auf Grund der Gurtgeschwindigkeit keine unzulässig hohe Tragrollendrehzahl n_R ergibt. Die Drehzahl der Tragrolle soll einen Wert von 600-700 Umdrehungen pro Minute nicht überschreiten, und wird nach Gleichung(1) wie folgt berechnet. [6]

$$n_R = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_R} \quad (1)$$

Der Tragrollendurchmesser ist aus der Tabelle für übliche Tragrollendurchmesser auszuwählen.

übliche Tragrollendurchmesser in mm						
Tragrollen						
		88,9	108	133	159	193,7
Pufferring-Rollen						
		156	180	215	250	290
Stützring-Rollen	120	133	150	180	215	250
						290

Tabelle 08: Typische Tragrollendurchmesser [6]

Die Wirtschaftlichkeit eines Gurtfördersystems wird wesentlich von der Wahl eines optimalen Tragrollenabstandes im Ober- und Untertrum beeinflusst. Die Tragrollenabstände werden möglichst maximiert da durch eine geringe Anzahl an Tragrollen die Investitions- und Instandhaltungskosten gesenkt werden. Richtwerte für die Tragrollenabstände können aus den Gleichungen(2) und (3) ermittelt werden, wobei der Faktor k die Stückgröße des Schüttguts beschreibt.[6]

$$l_o \leq 5 \cdot (k \cdot \rho)^{-0,2} \quad (2)$$

$$2l_o \leq l_u \leq 3l_o \quad (3)$$

3.2.1.6 Förderkapazität

Die Förderkapazität eines Gurtförderers wird durch die Füllquerschnittsfläche A und die Fördergeschwindigkeit bestimmt. In Abbildung 05 ist ein typischer Gurtquerschnitt für eine dreiteilige Muldung dargestellt. [6]

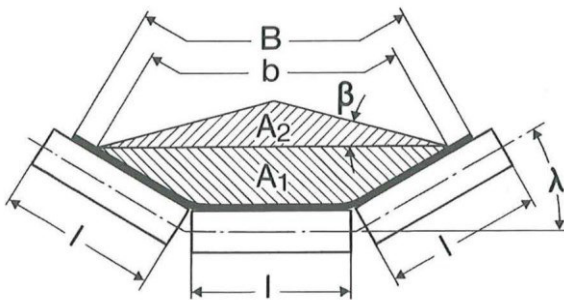


Abbildung 05: Füllquerschnittsfläche bei 3-teiliger Muldung [6]

Die für die Ermittlung der Füllquerschnittsfläche erforderliche nutzbare Gurtbreite b errechnet sich für Gurte mit einer Gurtbreite $B < 2000\text{mm}$ nach Gleichung(4).

$$b = 0,9 \cdot B - 50\text{mm} \quad (4)$$

Mit der nutzbaren Gurtbreite und der Tragrollenlänge l errechnet sich die Füllquerschnittsfläche nach Gleichung(5).

$$A = \left(l + \frac{b-l}{2} \cdot \cos \lambda \right) \cdot \frac{b-l}{2} \cdot \sin \lambda + \left(\frac{l + (b-l) \cdot \cos \lambda}{2} \right)^2 \cdot \tan \beta \quad (5)$$

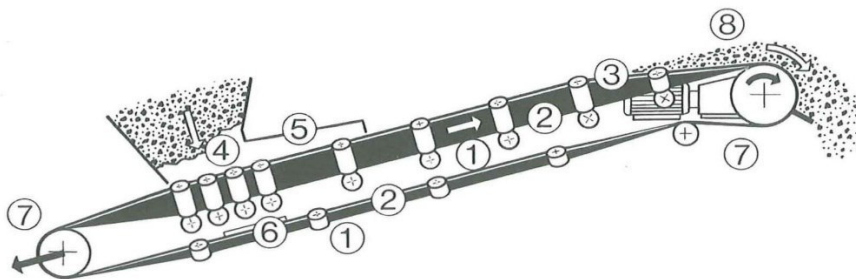
Mit dem Füllungsgrad φ_1 und der Gurtgeschwindigkeit errechnet sich die effektive Förderkapazität nach Gleichung(6) in $[m^3/h]$ und nach Gleichung(7) in $[t/h]$.

$$Q_{V\,eff} = A \cdot v \cdot 3600 \cdot \varphi_1 \quad (6)$$

$$Q_{m\,eff} = A \cdot v \cdot 3600 \cdot \rho \cdot \varphi_1 \quad (7)$$

3.2.2 Berechnung des Gurtförderers

Die Berechnung eines Gurtförderers beginnt mit der Ermittlung der einzelnen Bewegungswiderstände, ggf. auch unter Berücksichtigung instationärer Betriebszustände wie Anfahren und Stillsetzen. Aus der Gesamtheit an Bewegungswiderständen kann anschließend der Leistungsbedarf berechnet werden. In Abbildung 06 sind die an einem Gurtförderer auftretenden Bewegungswiderstände schematisch dargestellt. [6]



- 1 Laufwiderstand der Tragrollen
- 2 Walkwiderstand des Gurtes
- 3 Walkwiderstand des Fördergutes
- 4 Aufgabewiderstand
- 5 Schurrenreibungswiderstand
- 6 Abstreiferreibungswiderstand
- 7 Gurtumlenkwiderstand an den Trommeln
- 8 Steigungswiderstand

Abbildung 06: Bewegungswiderstände eines Gurtförderers [6]

3.2.2.1 Massen

Zur Berechnung des Bewegungswiderstandes ist eine Bestimmung der Summe aller auf der Förderstrecke bewegten Massen erforderlich. Diese Massen unterteilen sich in Masse des Fördergutes, Masse des Gurtes und Masse der drehenden Tragrollenteile. Bei instationären Betriebszuständen sind zusätzlich alle rotierenden Massen des Antriebs zu berücksichtigen. [6]

Die Masse des Fördergutes m_L' in $[kg/m]$, welche auf einen Meter Förderstrecke lastet, wird nach Gleichung(8) aus der Förderkapazität ermittelt.

$$m_L' = \frac{Q_m}{3,6 \cdot v} \quad (8)$$

Zur Ermittlung der Masse aller bewegten Tragrollenteile wird die Masse der Tragrollen in Ober- und Untertrum m_{Ro}, m_{Ru} durch den jeweiligen Tragrollenabstand dividiert. Die

Masse der Tragrollenteile m_R' pro Meter Förderlänge in [kg/m] ergibt sich somit nach Gleichung(9). [6]

$$m_R' = \frac{m_{Ro}}{l_o} + \frac{m_{Ru}}{l_u} \quad (9)$$

Die Masse des Fördergurtes wird aus der Masse des Zugträgers m_Z'' und der Masse der Deckplatten m_D'' ermittelt. Die Masse des Zugträgers hängt von Art und Festigkeitsklasse des verwendeten Fördergurtes ab. Die Masse der Deckplatten ist von Dichte und Dicke der Deckplattenmischung abhängig. Für Standard-Deckplatten kann mit einer Dichte von $\rho_D = 1,1 \text{ kg/dm}^3$ gerechnet werden. Mit den Deckplattendicken der Trag- und Laufseite s_2, s_3 ergibt sich die Masse der Deckplatten nach Gleichung(10) in [kg/m²]. [6]

$$m_D'' = \rho_D \cdot (s_2 + s_3) \quad (10)$$

Mit der Gurtbreite errechnet sich das Gurtgewicht m_G' pro Meter Förderlänge nach Gleichung(11) in [kg/m].

$$m_G' = (m_Z'' + m_D'') \cdot B \quad (11)$$

Für die Betriebszustände Anfahren und Stillsetzen müssen zusätzlich noch die Massenträgheitsmomente der Antriebselemente berücksichtigt werden. Die Massenträgheitsmomente werden auf den Trommelumfang reduziert. Oftmals können die einzelnen Antriebselemente nicht getrennt berücksichtigt werden, so wird näherungsweise eine Masse m_{Ered} aus dem Massenträgheitsmoment J_m des Motors, der Drehzahl n_m sowie einem Massenfaktor K_m nach Gleichung(12) ermittelt. [6]

$$m_{Ered} = K_m \cdot J_m \cdot \left(\frac{n_m}{v}\right)^2 \cdot \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \quad (12)$$

3.2.2.2 Bewegungswiderstände

Der Gesamtbewegungswiderstand F eines Gurtförderers setzt sich aus dem Hauptwiderstand, Nebenwiderstand, Steigungswiderstand und Sonderwiderständen zusammen.

Der Hauptwiderstand F_H ist unabhängig von der Förderhöhe und ist jener Anteil des Bewegungswiderstandes, welcher im Obertrum und normalerweise unbeladenem Untertrum auftritt. Er ist einer Reibungskraft gleichzusetzen und wird mit dem dimensionslosen Reibungsbeiwert f nach Gleichung(13) errechnet. [6]

$$F_H = f \cdot L \cdot [m_R' + (2 \cdot m_G' + m_L) \cdot \cos \delta] \cdot g \quad (13)$$

Nebenwiderstände F_N sind Reibungswiderstände und Trägheitswiderstände und treten nur an bestimmten Stellen des Gurtförderers auf. Dazu zählen Reibungs- und

Trägheitswiderstand des Fördergutes im Bereich der Aufgabestelle, Reibungswiderstände durch Gurtabstreifer, der Gurtbiegewiderstand beim Lauf des Gurtes über Trommeln sowie Lagerwiderstände nicht angetriebener Trommeln. Bei großen Förderlängen ist eine pauschale Bestimmung der Nebenwiderstände durch einen dimensionslosen Beiwert C als Bruchteil des Hauptwiderstandes nach Gleichung(14) hinreichend genau. [9]

$$F_N = (C - 1) \cdot F_H \quad (14)$$

Der Steigungswiderstand F_{St} ergibt sich rein aus den Hangabtriebskräften des Fördergutes, die Hangabtriebskräfte des Fördergurtes von Ober- und Untertrum gleichen sich gegenseitig aus. Somit kann der Steigungswiderstand nach Gleichung(15) ermittelt werden. [6]

$$F_{St} = m_L' \cdot H \cdot g \quad (15)$$

Sonderwiderstände F_s treten nicht bei allen Gurtförderern auf, können aber zusätzlich durch auf Sturz gestellte Tragrollen, Fördergutführungsleisten oder durch Abstreifer zum Abwurf des Fördergutes entstehen. Sie errechnen sich aus einer Reihe von Einzelwiderständen und sind je nach Anlage gesondert zu betrachten. [9]

Mit den genannten Bewegungswiderständen lässt sich ein Gesamt-Bewegungswiderstand nach Gleichung(16) errechnen. Durch Einsetzen der einzelnen Bestandteile in Gleichung(16) entsteht Gleichung(17) zur Ermittlung des Gesamtbewegungswiderstands.

$$F = F_H + F_N + F_{St} + F_s \quad (16)$$

$$F = C \cdot f \cdot L \cdot [m_R' + (2 \cdot m_G' + m_L') \cdot \cos \delta] \cdot g + H \cdot m_L' \cdot g \quad (17)$$

Um in weiterer Folge einen genauen Verlauf der Gurtzugkräfte ermitteln zu können ist eine Aufteilung des Bewegungswiderstands in Obertrum F_o und Untertrum F_u notwendig. Unter Vernachlässigung von Sonderwiderständen können die Bewegungswiderstände für Ober- und Untertrum nach den Gleichungen(18), (19) ermittelt werden. [6]

$$F_o = C \cdot f \cdot L \cdot [m_{Ro}' + (m_G' + m_L') \cdot \cos \delta] \cdot g + H \cdot (m_L' + m_G') \cdot g \quad (18)$$

$$F_u = C \cdot f \cdot L \cdot [m_{Ru}' + m_G' \cdot \cos \delta] \cdot g + H \cdot m_G' \cdot g \quad (19)$$

3.2.2.3 Antriebsleistung

Aus dem ermittelten Bewegungswiderstand kann die durch einen oder mehrere Antriebe übertragene erforderliche Antriebsleistung ermittelt werden. Für angetriebene Bandanlagen ergibt sich nach Gleichung(20) die Antriebsleistung an der Trommel P_{Tr} in [kW] und unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades η errechnet sich die zu installierende Antriebsleistung P_M nach Gleichung(21). [6]

$$P_{Tr} = \frac{F}{1000} \cdot v \quad (20)$$

$$P_M = \frac{P_{Tr}}{\eta} \quad (21)$$

3.2.2.4 Umfangskraft

Die Umfangskräfte werden durch ein oder mehrere angetriebene oder gebremste Trommeln auf den Gurt übertragen und dienen der Überwindung aller am Fördergurt auftretender Kräfte. Somit ist im Falle eines einzigen Antriebes die Umfangskraft dem Gesamtbewegungswiderstand gleichzusetzen. In Abbildung 07 sind die Kräfte an einer angetriebenen Trommel dargestellt. [6]

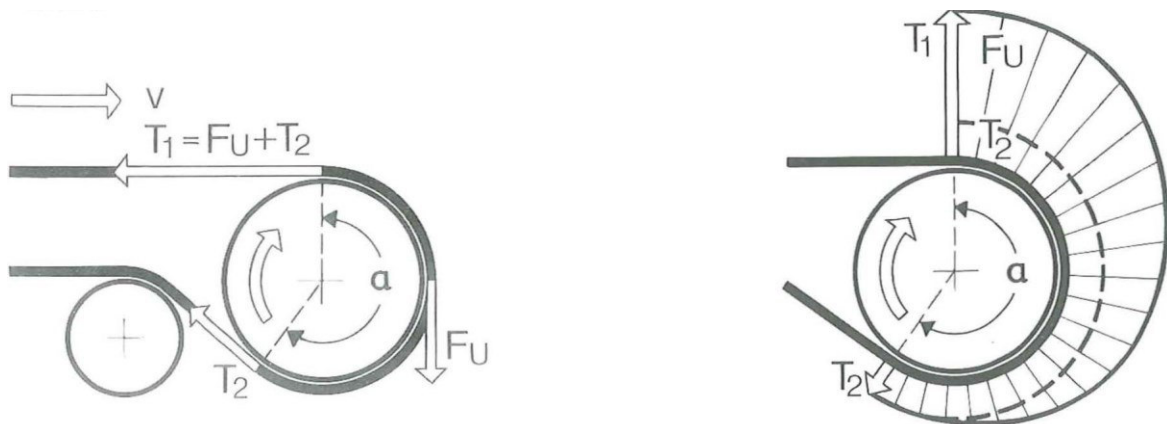


Abbildung 07: Kräfte einer Antriebstrommel [6]

Die Gurtzugkräfte an der Auflaufseite T_1 und der Ablaufseite T_2 sind für die weitere Berechnung des Fördergurtes ausschlaggebend. Die erforderlichen Gurtkräfte zur Übertragung der Umfangskraft F_U ergeben sich aus der Grenzbedingung nach Gleichung(22), wobei α der Umschlingungswinkel des Gurtes um die Antriebstrommel und μ der Reibungskoeffizient zwischen Trommel und Gurt sind. [6]

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu\alpha} \quad (22)$$

$$F_U = T_1 + T_2 \quad (23)$$

Diese Grenzbedingung kann durch Einsetzen einer weiteren Bedingung nach Gleichung(23) gelöst werden. Somit können die Gurtzugkräfte an der Auflauf- und Ablaufseite nach den Gleichungen(24), (25) berechnet werden. [6]

$$T_2 = F_U \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (24)$$

$$T_1 = F_U \cdot \left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) \quad (25)$$

3.2.2.5 Gurtzugkräfte

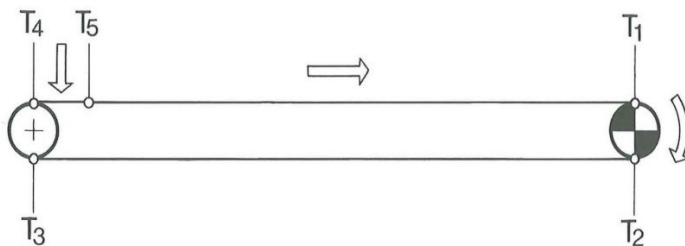


Abbildung 08: Schematische Darstellung der Gurtzugkräftepositionen [6]

Die an den wichtigsten Punkten des Gurtförderers auftretenden Gurtzugkräfte (Abbildung 08) können durch eine Rundrechnung ermittelt werden. Begonnen wird dabei an der Stelle mit der geringsten auftretenden Gurtzugkraft (T_2). Als Ausgangswert von T_2 kann entweder eine Mindestgurtzugkraft zur Begrenzung des Durchhangs oder die ermittelte Ablaufgurtzugkraft eingesetzt werden. Durch Addition der Bewegungswiderstände und Subtraktion von Umfangskräften in fortlaufender Richtung werden die weiteren Gurtzugkräfte ermittelt. Falls die für die Kraftübertragung an der Antriebstrommel erforderlichen Gurtzugkräfte nicht erreicht werden, muss eine Korrektur der gesamten Gurtzugkräfte auf das geforderte Kräftelevel durchgeführt werden. Dabei müssen alle Kräfte um den gleichen Betrag erhöht werden. [6]

Für einen Förderer nach Abbildung 09 verläuft die Rundrechnung der Gurtzugkräfte im Betrieb nach folgenden Gleichungen(26) bis (30).

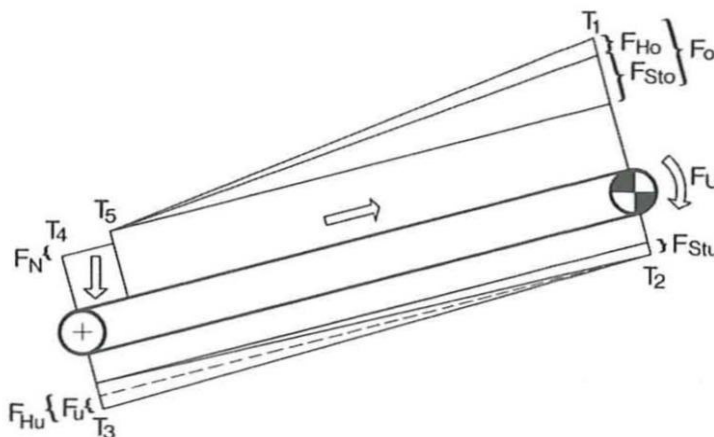


Abbildung 09: Gurtkräfte im Betrieb [6]

$$T_2 = T_{min}; \quad \text{bzw.} \quad T_2 = T_2; \quad \text{bzw.} \quad T_2 = 0 \quad (26)$$

$$T_3 = T_2 + F_u \quad (27)$$

$$T_4 = T_3 \quad (28)$$

$$T_5 = T_4 + F_N \quad (29)$$

$$T_1 = T_5 + F_o \quad (30)$$

3.2.2.6 Ein- und Ausmuldung

Durch Überführen des Gurtes von einer flachen zu einer gemuldeten Form und umgekehrt ergibt sich eine ungleichmäßige Spannungsverteilung, welche zu einer Überbeanspruchung der Gurtkanten oder einer Stauchung in der Gurtmitte führen kann. Daher muss die Übergangslänge L_Y ausreichend dimensioniert werden. [6]

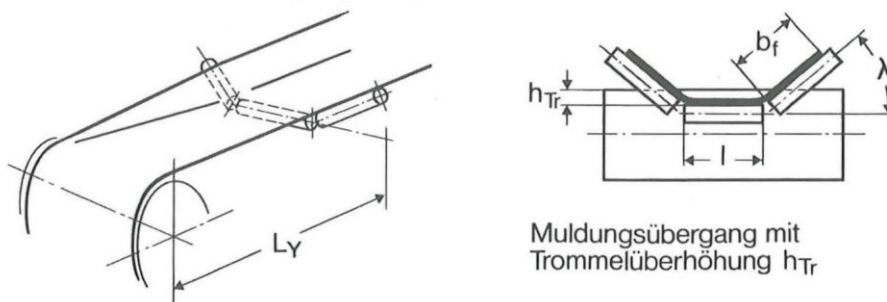


Abbildung 10: Übergangslänge und Trommelüberhöhung [6]

Wie in Abbildung 10 ersichtlich kann die Anhebung der Oberkanten beider Umlenkrollen um eine Trommelüberhöhung h_{Tr} über das Muldungstiefste eine deutliche Verbesserung der Spannungsverteilung bewirken. Somit kann durch eine Trommelüberhöhung die Übergangslänge der Ein- und Ausmuldung reduziert werden.

3.3 Balkentheorie

Um im Kapitel 3.4 dem simulationstechnischen Aufbau von Gurtmodellen und deren Kontaktbedingungen bzw. Kontaktmodellen folgen zu können, ist ein kurzer Einblick in die Balkentheorie erforderlich.

Die Balkentheorie beschreibt das Verhalten von Balken bei Auftreten einer Last. Die technische Mechanik ist die ihr zugrunde liegende Theorie. Von Interesse sind die Längs-, Biege- und Querverformung sowie die Biegelinie. Die zur Berechnung erforderliche Biege- und Schubsteifigkeit EI bzw. GA beinhaltet den Elastizitätsmodul E , das Trägheitsmoment I , das Gleitmodul (Schubmodul) G und die Querschnittsfläche A . [26]

Im Allgemeinen wird als Balken ein Euler-Bernoulli-Balken (EBB) verstanden. Für den EBB gilt: Querschnitte, die im unbelasteten Zustand rechtwinklig zur Nulllinie ausgerichtet sind, bleiben auch bei der Verformung eben. Für die erweiterte Balkentheorie wird das nicht mehr angenommen, dort ist die Querschnittsebene um einen Schubwinkel gedreht. Dieser Balken ist der Timoshenko-Balken (TB). Die TB-Theorie berücksichtigt die Schubverformung der Querschnittsebene. [26]

Ausschlaggebend für die weitere Betrachtung der Balkentheorie sind folgende für einen geraden Balken gültige Differentialgleichungen für das Biegemoment M (Gleichung(31)) und die Querkraft Q (Gleichung(32)), wobei k einen Korrekturfaktor zum Ausgleich der Schubspannungen darstellt, GA die Schubsteifigkeit, EI die Biegesteifigkeit, ω' die Verdrehung und φ die Verzerrung: [26]

$$M = -EI \cdot \varphi' \quad (31)$$

$$Q = k \cdot GA \cdot (\omega' + \varphi) \quad (32)$$

3.3.1 Der Euler-Bernoulli-Balken

Für den Euler-Bernoulli-Balken gilt, dass Querschnitte sowohl unbelastet als auch unter Belastung stets rechtwinklig zur Nulllinie ausgerichtet sind. Abbildung 11 zeigt einen EBB, wobei ω' die Verdrehung und φ die Verzerrung darstellt.

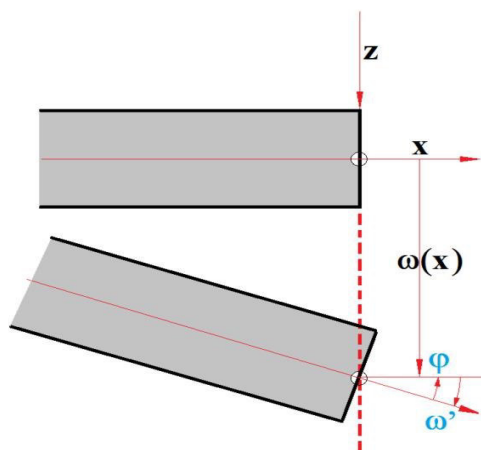


Abbildung 11: Euler-Bernoulli-Balken [26]

Für den Euler-Bernoulli-Balken gelten folgende Annahmen [26]:

1. Die Länge ist viel größer als der Querschnitt.
2. Der Schwerpunkt des Querschnitts unterliegt lediglich einer Verschiebung.
3. Die Verformungen sind klein.
4. Es tritt keine Verwölbung auf.
5. Nur ein eindimensionaler Spannungszustand tritt auf.
6. Für den EBB gilt Schubstarrheit.

Aus der Schubstarrheit gilt:

$$\omega' + \varphi = 0 \rightarrow \omega'' = -\varphi' \quad (33)$$

Durch Einsetzen der Bedingung der Schubstarrheit aus Gleichung(33) in die Differentialgleichungen(31), (32) ist der EBB folgendermaßen definiert:

$$M = EI \cdot \omega'' \quad (34)$$

$$Q = 0 \quad (35)$$

Durch mehrfaches Integrieren von Gleichung(34) kann die Durchbiegung des EBB ω_{EBB} berechnet werden.

3.3.2 Der Timoshenko- Balken

Der Timoshenko-Balken TB stellt eine Erweiterung der klassischen EBB-Theorie dar, bei der zusätzlich eine Schubverformung berücksichtigt wird. Der in Abbildung 12 dargestellte Timoshenko-Balken beinhaltet zusätzlich zum EBB eine Deformation infolge Schub, somit ist die Querschnittsebene nicht mehr Normal zur Nulllinie sondern um einen Schubwinkel γ gedreht. [26]

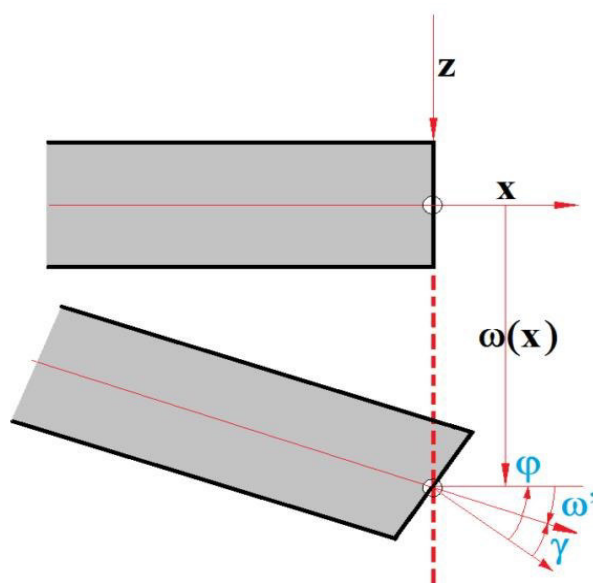


Abbildung 12: Timoshenko-Balken [26]

Für den Timoshenko-Balken gelten daher folgende Annahmen: [26]

1. Die Länge ist viel größer als der Querschnitt.
2. Der Schwerpunkt des Querschnitts unterliegt lediglich einer Verschiebung.
3. Die Verformungen sind klein.
4. Es tritt keine Verwölbung auf.
5. Nur ein eindimensionaler Spannungszustand tritt auf.
6. Die Querschnittsnormale ist nicht unbedingt parallel zur Tangente der Biegelinie.

Unter Berücksichtigung der Balkendeformation infolge Schub gelten folgende Bedingungen (Gleichung(36), (37)):

$$\omega' - \gamma + \varphi = 0 \quad \leftrightarrow \quad \varphi = \gamma - \omega' \quad \leftrightarrow \quad \omega' + \varphi = \gamma \quad (36)$$

$$\varphi' = \gamma' - \omega'' \quad \leftrightarrow \quad \omega'' + \varphi' = \gamma' \quad (37)$$

Durch Einsetzen von (36) in (32) und (37) in (31) ist der Timoshenko-Balken definiert, und es entstehen die Gleichungen(38), (39):

$$M = EI \cdot (\omega'' - \gamma') \quad (38)$$

$$Q = k \cdot GA \cdot \gamma \quad \leftrightarrow \quad \gamma = \frac{Q}{k \cdot EA} \quad (39)$$

Aus Gleichung(39) kann die Verzerrung γ ermittelt werden. Anschließend kann durch mehrfaches Integrieren von (38) die Durchbiegung für den Timoshenko-Balken ω_{TB} berechnet werden.

3.3.3 Vergleich von EBB und TB

Ein Vergleich der Durchbiegungen von EBB und TB zeigt: Der Wert der Durchbiegung nach TB beläuft sich auf die Durchbiegung des EBB mit zusätzlicher Verzerrung γ . Somit gilt: [26]

$$\omega'_{TB} = \omega'_{EBB} - \gamma \quad \leftrightarrow \quad \omega_{TB} = \omega_{EBB} - \int \gamma \quad (40)$$

Durch Einsetzen der Bedingung für die Verzerrung aus Gleichung(39) ergibt sich folgender Zusammenhang für die Durchbiegungen des TB und EBB:

$$\omega_{TB} = \omega_{EBB} - \frac{1}{k \cdot EA} \cdot \int Q(x) \cdot dx \quad (41)$$

3.4 Fördergurtsimulationen in der DEM

In der Fördertechnik wird die „Diskrete Elemente Methode“ (DEM) eingesetzt, um die Schüttgutbewegungen in Förderanlagen numerisch zu simulieren. Fördergurte werden in DEM-Simulationen üblicherweise als ideal starre, nicht deformierbare Flächen modelliert. Die Geschwindigkeit bzw. die Kraft zur Förderung der Partikel wird auf die Materialpartikel übertragen, sobald diese in Kontakt mit der Gurtfläche treten. Mit einem nicht deformierbaren Gurtmodell können dynamisches Gurtverhalten, Interaktionen zwischen Schüttgut und Fördergurt sowie zwischen Gurt und anderen Systemkomponenten, auftretende Spannungen, Deformationen, Laufverhalten etc. nicht berücksichtigt werden. (Siehe Abbildung 13) [15] [12]

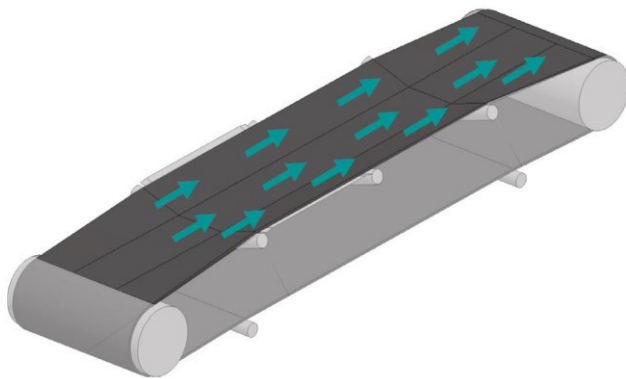


Abbildung 13: Konventionelle Simulation eines Fördergurtes als starre Fläche [14]

Für einfache Fördersysteme wie beispielsweise eine geradlinige Förderung von Schüttgut, wo das Gurtverhalten keinen maßgeblichen Einfluss auf den Förderprozess bewirkt, kann diese Idealisierung durchaus eine ausreichende Genauigkeit aufweisen. Werden komplexere Fördersysteme simuliert, bei denen die Gurtdynamik einen signifikanten Einfluss auf das Fördersystem bewirkt, wie Schlauchgurtförderer, Doppelgurtförderer, etc., muss eine Methodik zur Gurtmodellierung verwendet werden, welche Gurtdeformationen erlaubt. [12]

Bei dem von Fimbinger entwickelten „particle-buildup-model“ wird der Fördergurt in der DEM-Umgebung aus einer Vielzahl an Partikeln (Diskrete Elemente) aufgebaut. Die Partikel sind regelmäßig im Raum angeordnet und durch sogenannte Kontaktbedingungen (Bondings) miteinander verbunden. Das daraus entstehende „Partikel-Bonding-Netz“, welches in Abbildung 14 dargestellt ist, repräsentiert den Gurt und seine Eigenschaften, wie Masse und Massenträgheit, Verformungen und Spannungen, Oberfläche und Bruchfestigkeit. [15]

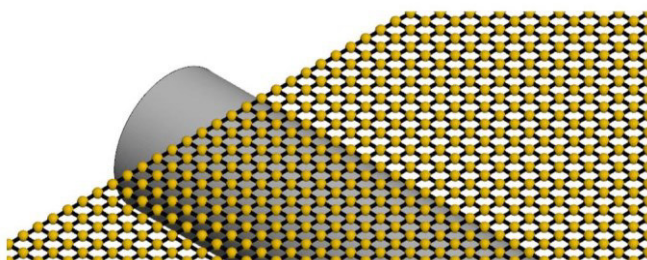


Abbildung 14: Gurtmodell nach dem "particle-buildup-model" [12]

Zu berücksichtigen ist, dass der Gurt ein Verbund aus mehreren Einzelkomponenten mit unterschiedlichem Materialverhalten ist (Deckplatten, Stahlseil bzw. Textileinlagen, Filmmaterialien, etc.) und daher inhomogenes Materialverhalten aufweist. Diese Effekte zeigen sich durch biegeweiches und zugsteifes Materialverhalten des Fördergurtes. [15]

Um eine bestimmte Gurtbauform repräsentieren zu können, muss das virtuelle Gurtmodell ebenfalls ein repräsentatives inhomogenes Gurtverhalten aufweisen. Das dynamische Gurtverhalten wird durch die Kontaktbedingungen des „Partikel-Bonding-Netzes“ definiert. Das verwendete Kontaktmodell basiert auf der Balkentheorie nach Timoschenko (siehe Kapitel 3.3). Um das unterschiedliche Werkstoffverhalten darzustellen, wurde diesem Modell ein Reduktionsfaktor f_R hinzugefügt. Dieser Reduktionsfaktor wird aus dem Verhältnis der Biegesteifigkeit zur Zugsteifigkeit definiert und gibt an, wie biegeweich der Gurt bezogen auf seine Zugsteifigkeit ist. In Abbildung 15 ist der Einfluss des Reduktionsfaktors dargestellt, wobei die Längenänderung unter Zugbeanspruchung oben und die Verformung durch Biegung unten in Abhängigkeit vom Reduktionsfaktor dargestellt ist. [12]

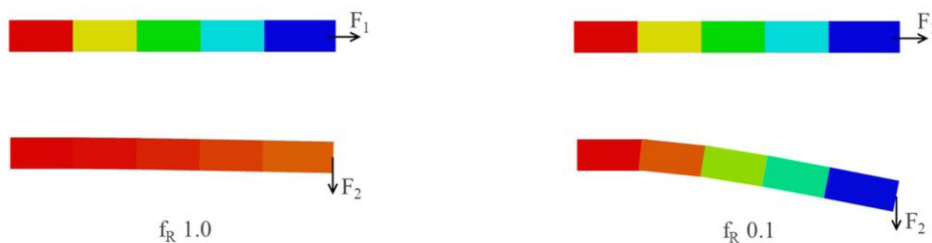


Abbildung 15: Einfluss des Reduktionsfaktors auf ein mit Bondingelementen verbundenes Stabmodell unter Zug/Biegebeanspruchung [12]

Aufgrund ihrer Einlagematerialien (z.B. Stahlseile) können Fördergurte anisotropes Werkstoffverhalten aufweisen, also in Längs- und Querrichtung abweichende Eigenschaften, was eine Modellierung unterschiedlicher Bondings in Quer- und Längsrichtung erfordert. Dies wird ermöglicht, indem der Gurt in einzelne „Fasern“ in Längsrichtung unterteilt wird. Jede dieser Fasern ist eine in Längsrichtung mit Bondings verbundene Partikelreihe. Jede Faser ist wiederum durch Bondings in Querrichtung mit den benachbarten Fasern verbunden. Durch diesen Aufbau können auch Gurtanalysen in Längs- und Querrichtung gesondert durchgeführt und einzelne Fasern isoliert betrachtet werden, was beispielsweise eine Analyse der Gurtkanten ermöglicht. (Siehe Abbildung 16) [15]

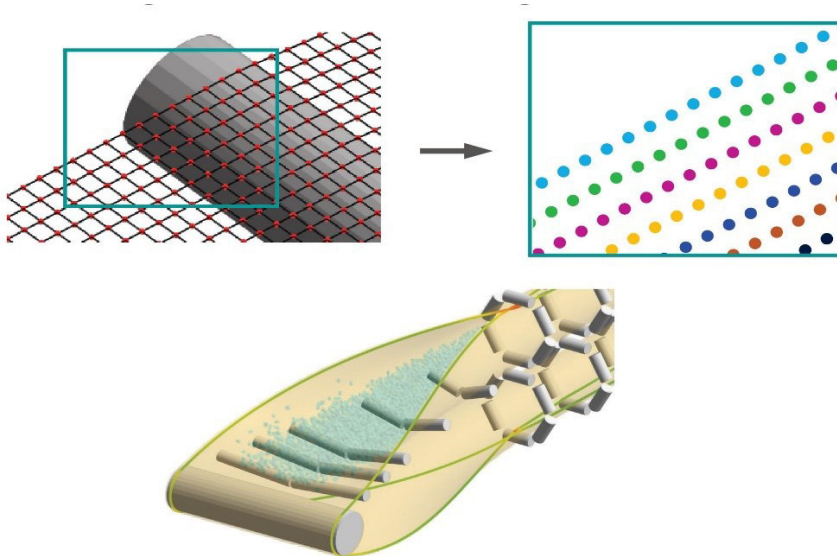


Abbildung 16: Faserstruktur durch unterschiedliche Bondings in Längs- und Querrichtung [14]

3.5 Parameterfindung von Fördergurten

Um eine Gurtmodellierung nach dem „particle-buildup-model“ mit unterschiedlichen Bondings in Längs- und Querrichtung durchführen zu können, müssen geeignete Gurtparameter ermittelt werden. Wichtige Parameter für die Simulation sind die Zug- und Biegeeigenschaften, welche erforderlich sind um den Reduktionsfaktor zu definieren. Auf Grund des anisotropen Materialverhaltens der Fördergurte durch die Gurteinlagen ist eine Parameterermittlung in Längs- und Querrichtung erforderlich. [12]

Die Schwierigkeit der Prüfungen begründet sich dadurch, dass nicht auf genormte Verfahren zurückgegriffen werden kann. Die durchzuführenden Materialprüfungen gilt es so zu konzipieren, dass diese den einachsigen Spannungszustand widerspiegeln. [20]

3.5.1 Zugversuch

Die Bestimmung der Hauptparameter wie Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl erfolgt mit dem Zugversuch. Hierfür wird eine rechteckige Probe, in und quer zur Laufrichtung aus dem Gurt geschnitten. (Siehe Abbildung 17) [20]

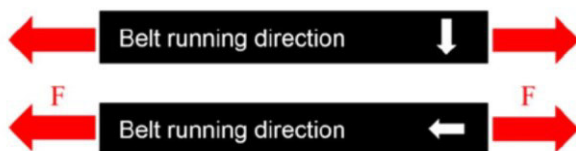


Abbildung 17: Schematische Darstellung der Zugproben [20]

Beim Zugversuch wird die Probe zyklisch zwischen einer oberen Kraft (10% der Nennfestigkeit) und einer unteren Kraft (2% der Nennfestigkeit) belastet. Dies wird weggesteuert durch eine Rampenfunktion, wie in Abbildung 18 dargestellt, realisiert. Diese zyklische Belastung ist auf Grund des molekularen Aufbaus des Elastomers

notwendig, da erst nach dauerhaftem Belasten das mechanische Verhalten des Elastomers dem Betriebsfall des Fördergurtes entspricht. [20]

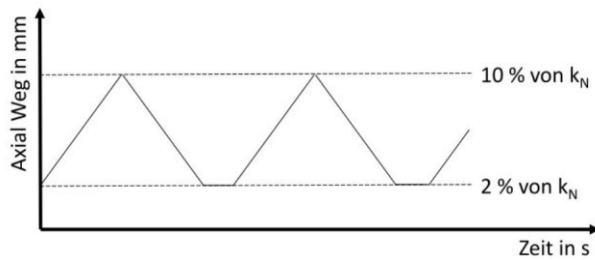


Abbildung 18: Schematische Darstellung der Gurtbelastung [20]

Eine schematische Darstellung der Versuchsdaten ist in Abbildung 19 dargestellt. Diese für die Berechnung der Materialparameter relevanten Daten entsprechen dem letzten Lastzyklus. Der E-Modul wird durch Berechnung der Steigung des linear elastischen Bereichs ermittelt.

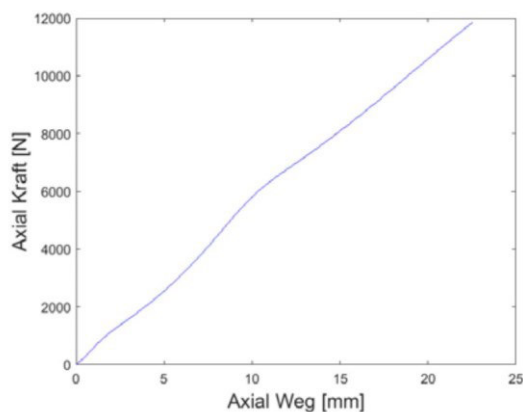


Abbildung 19: Exemplarische Darstellung der Versuchsergebnisse im Zugversuch [20]

Die Querkontraktionszahl ν kann unter Hinzunahme eines optischen Messsystems im Bereich der konstanten Dehnung ebenfalls bestimmt werden. [20]

3.5.2 Biegeversuch

Für den Biegeversuch werden dieselben Proben wie im Zugversuch verwendet. Der Biegeversuch erfolgt ohne äußere Belastung ausschließlich unter dem Eigengewicht. Die Gurtproben werden an einem Tisch fixiert (eingespannt), wobei ein Ende über die Tischkante hinausragt. Mit einer Kamera wird die Absenkung unter Eigengewicht festgestellt. In Abbildung 20 ist dieser Versuchsaufbau dargestellt, wobei oberhalb der Gurtprobe ein gerades Stahlprofil zur besseren Bestimmung der Absenkung angebracht wurde. [3]

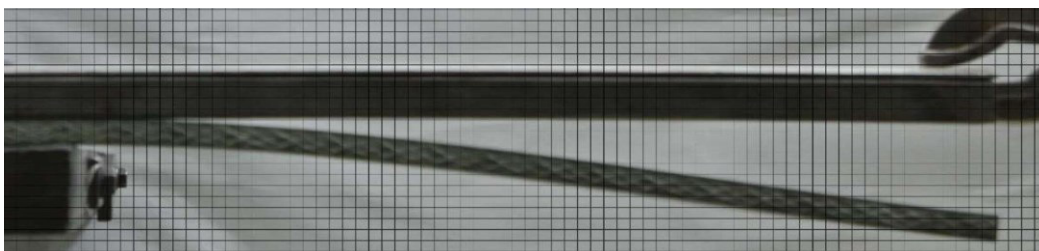


Abbildung 20: Biegeversuch einer Gurtprobe [3]

Relevante ermittelte Werte zur Bestimmung der Materialparameter sind in diesem Versuch die Absenkung des Fördergurtes und die Gurtlänge, welche über die Tischkante hinausragt. Die Ermittlung dieser Werte ist in Abbildung 21 ersichtlich.

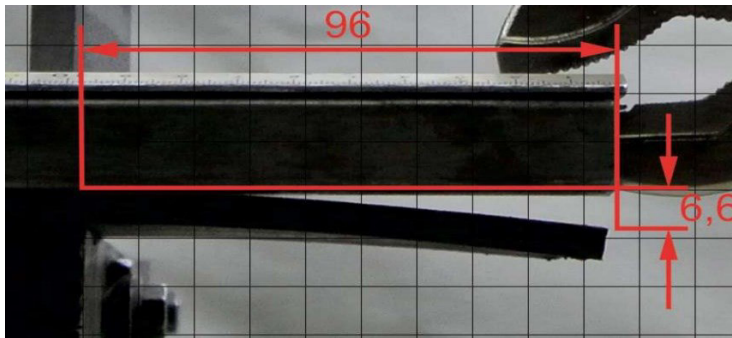


Abbildung 21: Ermittlung der Prüfparameter im Biegeversuch [3]

3.5.3 FEM/DEM Modellierung der Versuche

Die experimentell ermittelten Materialparameter gilt es nun durch einen sogenannten Fitting-Prozess anzupassen. Die verschiedenen Versuche werden dafür mit Hilfe einer FEM-Software modelliert und die experimentell ermittelten Materialparameter für die Materialmodelle definiert. Es folgt eine iterative Anpassung der Materialparameter bis die Abweichung der Simulation zum experimentellen Versuch minimiert wurde. Dieser Fitting-Prozess ist exemplarisch für den Zugversuch in Abbildung 22 dargestellt. [20]

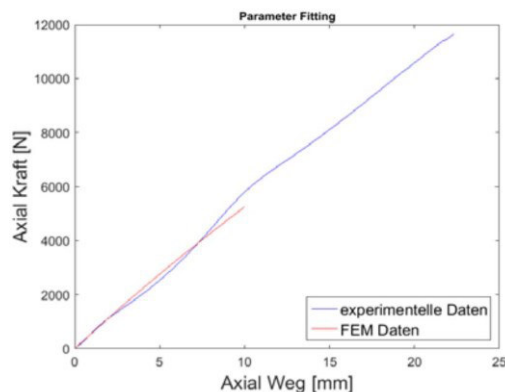


Abbildung 22: Exemplarisches Fitting-Ergebnis für den Zugversuch [20]

Es ist auch möglich die Versuche in das Modell einer DEM-Simulation zu überführen. Der Gurt wird dabei durch eine Anzahl an Partikeln aufgebaut und diese werden durch geeignete Kontaktmodelle miteinander verknüpft. In diese Kontaktmodelle werden die experimentell ermittelten Parameter eingegeben und durch Simulationen der Versuche iterativ angepasst und mit dem realen Versuch verglichen. In Abbildung 23 ist eine DEM-Simulation des Biegeversuchs dargestellt. [3]

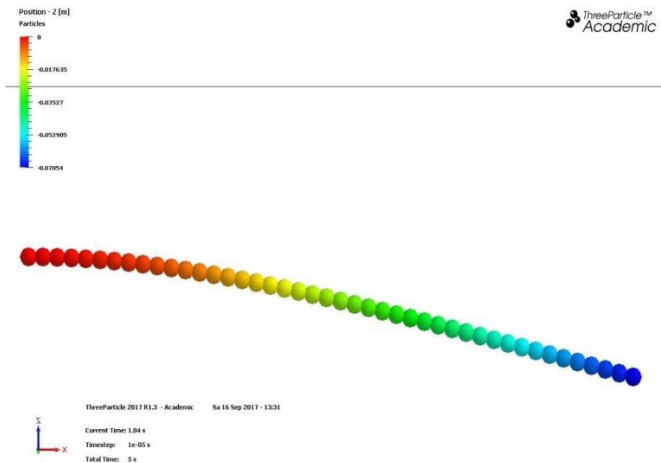


Abbildung 23: Biegeversuch als DEM-Simulation [3]

Durch die ermittelten Parameter kann in weiterer Folge auch der Reduktionsfaktor f_R aus dem Verhältnis von Biegesteifigkeit/Zugsteifigkeit bestimmt werden. Es ist sinnvoll, das reale Verhalten des Gurtes mit einem Simulationssatz aus Vergleichsmodellen unterschiedlicher Reduktionsfaktoren zu vergleichen. In Abbildung 24 ist eine Simulation des Biegeversuchs unter Eigengewicht mit verschiedenen Reduktionsfaktoren visualisiert. [12]

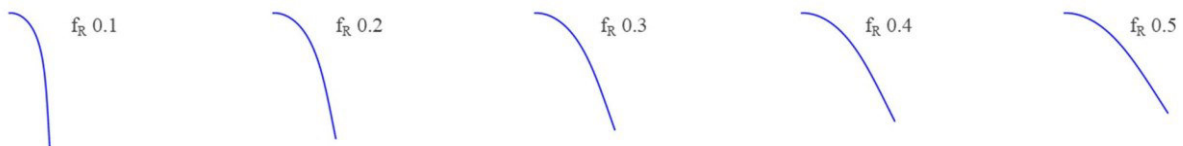


Abbildung 24: Gurtdurchhang in Abhängigkeit des Reduktionsfaktors [12]

Die dynamischen Eigenschaften eines Fördergurtes werden neben dem Reduktionsfaktor maßgeblich durch ein gewisses Dämpfungsverhalten beeinflusst. Zur Bestimmung der Dämpfungseigenschaften kann ein ähnliches Verfahren mit Anpassung eines entsprechenden Dämpfungsfaktors f_d verwendet werden. Beim Biegeversuch unter Eigengewicht wird das freie Gurtende auf sein dynamisches Schwingungsverhalten, wie beispielsweise unter- oder überkritisch gedämpfte Schwingung, untersucht. Aus dem Schwingungsverhalten wird ein theoretischer Dämpfungsfaktor abgeleitet. [12]

4 Definieren der Prüfmethodik und Konstruktionsvarianten

4.1 Grundlegende Berechnung

Um die wichtigsten Parameter der Prüfanlage definieren zu können, ist eine Vorauslegung des Fördersystems durch Ermittlung der Hauptdaten und anschließende Berechnung des Gurtförderers nach „DIN-22101“ [9] bzw. „Contitech Fördergurte Berechnungen“ [6] erforderlich.

Die Vorauslegung wurde nach [6] mit Unterstützung der Berechnungssoftware „PTC Mathcad Prime“ [22] durchgeführt und das detaillierte Berechnungsskript mit allen getroffenen Annahmen ist im Anhang A1 ersichtlich.

Im folgenden Ergebnisblatt der grundlegenden Gurtfördererberechnung (Abbildung 25) sind die wichtigsten gewonnenen Ergebnisse und anlagenspezifische Parameter aufgelistet.

6. Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse			
Gurtbreite		$B = 1200 \text{ mm}$	
Achsabstand		$L_A = 7 \text{ m}$	
Förderlänge (mittlere Belastungslänge, Prüflänge)		$L = 3 \text{ m}$	
Verfügbare Ein- und Ausmudungslängen (bei Nennprüflänge)		$L_Y = 2 \text{ m}$	
Minimaler Tragrollenabstand im Obertrum bei Maximalbelastung		$l_o = 1.211 \text{ m}$	
Minimaler Tragrollenabstand im Untertrum		$l_u = 3.027 \text{ m}$	
Maximalfördergeschwindigkeit		$v_{max} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Maximaler Muldungswinkel		$\lambda = 45 \text{ deg}$	
Maximal erforderliche Trommelüberhöhung		$h_{Tr} = 0.152 \text{ m}$	
Grenzmuldungswinkel ohne Trommelüberhöhung		$\lambda_{grenz} = 25 \text{ deg}$	
Erforderliche Antriebsleistung		$P_M = 18.5 \text{ kW}$	
Tragrollen Mantellängen	$l_{steilig} = 465 \text{ mm}$	$l_{flach} = 1400 \text{ mm}$	
Tragrollendurchmesser		$D_R = 159 \text{ mm}$	
Fördergurtgewicht	$m_{G_St} = 12 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	$m_{G_EP} = 4 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Maximale Masse des Fördergutes		$m_L = 549 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	
Abmessung der Gurtverbindungen	$L_{VZ_EP} = 0.76 \text{ m}$	$L_{VZ_St} = 0.96 \text{ m}$	
Trommeldurchmesser	$D_{TrA} = 630 \text{ mm}$	$D_{TrB} = 500 \text{ mm}$	$D_{TrC} = 400 \text{ mm}$
Erforderlicher Spannweg durch Gurtdehnung		$L_V = 0.15 \text{ m}$	
Gurtzugkräfte für kontinuierlichen Betrieb und Anlaufbetrieb	$T_1 = 5.192 \text{ kN}$	$T_{1A} = 5.591 \text{ kN}$	
	$T_2 = 1.729 \text{ kN}$	$T_{2A} = 2.128 \text{ kN}$	
	$T_3 = 1.836 \text{ kN}$	$T_{3A} = 2.235 \text{ kN}$	
	$T_4 = 1.836 \text{ kN}$	$T_{4A} = 2.235 \text{ kN}$	
Erforderliche Vorspannkräfte	$T_V = 3.672 \text{ kN}$	$T_{VA} = 4.47 \text{ kN}$	

Abbildung 25: Ergebnisblatt der grundlegenden Berechnungen

4.2 Varianten der Prüfmethodik und Hauptbaugruppen

Mit den in der grundlegenden Dimensionierung des Förderers ermittelten Eckdaten können in weiterer Folge Ausführungskonzepte für die Hauptkomponenten des Gurtprüfstands gefunden und spezifiziert werden.

Der Gurtprüfstand wird in folgende Hauptbaugruppen eingeteilt:

- Spannsystem
- Antriebssystem
- Gurtunterstützung
- Lastaufbringung
- Messsystem

4.2.1 Spannsystem

Die wesentlichen Aufgaben des Spannsystems sind die Aufbringung der erforderlichen Gurtzugkraft und der Ausgleich der Gurtdehnungen im Betrieb. Gurtdehnungen werden durch elastische, plastische und thermische Längenänderungen hervorgerufen. Außerdem müssen von der Spanneinrichtung montagebedingte Überlängen sowie eventuelle Gurtlängen-Reserven aufgenommen werden. [9]

4.2.1.1 Starre Spannvorrichtung (mit/ohne Federung)



Abbildung 26: Starre Vorspannung durch Spannspindeln (links) und Spannwinden (rechts) [6]

Die geforderte Spannkraft wird bei der starren Vorspannung üblicherweise durch eine achsparallele Verstellung der Umlenktrommel eingestellt. Diese Art der Vorspannung erlaubt allerdings nach dem Festsetzen der Spanntrommel keinen Längenausgleich für Dehnungsänderungen bei unterschiedlichen Belastungen, Anfahr- und Bremsvorgängen oder Temperatureinflüssen. [17]

Ein geringer Längenausgleich kann durch die Kombination der starren Spannspindel mit einem geeigneten Federungssystem wie beispielsweise Schraubenfedern oder Tellerfedern erreicht werden, wobei die effektive Spannkraft bei Längenänderung in Abhängigkeit der Federkennlinie zu- oder abnimmt.

Eigenschaften einer starren Vorspannung	
Vorteile	Einfache und kostengünstige Konstruktion mit geringem Platzbedarf. Bei Verwendung zweier Spannspindeln kann eventuellem Gurtschieflauf entgegengewirkt werden. Üblicherweise horizontale Verstellung der Spanntrommel, daher ist dieses Spannsystem auch bei geringer Bauhöhe des Fördersystems möglich.
Nachteile	Es sind nur verhältnismäßig geringe Spannwege möglich, daher eignet sich eine starre Vorspannung nur für kleine, einfache Anlagen. Schlechte Dämpfungseigenschaften, diese können aber durch ein zusätzliches Federungssystem etwas verbessert werden. Bei Belastungsänderungen bzw. instationären Betriebszuständen ändern sich die Gurtdehnungen und damit auch die Vorspannkraft. Daher ist eine Bestimmung der tatsächlich wirkenden Vorspannkraft nur schwer möglich. Gurtvorspannkraften müssen so eingestellt werden, dass in extremsten Betriebsbedingungen, wie dem Anfahren, die Umfangskräfte übertragen werden können. Daher ergeben sich im kontinuierlichen Betrieb höhere Vorspannkraften als nötig.

Tabelle 09: Vor-/Nachteile einer starren Vorspannung

4.2.1.2 Konstante Spannkraft durch Spanngewichte

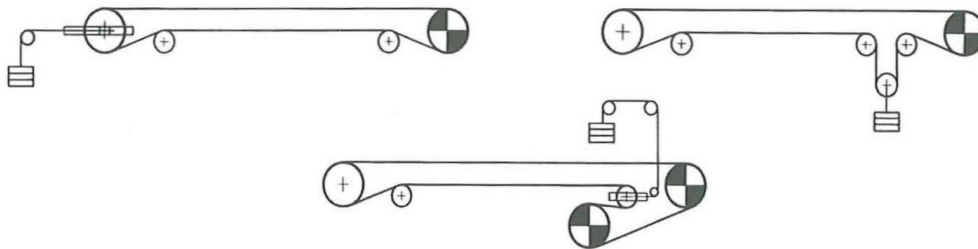


Abbildung 27: Konstante Spannkraft durch Spanngewichte [6]

Die Vorspannkraft wird üblicherweise durch eine bewegliche mit Spanngewichten vorgespannte Spannrolle eingebracht. Die Spannkraft ist bei dieser Art der Vorspannung in jedem Betriebszustand konstant. [6]

Eigenschaften einer Gewichtsvorspannung	
Vorteile	Relativ einfache und kostengünstige Konstruktion durch eine Gewichtbelastung der Spannrolle. Durch eine Verwendung von zwei Spanngewichten (je ein Spanngewicht pro Seite) kann eventuellem Gurtschieflauf durch Gewichtsunterschiede entgegengewirkt werden. Konstante und genau definierte Spannkraft für jeden Betriebszustand. Gutes dynamisches Verhalten und Anpassungsfähigkeit an verschiedene Belastungszustände. Es sind auch große Spannwege und damit eine Einplanung von Gurtreserven möglich.
Nachteile	Die üblicherweise vertikale Bewegung der Spannrolle erfordert bei großen Spannwegen eine entsprechende Bauhöhe. Bei einer horizontalen Anordnung ist dies nur bedingt der Fall. Gurtvorspannkraften müssen so eingestellt werden, dass in extremsten Betriebsbedingungen wie dem Anfahren, die Umfangskräfte übertragen werden können. Daher ergeben sich im kontinuierlichen Betrieb höhere Vorspannkraften als nötig.

Tabelle 10: Vor-/Nachteile einer Gewichtsvorspannung mit konstanter Spannkraft

4.2.1.3 Angepasste Vorspannung

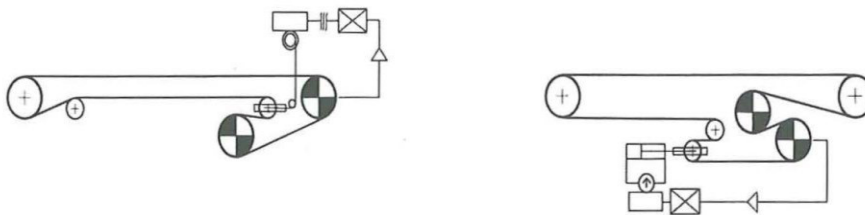


Abbildung 28: Angepasste Vorspannung durch steuerbare Spannwinden [6]

Bei der angepassten Vorspannung wird die Vorspannkraft beispielsweise durch steuerbare Winden dem Betriebszustand entsprechend eingestellt. Durch eine Regeleinrichtung wird die zur Übertragung der Umfangskräfte erforderliche Spannkraft genau eingestellt. Daher ergeben sich in jedem Betriebsfall geringste Gurtzugkräfte. [6]

Die angepasste Vorspannung ermöglicht eine bestmögliche Einstellbarkeit diverser Belastungs- und Betriebszustände, allerdings ist diese deutlich aufwändiger und kostenintensiver als eine starre Vorspannung oder Gewichtsvorspannung. Auf Grund des erheblichen Konstruktions-, Regelungs- und Betriebsaufwands sowie den deutlich höheren Kosten ist das Konzept einer angepassten Vorspannung für den Gurtprüfstand nicht geeignet.

4.2.1.4 Gegenüberstellung und Auswahl

In Tabelle 11 sind die möglichen Konzepte für die Vorspannung anhand verschiedener Kriterien gegenübergestellt. In dieser Gegenüberstellung ist (+) als gut geeignet, (0) als bedingt möglich und (-) als ungeeignet zu interpretieren.

Vergleichskriterium	Art der Vorspannung		
	Starr	Spanngewicht	Angepasst
Konstruktionsaufwand	+	+	-
Platzbedarf	+	0	-
Ausgleich von Gurtschieflauf	+	+	+
Erforderliche Bauhöhe	+	0	0
Flexibilität der Spannkraft	-	0	+
Genauigkeit der Spannkraft	-	+	+
Dynamisches Verhalten	-	+	+
Gurtreserven möglich	-	+	0
Investitionskosten	+	+	-
Montageaufwand / Inbetriebnahme	+	+	-

Tabelle 11: Vergleich der verschiedenen Spannsysteme

Die tatsächlich vorhandenen Gurtzugkräfte, welche sich u.a. aus der Vorspannung ergeben, müssen für eine Evaluierung der Gurtverformungen bekannt sein. Eine Gewichtsvorspannung mit konstanter Spannkraft erfüllt diese Forderung und ist auch aus wirtschaftlicher Sicht am besten geeignet, daher wird eine Gewichtsvorspannung ausgewählt.

4.2.1.5 Spezifizierung der Gewichtsvorspannung

Als Spanngewichte sind kostengünstige Stoffe mit möglichst hoher Dichte geeignet, um das Volumen der Spanngewichte zu minimieren. Es empfiehlt sich, Erzeugnisse in einheitlicher Größe und Form mit einem fix definierten Stückgewicht zu verwenden, um die Aufnahmekonstruktion der Gewichte möglichst einfach gestalten zu können und ein schnelles Einstellen des Gesamtspanngewichts zu ermöglichen. Erzeugnisse aus Stahl bzw. Beton wie Stahlplatten oder Betonplatten sind sowohl kostengünstig als auch stapelbar und daher gut als Spanngewichte geeignet.

Der erforderliche Spannweg der Spannrolle infolge der Gurtdehnung ist mit 0,15m bei Maximalbelastung der Anlage nicht groß, jedoch ergeben die vielen Einstellparameter der Prüfanlage eine hohe geforderte Flexibilität bezüglich des Spannwegs. Um auch größere Verformungen und Durchbiegungen messen zu können und eine gewisse Gurtreserve für das Aufbringen des Fördergurtes zu berücksichtigen, ist der maximal mögliche Spannweg größer zu dimensionieren.

Ein einfaches Konzept, bei dem die Umlenkrolle gleichzeitig auch als Spannrolle dient, ist in Abbildung 29 schemenhaft dargestellt. Bei diesem Modell wird allerdings durch dynamische Effekte, unterschiedliche Betriebs- und Belastungszustände und der Einstellung der Vorspannkraft die Umlenkrolle ständig verstellt, was besonders bei großen Spannwegen auch eine signifikante Änderung des Achsabstandes bewirkt. Um die gemessenen Versuche der Prüfanlage bestmöglich mit einer Simulation vergleichen zu können, ist ein fixer Achsabstand vorteilhaft, daher wird ein fixer Achsabstand gewählt.

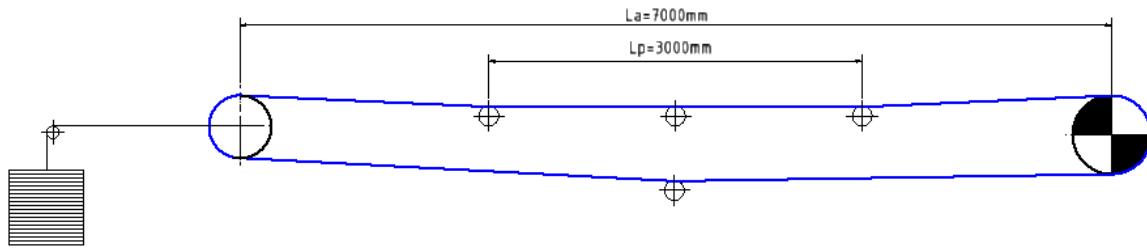


Abbildung 29: Spannkonzepktion ohne konstanten Achsabstand

Das in Abbildung 30 dargestellte Spannkonzepktion ermöglicht einen konstanten Achsabstand von Antriebstrommel und Umlenkrolle. Dieses Konzepktion ist zwar deutlich aufwändiger, ermöglicht aber auch große Spannwege bei gleichbleibendem Achsabstand im Obertrum. Die Spannrolle kann in horizontaler Richtung einfach entfernt werden. Das gibt genügend Gurtreserven für Einstellungsarbeiten und Montage-/Demontagearbeiten, wie beispielsweise bei Gurtwechselln, frei und erleichtert dies deutlich. Auf jeder Seite des Fördersystems sind voneinander unabhängige Spanngewichte durch Seile und Seilrollen mit der Spannrolle verbunden, wodurch auch auf beiden Seiten unterschiedliche Spanngewichte aufgebracht werden können und eventuell auftretender Gurtschieflauf ausgleichbar ist. Die Spannkraft ergibt sich aus der Summe beider Spanngewichte.

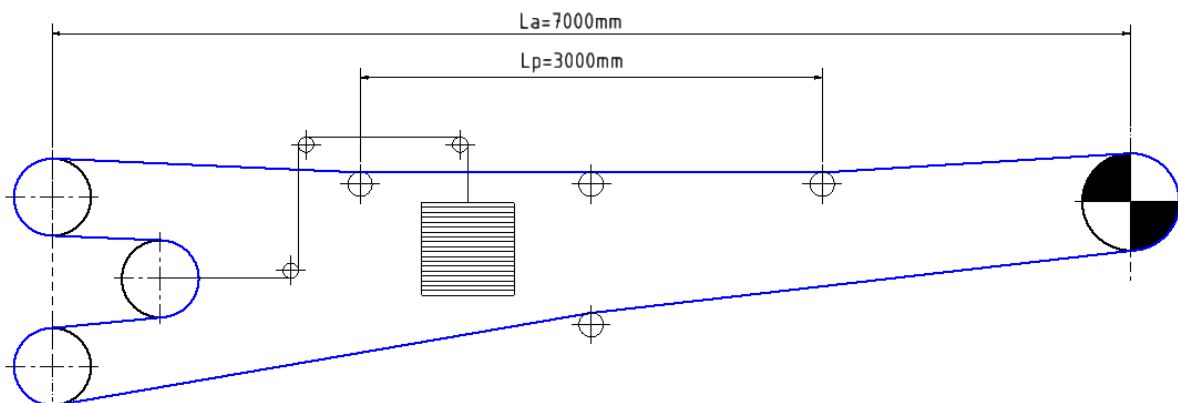


Abbildung 30: Spannkonzepktion mit konstantem Achsabstand

4.2.2 Antriebssystem

4.2.2.1 Grundlegende Antriebstechniken

Die Fördergeschwindigkeit ist neben der Füllquerschnittsfläche ein wichtiger Faktor zur Bestimmung der Förderkapazität eines Gurtförderers. Um einen möglichst wirtschaftlichen Betrieb der Förderanlage zu erreichen, wird eine größtmögliche Fördergeschwindigkeit, welche durch die Eigenschaften des Förderguts und den Gurtverschleiß begrenzt ist, angestrebt. [6]

Als Antriebsmotor wird nach heutigem Standard am häufigsten der Drehstrom-Asynchronmotor in der Ausführung als Kurzschlussläufer eingesetzt. Bei kontinuierlichen Gurtfördersystemen werden die Antriebsmotoren üblicherweise je nach gefordertem Anlaufverhalten mit Direkteinschaltung, Stern-Dreieckschaltung oder Thyristor-gesteuertem Softstarter (Sanftanlauf durch Phasenanschnittsteuerung) betrieben. [6] [23] [21]

Diese drei genannten Betriebsarten des Asynchronmotors erlauben keine Drehzahlsteuerung, sie beeinflussen lediglich das Anlaufverhalten des Motors bis zur Nennzahl. Für eine Förderung mit unterschiedlichen Bandgeschwindigkeiten sind diese Antriebsarten somit nicht geeignet. Der Gurtprüfstand benötigt einen drehzahlregelbaren Antrieb, da bei unterschiedlichen Fördergeschwindigkeiten geprüft werden soll. Eine flexible Drehzahlregelung ist mit Hilfe eines Frequenzumrichters möglich.

Im Wesentlichen besteht ein Frequenzumrichter aus einem Gleichrichter, welcher die eingangsseitige Netzspannung in einen Gleichspannungszwischenkreis speist, und einem Wechselrichter (Pulswechselrichter), welcher durch Pulsweitenmodulation eine veränderliche Spannung erzeugt. [23]

Der grundlegende Aufbau und die wichtigsten Komponenten eines Frequenzumrichters sind in Abbildung 31 und Abbildung 32 dargestellt.

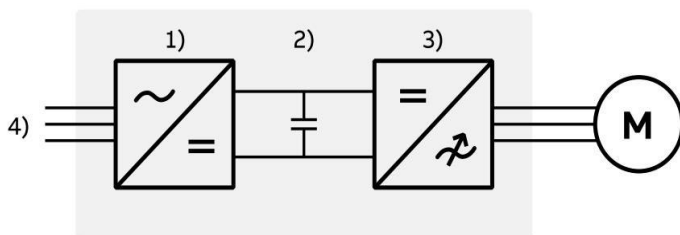


Abbildung 31: Schema eines Frequenzumrichters: 1) Gleichrichter, 2) DC-Zwischenkreis, 3) Wechselrichter und 4) Spannungsversorgung [1]

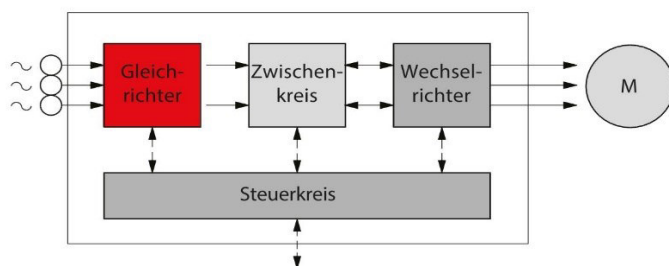


Abbildung 32: Blockschaubild eines Frequenzumrichters [7]

Ein Frequenzumrichter ermöglicht neben einem kontinuierlichen und stufenlosen Anlauf auch eine stufenlose Drehzahl-(Frequenz)-Steuerung eines Drehstrommotors. [23]

Der Frequenzumrichter wird über einstellbare Parameter, welche anlagenspezifisch einzustellen sind, gesteuert. Typische einstellbare Parameter sind beispielsweise Beschleunigungszeit, Frequenzbereich (Drehzahlbereich), Verzögerungszeit etc. Je nach Umrichter ist die Parameter-Einstellmöglichkeit mehr oder weniger umfangreich. [10]

Grundlegend werden bei frequenzumrichterbetriebenen Asynchronmaschinen zwei Betriebsbereiche unterschieden, nämlich der Konstantflussbereich und der Feldschwächungsbereich (Abbildung 33). Der Konstantflussbereich ist jener Bereich unterhalb der Nennfrequenz bzw. Nenndrehzahl. Oberhalb der Nennfrequenz beginnt der Bereich der Feldschwächung. [1]

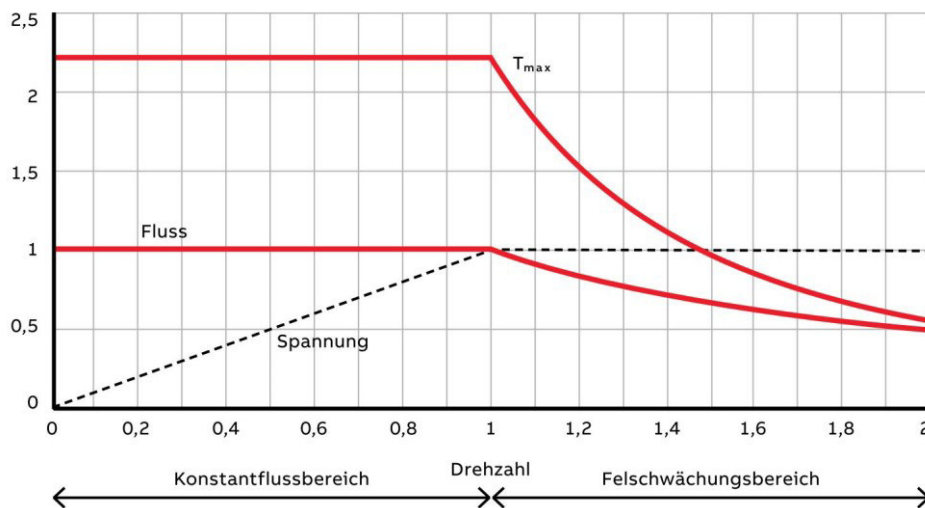


Abbildung 33: Maximales Drehmoment, Spannung und Fluss als Funktion der relativen Drehzahl [1]

Im Konstantflussbereich wird ein konstantes Verhältnis zwischen Spannung U und Frequenz f gehalten. Mit steigender Drehzahl wird die Spannung proportional bis zur Nennspannung (bzw. Nennfrequenz) erhöht. Dadurch wird eine konstante magnetische Flussdichte garantiert, was ein optimales Drehmoment des Motors bedeutet. Oberhalb der Nennfrequenz ist die Nennspannung erreicht und eine weitere Spannungserhöhung nicht mehr möglich, da dies kritisch für die Motorisolierung wäre. Ein konstantes U/f Verhältnis kann nicht weiter aufrechterhalten werden, wodurch die magnetische Flussdichte sinkt. Dieser Bereich wird Feldschwächung genannt. Das Nenndrehmoment sinkt im Feldschwächungsbereich proportional mit $1/f$ ab. [7]

Typischerweise werden Asynchronmotoren, die mit Frequenzumrichtern betrieben werden, auf die Nennspannung des Netzes konfiguriert, d.h. ein 230 V / 400 V Motor wird in Sternschaltung angeschlossen. Dadurch entsteht bei einem 50 Hz Motor eine Feldschwächung, sobald die Nennspannung nicht mehr erhöht werden kann. Der Drehzahlbereich kann allerdings erweitert werden, wenn der Motor in Dreieckschaltung konfiguriert wird. Abbildung 34 zeigt, dass der Motor in Dreieckschaltung bei einer Frequenz von 50 Hz mit einer Spannung von 230 V betrieben wird. Der Frequenzumformer kann das konstante U/f Verhältnis allerdings

bis 400 V halten. Das Spannungsmaximum von 400 V wird bei einer Frequenz von 87 Hz erreicht. [7]

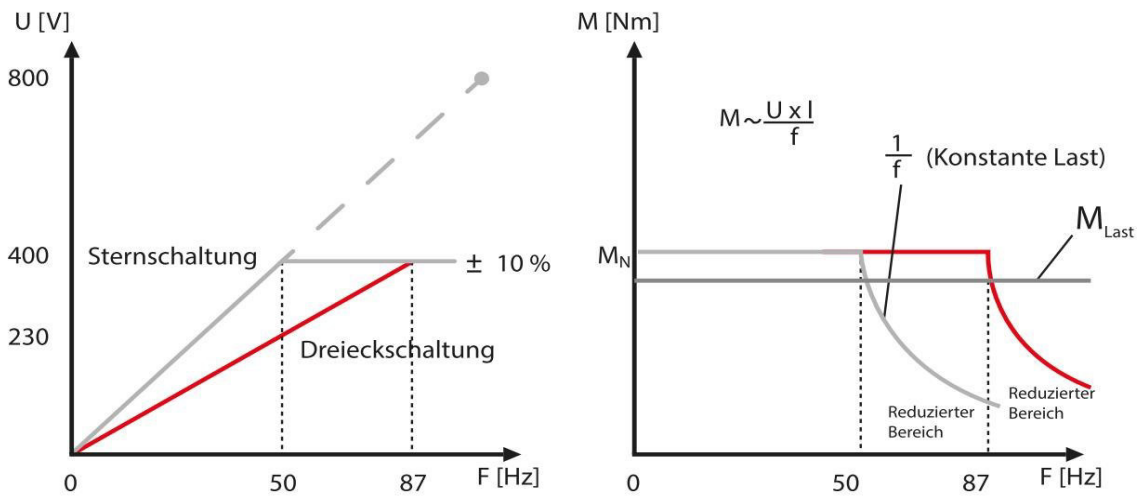


Abbildung 34: U/f und M/n Kennlinie bei Stern- und Dreieckschaltung (ideal) [7]

Dies geht allerdings mit einer Überlastung des Motors einher, da dieser über Nennleistung betrieben wird und dadurch auch höhere Ströme fließen. Motor und Frequenzumrichter müssen in der Lage sein, die höheren Dreiecksströme zu bewältigen. [7]

Ein gesteuerter Asynchronantrieb mit Frequenzumrichter ist zwar teurer als die üblichen Antriebsvarianten bei Gurtförderern, wegen der geforderten Regelung von Drehzahl und Anlaufverhalten jedoch unumgänglich. Da bei einem Gurtförderer das maximale Motordrehmoment für die Beschleunigung hin bis zur Betriebsdrehzahl benötigt wird, ist ein Betrieb des Motors im Konstantflussbereich sinnvoll. Eine Erweiterung des Regelbereichs auf 87 Hz durch eine Dreieckschaltung ist auf Grund der höheren Ströme und den negativen Auswirkungen bezüglich der Lebensdauer des Motors nicht anzustreben. Bei der Wahl des Antriebsmotors ist eine Motor-Getriebe-Kombination als Getriebemotor sinnvoll, da die Maximaldrehzahl der Antriebstrummel deutlich kleiner ist als die polpaarzahlabhängige Nenn Drehzahl eines Asynchronmotors bei einer Nennfrequenz von 50 Hz. Bei Verwendung eines geeigneten Getriebes kann daher ein viel größerer Frequenzbereich verwendet werden, ohne Getriebe hingegen wäre nur ein kleiner Frequenzbereich deutlich unter der Nennfrequenz verwendbar. Somit ist bei der Auslegung des Motors bzw. Getriebemotors sinnvoll, die maximale Betriebsdrehzahl (maximale Fördergeschwindigkeit) auf eine Betriebsfrequenz von 50 Hz anzupassen.

4.2.2.2 Antriebsanordnung

Die Anordnung der Antriebe erfolgt im Sinne minimaler Gurtzugkräfte und hängt daher entscheidend von Größe und örtlicher Verteilung der Bewegungswiderstände im stationären Betriebszustand ab. Minimale Gurtzugkräfte ergeben sich für aufwärtsfördernde Förderer durch einen Kopfantrieb, für abwärtsfördernde Förderer durch einen Heckantrieb und bei horizontalen Gurtförderern durch Antriebe an Kopf- und Heckstation, wobei die Antriebsleistungen im Verhältnis der Bewegungswiderstände von Ober- und Untertrum auf Kopf- und Heckstation aufgeteilt werden. [9]

Der Deformationsprüfstand ist als horizontales Fördersystem zu sehen, dessen Obertrum belastet wird und im Untertrum lediglich eine Belastung durch das Eigengewicht des Fördergurtes auftritt. Zwei oder mehr Antriebe sind auf Grund der sehr kurzen Förderlänge und der dadurch geringen zu übertragenden Umfangskräfte nicht erforderlich. Wegen der ausschließlichen Belastung des Obertrums empfiehlt sich ein als Kopfantrieb (ziehender Antrieb) ausgeführter Einzelantrieb.

4.2.3 Gurtunterstützung

Die Gurtunterstützung erfolgt durch Tragrollen von genormten Durchmessern und Mantellängen. Die Stützform und dadurch die Gurtquerschnittsform wird dabei hauptsächlich durch den Muldungswinkel bestimmt. Bei einer Girlanden-Tragrollenstation sind die einzelnen Tragrollen gelenkig miteinander verbunden, somit ist die Muldungsform flexibel und stellt sich je nach Fördergut, Fördergutstrom und dynamische Effekte selbst ein. Eine undefinierte Stützgeometrie ist zur Verformungsbestimmung an Fördergurten nicht geeignet, daher wird der Verformungsprüfstand auf definierte Stützgeometrien in Form von starr-gemuldeten Tragrollenstationen beschränkt. Die am häufigsten verwendete Muldungsform ist eine dreiteilige Muldung, deren Stützgeometrie durch den Muldungswinkel, den Tragrollendurchmesser sowie die Tragrollenmantellänge genau definiert ist. Eine dreiteilige Muldung ist daher auch die zu priorisierende Muldungsform am Deformationsprüfstand.

Neben der Definierung der Stützgeometrie hat der Tragrollenabstand einen erheblichen Einfluss auf das Gurtverhalten. Der Tragrollenabstand wird im Wesentlichen durch die Dichte des geförderten Schüttguts und damit durch die auf den Gurt wirkende Belastung bestimmt. Daher ist bei verschiedenen Belastungen auch eine Verstellbarkeit des Tragrollenabstands im Obertrum erforderlich. Bei der Positionierung der Tragrollenstationen ist außerdem zu beachten, dass eine gewisse erforderliche Ein- und Ausmuldungslänge eingehalten wird, um den Gurt vor allem in den Randbereichen nicht unzulässig zu beanspruchen.

Zusammenfassend müssen nach diesen Überlegungen folgende Parameter der Gurtstützung in gewissen Grenzen variabel und einstellbar gestaltet werden:

- Der Muldungswinkel muss auf übliche Werte einstellbar sein. Eine Variabilität der Muldungsform (zweiteilige, fünfteilige Muldung etc.) oder der Tragrollenmantellänge für geringere Gurtbreiten ist nicht zwingend erforderlich.
- Der Tragrollenabstand im Obertrum muss auf die Belastung sowie erforderliche Ein- und Ausmuldungslängen abgestimmt werden können.

4.2.3.1 Einstellung des Tragrollenabstandes

Die folgenden Überlegungen haben ein möglichst schnelles und einfaches Einstellen des Tragrollenabstandes als Ziel. In Abhängigkeit des Tragrollenabstandes kann dabei die Anzahl der Tragrollenstationen variieren.

4.2.3.1.1 Linearführungen mit Klemmeinrichtung

Über die gesamte Prüflänge werden bei dieser Variante geeignete Linearführungen montiert. Auf diesen Führungsschienen befinden sich bewegliche Führungsschlitten, welche als Aufnahme für die Tragrollenstationen dienen. Somit können die Tragrollenstationen entlang den Führungsschienen verschoben und beliebig positioniert werden. Die Führungsschlitten werden durch eine Klemmvorrichtung bzw. separate Klemmschlitten fixiert. Die Anzahl der Tragrollenstationen kann durch weiteres Aufbringen/Entfernen von Führungsschlitten und die Montage/Demontage der Tragrollenstationen variiert werden. Ein Ausführungsbeispiel einer solchen Linearführung ist in Abbildung 35 dargestellt.



Abbildung 35: Lineargleitführung Ausführungsbeispiel [8]

Eigenschaften einer Linearführung	
Vorteile	Es ist eine stufenlose Verstellung möglich, dadurch ergibt sich eine hohe Flexibilität hinsichtlich Positionierungsmöglichkeiten. Sehr schnelle Einstellmöglichkeit ohne viel Montageaufwand durch Klemmvorrichtung. Geringer Kraftaufwand zur Verschiebung der Schlitten in Längsrichtung erforderlich.
Nachteile	Hohe Anschaffungskosten der Führungsschienen und Führungsschlitten, sowie hoher Montageaufwand der Führungsschienen auf der Unterkonstruktion. Die Führungsschienen müssen genau achsparallel auf der Unterkonstruktion ausgerichtet sein, was bei üblichen Schweißkonstruktionen oder Stahlbaukonstruktionen bei dieser Führungslänge ein erheblicher Aufwand ist. Führungen sind empfindlich gegen Verschmutzungen aller Art, dadurch erhöhter Wartungsaufwand durch Reinigen und Schmieren der Laufflächen.

Tabelle 12: Vor-/Nachteile einer Linearführung

4.2.3.1.2 Direktverschraubung mit der Unterkonstruktion

Die Tragrollenstationen werden an fix definierten und vorgefertigten Positionen direkt mit der Unterkonstruktion verschraubt. Je größer dabei die Anzahl an vorgefertigter Verschraubungspositionen ist, desto genauer können die Abstände eingestellt werden. An den Rändern der Unterkonstruktion können Winkelprofile zur „Längsführung“ der Tragrollenstation angebracht werden, um ein Verschieben in Längsrichtung ohne seitliches Abrutschen zu gewährleisten.

Eigenschaften bei Direktverschraubung	
Vorteile	<p>Einfache Ausführungs- und Konstruktionsvariante. Günstig hinsichtlich Investitionskosten. Komplett wartungsfreies System. Unempfindlich gegenüber Verschmutzungen aller Art. Verstellen einfach durch Lösen der Verbindungsschrauben und anschließender Längsverschiebung bis zur gewünschten Verbindungsstelle möglich. Einfach und unproblematisch hinsichtlich Führungsgenauigkeit und Ausrichtung.</p>
Nachteile	<p>Keine stufenlose Verstellung möglich. Eine hohe Genauigkeit wird nur durch eine hohe Anzahl an vorbereiteter Montagestellen ermöglicht, was mit großem Fertigungsaufwand verbunden ist. Erfordert höheren Kraftaufwand für die Verstellung. Der Verstellvorgang dauert länger als bei einer Linearführung mit Klemmeinrichtung.</p>

Tabelle 13: Vor-/Nachteile einer Direktverschraubung

Bei genauer Betrachtung der beiden Varianten Längsführung und Direktverschraubung wird deutlich, dass eine Längsführung zwar eine flexiblere Positionierung ermöglicht, allerdings auch deutlich kostenintensiver ist und einen erheblichen Mehraufwand hinsichtlich Wartung und Montage bedeutet. Werden an der Unterkonstruktion ausreichend viele Montagemöglichkeiten für eine Direktverschraubung vorgesehen, so erfüllt diese Variante auch alle Ansprüche an die Positionierungsgenauigkeit und stellt damit die deutlich wirtschaftlichere Lösung dar.

4.2.3.2 Konstruktionsvarianten der Tragrollenstation

Für die Konstruktion der Tragrollenstation zur Formgebung des Fördergurtes ist eine dreiteilige Muldungsform im Fokus, da diese der Standardausführung entspricht. Muldungsformen, welche von einer dreiteiligen Muldung abweichen, sind nicht erforderlich. Die Standardgurtbreite für den Prüfstand wurde auf 1200 mm festgelegt. Falls ein Fördergurt geringerer Breite verwendet wird, kann dieser auch auf den für einen breiteren Fördergurt konzipierten Tragrollen betrieben werden, wobei die Muldungshöhe entsprechend geringer ausfällt.

4.2.3.2.1 Tragrollenstationen mit fixen Muldungswinkeln und Gurtbreiten

Komplette Tragrollenstationen können als Fertigteile in allen gängigen Muldungsformen mit den üblichen Muldungswinkeln für alle möglichen Gurtbreiten von verschiedensten Herstellern zugekauft werden. Eine solche Standardausführung einer Tragrollenstation mit fixem Muldungswinkel ist in Abbildung 36 ersichtlich. Durch den Einsatz von Tragrollenstationen als Zukaufteil können Konstruktions- und Fertigungsaufwand minimiert werden. Die fertigen Baugruppen müssen lediglich auf die Unterkonstruktion mit der verwendeten Verstell- und Fixiermethodik angepasst werden. Da bei dieser Variante keinerlei Verstellmöglichkeit für den Muldungswinkel besteht, müssen für jeden einzustellenden Muldungswinkel mindestens drei komplette

Tragrollenstationen zugekauft werden, wodurch sich eine erhebliche Anzahl an Gesamt-Tragrollenstationen ergibt.

Außerdem sind bei dieser Variante für sämtliche Muldungswinkel, Muldungsformen sowie auch für eventuell unterschiedliche Tragrollen-Mantellängen eigene Tragrollenstationen erforderlich, was sich in den Kosten niederschlägt. Ein Kompromiss zwischen Verstellbarkeit und Kosten kann dadurch gefunden werden, indem eine dreiteilige Muldung festgelegt wird und/oder die Tragrollen-Mantellänge auf die größte Gurtbreite festgelegt wird, was eine deutliche Reduktion der erforderlichen Tragrollenstationen zur Folge hat.

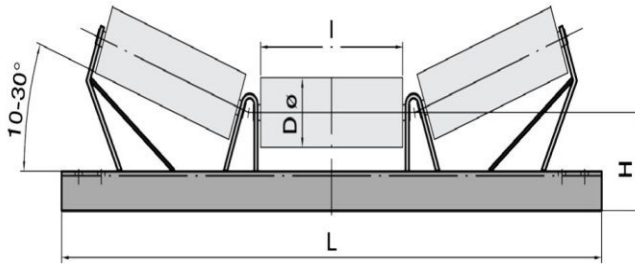


Abbildung 36: Standardausführung von Tragrollenstationen [18]

Tragrollenstationen mit fixen Muldungswinkeln	
Vorteile	Nahezu kein eigener Konstruktions- und Fertigungsaufwand. Genormte Ausführung. Die einzelnen Tragrollen gleicher Mantellänge können auch bei Tragrollenstationen mit anderen Muldungswinkeln wiederverwendet werden.
Nachteile	Keinerlei Verstellmethodik des Muldungswinkels, dadurch ist bei einer Änderung des Muldungswinkels immer die gesamte Tragrollenstation zu tauschen, was einen hohen Montageaufwand bedeutet und den Einstellprozess deutlich verlängert. Erhebliche Menge an unterschiedlichen Ausführungen erforderlich, was sich in den Anschaffungskosten niederschlägt. Keinerlei Flexibilität hinsichtlich Änderung der Tragrollenmantellänge oder Muldungsform.

Tabelle 14: Eigenschaften einer fixen Tragrollenstation

4.2.3.2.2 Tragrollenstation mit Spindelverstellung

Die beiden gemuldeten Tragrollen einer Tragrollenstation werden nach der schematischen Darstellung in Abbildung 37 bei dieser Variante schwenkbar um den Schnittpunkt der Achsen von gemuldeter Tragrolle und horizontaler Tragrolle ausgeführt. Die gemuldeten Tragrollen führen dabei eine Kippbewegung um diesen schwenkbar gelagerten Achsenschnittpunkt mit Hilfe einer Verstellspindel durch. Diese Verstellspindel ist doppelt gelenkig gelagert. Ein Angriffspunkt der Verstellspindel ist der äußere Auflagerpunkt der gemuldeten Tragrolle, welcher beweglich ausgeführt ist. Der zweite Angriffspunkt befindet sich direkt am Querträger der Tragrollenstation und stellt den Fixpunkt dar. Der bewegliche Punkt wird durch ein Führungsblech mit Langlochführung in eine Kreisbahn um den Schwenkpunkt

gezwungen. Dadurch wird bei konstanter Tragrollenmantellänge eine Winkelverstellung der gemuldeten Tragrollenachse bewirkt. Die angedeutete Langlochführung mit Klemmvorrichtung muss eine hohe Steifigkeit aufweisen, da sich diese sonst unter Last verbiegen könnte. Eine Klemmvorrichtung zur Fixierung des Muldungswinkels bei fertiger Einstellung ist sinnvoll, um die Verstellspindel im Betrieb zu entlasten und ein ungewolltes selbstständiges Verstellen durch auftretende Vibrationen und Schwingungen zu verhindern.

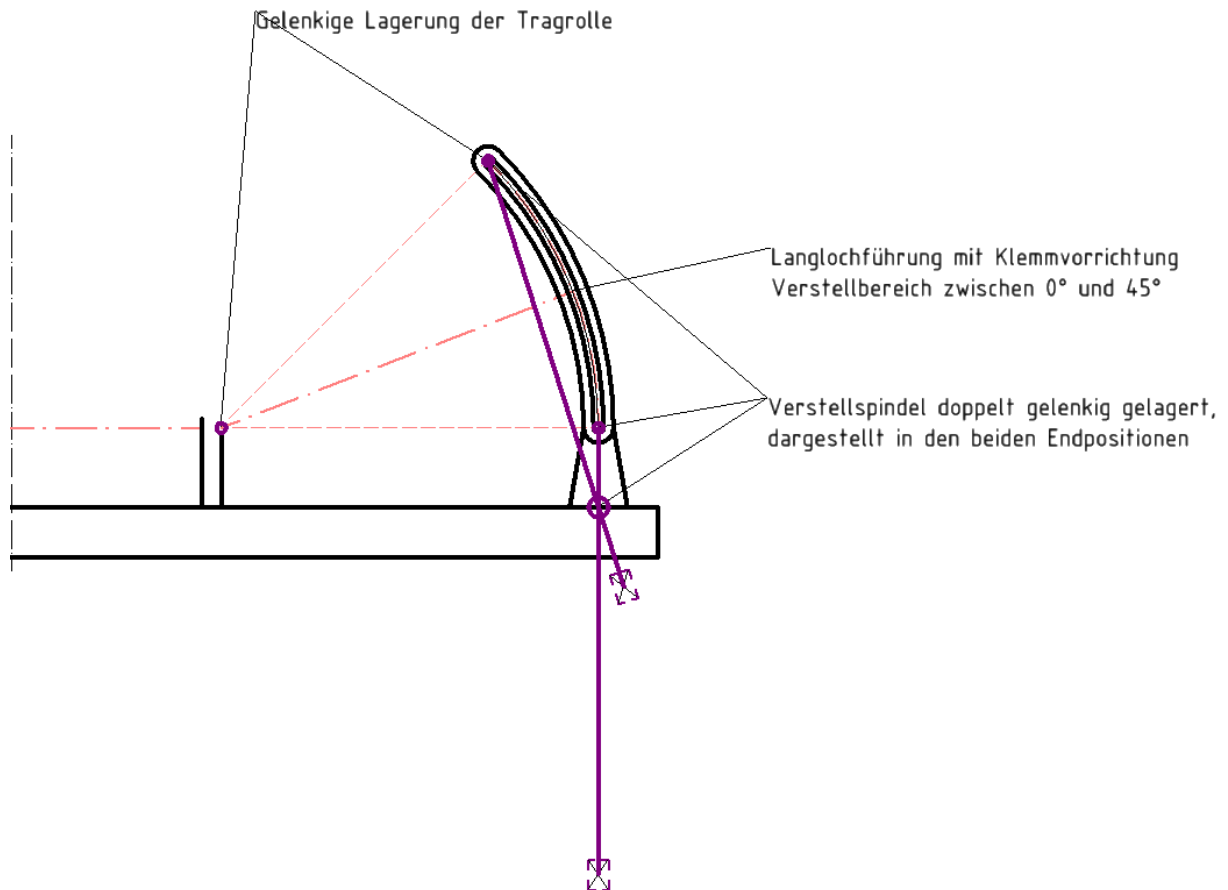


Abbildung 37: Prinzipskizze einer Tragrollenstation mit Verstellspindel

Tragrollenstationen mit Spindelverstellung	
Vorteile	Bei konstanter Gurtbreite sind nur drei Tragrollenstationen erforderlich. Ein stufenloses Verstellen des Muldungswinkels ist möglich. Die Verstellspindel ermöglicht eine Winkelverstellung auch unter einer bestimmten Belastung.
Nachteile	Aufwändige Konstruktion und teure Fertigung. Keinerlei Flexibilität hinsichtlich Änderung der Tragrollenmantellänge oder Muldungsform. Für Abweichungen von einer dreiteiligen Muldung sowie in der Gurtbreite müsste jeweils ein weiterer Verstellmechanismus gefertigt werden. Durch die Schwenkbewegung um den Achsenschnittpunkt ändert sich für jeden Muldungswinkel der Tragrollenzwischenraum d (vgl. Abbildung 04). Bei einer 45° Muldung kann dieser Zwischenraum minimal ausgeführt werden, bei Abnahme des Muldungswinkels ergibt sich jedoch ein immer größerer Zwischenraum.

Tabelle 15: Eigenschaften einer Tragrollenstation mit Verstellspindel

4.2.3.2.3 Modular austauschbare Tragrollenhalterungsbleche

Bei dieser in Abbildung 38 angedeuteten Variante werden modular austauschbare Halterungsbleche für die Tragrollen in unterschiedlichen Muldungswinkeln angefertigt. Diese Halterungsbleche sind einfache Blechbiegeteile entsprechender Stärke und genau für die Aufnahme der genormten Tragrollen ausgelegt, somit kann jede Tragrolle der gleichen Länge in jedes auf diese Länge zugeschnittene Halterungsblech eingesetzt werden. Die Halterungsbleche besitzen Langlöcher an der Unterseite und werden anhand dieser mit einer Schraubenverbindung am Querträger befestigt. Durch die Langlöcher kann bei jedem Halterungsblech mit unterschiedlichem Muldungswinkel der Tragrollenzwischenraum d optimal eingestellt werden. Eine Muldungswinkelverstellung erfolgt also nur durch Austausch beider gemuldeten Halterungsbleche. Um den Austausch der Bleche zu erleichtern ist allerdings die Zuhilfenahme einer geeigneten Hebeeinrichtung zum Anheben des Gurtes, wie beispielsweise ein Kettenzug, sinnvoll. Mit dieser Variante kann eine sehr hohe Flexibilität in Bezug auf Muldungswinkel, Muldungsform und Tragrollenmantellänge (Gurtbreite) erreicht werden.

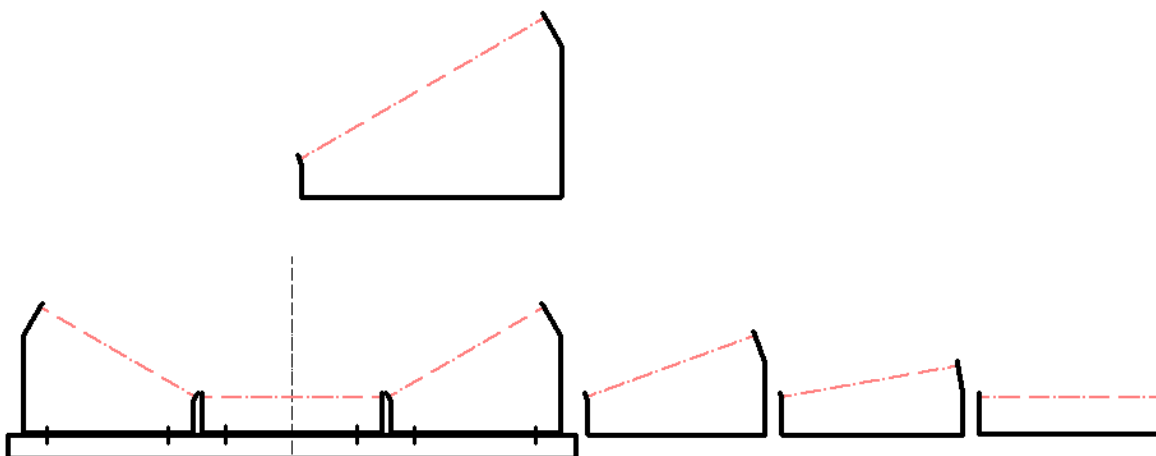


Abbildung 38: Schema einer Tragrollenstation mit modular aufgebauten Halterungsblechen

Modular aufgebaute Tragrollenhalterungsbleche	
Vorteile	<p>Es sind nur drei längsverschiebbare Tragrollenstationen mit Querträger erforderlich.</p> <p>Sehr hohe Flexibilität hinsichtlich Muldungsform, Muldungswinkel und Tragrollenmantellänge.</p> <p>Der Tragrollenzwischenraum kann klein gehalten werden.</p> <p>Der Austausch der Halterungsbleche funktioniert schnell und ohne großen Montageaufwand.</p> <p>Die zu fertigenden Halterungsbleche sind einfache Blechbiegeteile und durch Laser- oder Plasmazuschneiden mit anschließendem Abkantpressen kostengünstig fertigbar.</p> <p>Tragrollen gleicher Mantellänge sind in jede Halterung einsetzbar.</p>
Nachteile	<p>Ein Austauschen der Halterungsbleche ist ohne zusätzliche Hilfsmittel bei einem belasteten Gurt nicht möglich. Die Zuhilfenahme einer geeigneten Hebeeinrichtung kann den Tauschvorgang erleichtern und diesen auch unter einer bestimmten Last ermöglichen.</p> <p>Keine stufenlose Winkelverstellung möglich.</p>

Tabelle 16 Eigenschaften einer modular aufgebauten Tragrollenstation

4.2.3.2.4 Auswahl der Konstruktionsvariante

Ein Vergleich der drei Konzepte verdeutlicht, dass ein modularer Aufbau der Halterungsbleche aus Flexibilitäts- und Wirtschaftlichkeitsgründen zu bevorzugen ist. Eine stufenlose Winkelverstellung ist nicht notwendig und falls abweichende Muldungswinkel gewünscht sind, können die entsprechenden Halterungsbleche einfach und schnell nachgefertigt werden. Eine Hebeeinrichtung in Form eines Kettenzugs kann einfach und flexibel an einer Stahlbaukonstruktion oberhalb des Gurtes oder der Dachkonstruktion befestigt werden und befindet sich als Grundausstattung bereits in jeder größeren Werkstatt.

4.2.4 Belastung des Fördergurtes

Die Belastung eines Fördergurtes durch das Schüttgut setzt sich hauptsächlich aus der Schüttgutdichte und dem Füllquerschnitt zusammen. Die Füllquerschnittsfläche hängt dabei von Gurtbreite, Muldungsform (Stützgeometrie), Muldungswinkel, und Schüttwinkel ab und ist für den Fall einer dreiteiligen Muldung in Abbildung 39 dargestellt. Somit ergeben sich viele unterschiedliche zu untersuchende Belastungszustände, welche einen massiven Einfluss auf die dynamischen Gurtverformungen haben.

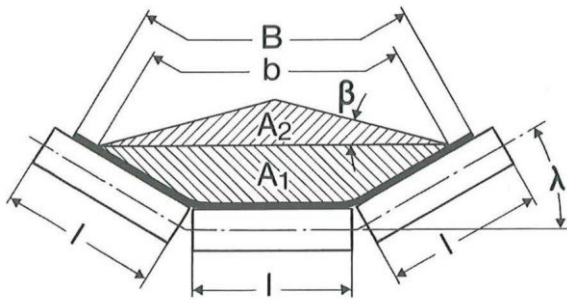


Abbildung 39: Füllquerschnittsfläche bei 3-teiliger Muldung [6]

Das Lastaufbringungssystem soll ein breites Spektrum an Schüttgütern unterschiedlichster Schüttdichte sowie Schüttwinkel simulieren können. Außerdem ist eine genaue örtliche Bestimmung der tatsächlich wirkenden Lasten gefordert, um den Prüfvorgang in Simulationen möglichst detailgetreu nachbilden zu können.

4.2.4.1 Varianten der Lastaufbringung

4.2.4.1.1 Förderung des physischen Schüttguts

Eine naheliegende Variante ist die reale Förderung des physischen Schüttguts. Das Schüttgut wird dabei von einem Speicher mit Hilfe einer Aufgabeschurre auf das Obertrum aufgebracht und über die gesamte Prüflänge bis hin zur Abwurftrammel gefördert. Dort wird es entweder in einen weiteren Speicher abgeworfen und mit einem unstetigen Fördersystem zum Ausgangsspeicher zurückgebracht oder durch eine Übergabeschurre auf ein zweites, stetiges Fördersystem übergeben und zurückgefördert.

Bei genauerer Betrachtung dieser Variante wird diese zunehmend impraktikabel. Probleme ergeben sich in erster Linie durch die Handhabung des physischen Schüttguts. Die Notwendigkeit der Schüttgutbeschaffung, von Speichern und Puffersystemen zur Lagerung und Zwischenspeicherung, eines weiteren Fördersystems zur Rückförderung sowie von Auf- und Übergabeeinrichtungen des Schüttguts mit entsprechenden Mengenregulierungssystemen ergibt ein sehr komplexes und aufwändiges Gesamtsystem, welches aus wirtschaftlicher und platztechnischer Sicht nicht realisierbar ist. Außerdem ist keine genaue Bestimmung der tatsächlich an einer Stelle des Förderers wirkenden Last möglich, da ständige Schwankungen bei der Schüttgutaufgabe in Menge und Füllquerschnitt unvermeidbar sind. Wegen diesen Belastungsschwankungen ist ein Rückschluss auf das dynamische Gurtverhalten schwierig.

Somit kann festgestellt werden, dass die Variante einer Förderung des physischen Schüttguts zu mehr Problemen als Lösungen führt und daher ungeeignet ist.

4.2.4.1.2 Belastung mittels Druckkörper

Da kein physisches Schüttgut gefördert wird, kann die Variante der Belastung des umlaufenden Fördergurtes entlang der Prüfstrecke im Obertrum durch mehrere Druckkörper in Betracht gezogen werden. Simulationstechnisch ist solch eine Belastung möglich und wurde von E. Fimbinger [13] bereits nach Abbildung 40 in einfacher Form angedacht.

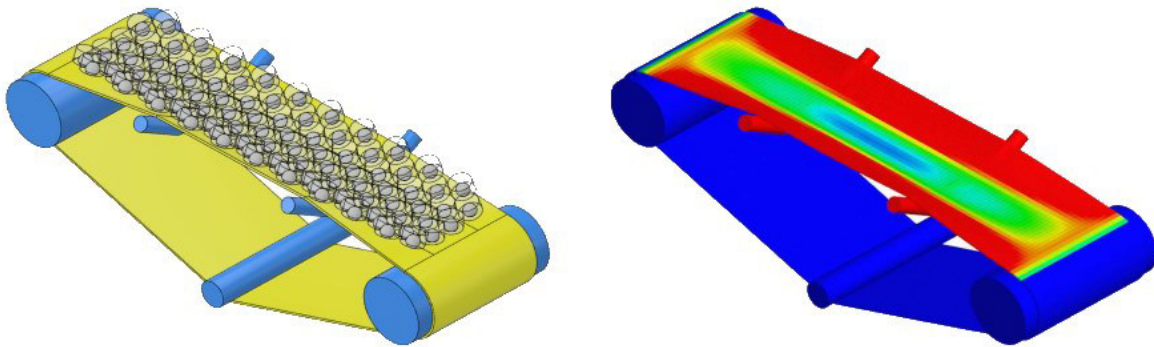


Abbildung 40: Simulation einer vertikalen Gurtbelastung [13]

Die von den Druckkörpern aufgebracht Kraft muss dabei äquivalent der Gewichtskraft des Schüttguts sein, welche sich durch den Füllquerschnitt und die Schüttdichte ergibt. Je nach Gurtbreite kann dabei die Anzahl an Druckkörpern variieren.

4.2.4.1.2.1 Kontakt zwischen Lastkörper und Fördergurt

Die Deckplatten von Fördergurten dienen dem Schutz des eingebetteten Zugträgers und müssen einen ausreichenden Widerstand gegen chemische und physikalische Einflüsse aufweisen. Als Deckplattenwerkstoffe werden daher Gummimischungen und ggf. Kunststoffe in geeigneter Zusammensetzung verwendet. [6]

Der Kontakt zwischen Druckkörper und Fördergurt ist entscheidend, da der Gurt möglichst nur vertikal belastet werden soll, um den Gurtverschleiß zu minimieren. Eine zu hohe Reibung zwischen Lastkörper und Fördergurt führt zu großen Kräften entgegen der Gurtbewegungsrichtung, woraus starker Gurtverschleiß und hohe Seitenkräfte am Druckkörper resultieren. Der Druckkörper kann sich in weiterer Folge verklemmen und nicht mehr die gewünschte Vertikallast auf den Gurt aufbringen.

Grundsätzlich kann die Kraftübertragung zwischen Druckkörper und Fördergurt als Rollkontakt oder Gleitkontakt bzw. als Mischform dieser beiden erfolgen. In Tabelle 17 sind dazu bekannte Reibungskoeffizienten für die relevanten Werkstoffe und Reibungsfälle aus verschiedenen Literaturen zusammengefasst.

Werkstoffpaarung	Schmierung	Reibungskoeffizient		Literatur
		Gleitreibung	Rollreibung	
Gummi auf Metall	trocken	0,5	-	[25]
Stahl auf Reibbelag	trocken	0,55	-	[11]
Stahl auf Reibbelag	geschmiert	0,2-0,3	-	[11]
Autoreifen auf Stahl		-	0,008-0,009	[19]
Autoreifen auf Asphalt		-	0,011	[24]

Tabelle 17: Übersicht relevanter Reibungskoeffizienten

Um möglichst kleine Querkräfte auf den Druckkörper zu erreichen, ist ein geringer Reibungskoeffizient in der Kontaktzone erforderlich. Der Tabelle kann entnommen werden, dass bei trockener Gleitreibung ein Gummibelag einen sehr hohen Reibungskoeffizienten aufweist, welcher dem eines Reibbelags bzw. Bremsbelags nahekommt. Der Reibungskoeffizient kann zwar durch Schmierung verringert werden, erreicht aber nicht die deutlich niedrigeren Werte eines Rollkontakts. Ein Rollkontakt zwischen Druckkörper und Fördergurt wird daher angestrebt.

4.2.4.1.2.2 Definieren der Druckkörperform

Punktförmige Belastungen des Fördergurts würden diesen lokal stark verformen und erheblichen Verschleiß am Gurt verursachen bzw. den Gurt beschädigen, daher muss die Kontaktfläche zwischen Druckkörper und Fördergurt ausreichend groß sein, um die schüttgutäquivalente Belastung möglichst schonend und verschleißarm aufzubringen. Ein kugelförmiger bzw. zylindrischer Rollkörper bietet sich als Kontaktkörper zwischen Belastung und Gurt an, da bei diesen Geometrien eine ausreichende Verteilung der Kraft auf den Fördergurt erreicht wird und keine spitzen oder scharfen Kanten auf den Fördergurt einwirken und diesen dadurch beschädigen könnten. Der Durchmesser der Druckkörper darf allerdings nicht zu klein gestaltet werden. Als Richtwert für die Größe dieser Rollkörper wird der in der grundlegenden Berechnung ermittelte erforderliche Tragrollendurchmesser D_R herangezogen.

Ein kugelförmiger Rollkörper ist in alle Richtungen drehbar. Um dieselbe Eigenschaft auch bei einem zylindrischen Rollkörper zu erreichen, muss die Rollachse des Zylinders zusätzlich um die Vertikalachse schwenkbar ausgeführt sein. Beim Ein- und Ausmulden bzw. beim sogenannten Walken des Fördergurtes (zyklische Aufweitung und wieder Verkleinerung des Gurtquerschnitts zwischen den Tragrollenstationen) weicht die resultierende Bewegungsrichtung des Gurtes direkt nach und vor den Tragrollenstationen geringfügig von einer reinen Längsbewegung ab. Diese Abweichungen können allerdings als klein und vernachlässigbar angesehen werden. Ein um die Vertikalachse drehbar gelagerter zylindrischer Rollkörper würde sich bei einer vorhandenen Muldung in Richtung des Muldungstiefs ausrichten. Kombiniert man diese Eigenschaft mit einer angenommen reinen Längsbewegung des Gurtes so würde sich die Orientierung des zylindrischen Rollkörpers zwar in Längsrichtung verschieben, allerdings nie vollkommen in Bewegungsrichtung des Gurtes zeigen und somit stets ein gewisser Schräglauf auftreten. Außerdem ist aus simulationstechnischer Sicht ein zusätzlicher Rotationsfreiheitsgrad um die

Vertikalachse bei zylindrischen Rollkörpern schwer zu verwirklichen. Daher ist auch für einen zylindrischen Rollkörper eine starre Führung vorteilhaft.

Ein kugelförmiger Druckkörper kann als sogenannte Kugelrolle ausgeführt sein. Diese Kugelrollen sind in verschiedenen Kugeldurchmessern, Werkstoffen, Belastbarkeiten, Gehäuseformen, etc. erhältlich. Eine Ausführungsvariante als Schwerlastkugelrolle ist in Abbildung 41 dargestellt.

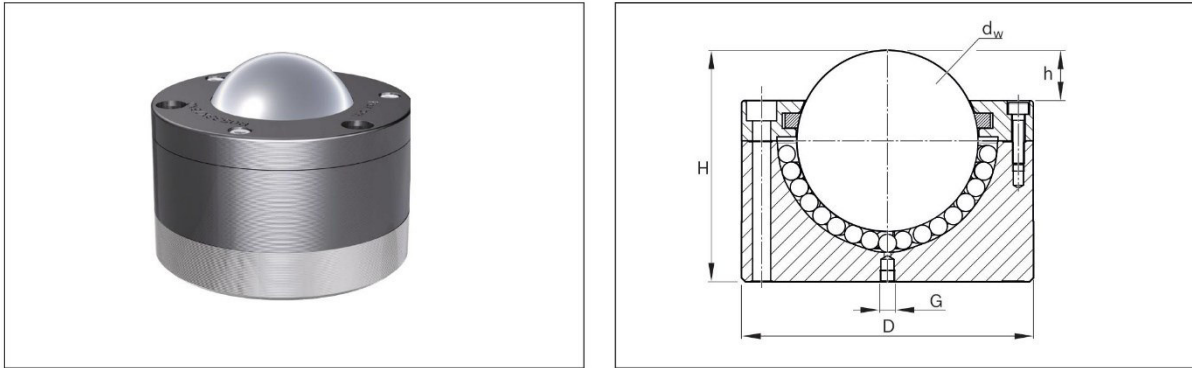


Abbildung 41: Kugelrollen-Ausführung [4]

Im herkömmlichen Sinne als Rollen werden zylindrische Rollkörper bezeichnet. Diese sind ebenfalls in unterschiedlichsten Materialien, Belastungsbereichen, Rollenbreiten und -durchmessern sowie Befestigungsvarianten erhältlich. Typische Ausführungsbeispiele solcher Rollen sind in Abbildung 42 dargestellt.



Abbildung 42: Ausführungsbeispiele Rollen [5]

Kugelrollen können hohe Lasten aufnehmen und sind sehr flexibel bezüglich Bewegungsrichtungsänderungen. Die Belastung wird durch die Druckkörperform sehr schonend auf den Gurt übertragen. Ebenso sprechen weitere Aspekte wie Geräuschentwicklung, Lebensdauer und Wartungsaufwand für die Kugelrollen. Ein Problem stellt allerdings das sehr hohe Eigengewicht von Kugelrollen mit einem Rollkörperdurchmesser von über 100 mm dar. Sie sind in dieser Größenordnung sehr schwer erhältlich und äußerst kostenintensiv verglichen mit den Zylinderrollen. Es gibt auch Ausführungen mit schmalen bzw. abgeschrägtem Gehäuse, dennoch besteht bei hohen Muldungswinkeln zusätzlich die Gefahr, dass das Gehäuse der Kugelrollen seitlich am bewegten Fördergurt streift, was zu hohen Seitenkräften am Lastkörper führt und hohen Verschleiß und Temperaturentwicklung an Gurt und Druckkörper verursacht. Bei Zylinderrollen gibt es bei ausreichendem Rollkörperdurchmesser diese Problematik nicht. Das deutlich geringere Eigengewicht, welches auch ein Aufbringen von kleinen Lasten ermöglicht, in Kombination mit den deutlich geringeren

Anschaffungskosten ergeben eine wesentlich bessere Eignung. Kugelrollen, deren Stärke vor allem durch eine hohe Belastbarkeit definiert ist, können deren Potenzial bei dieser Anwendung nicht ausschöpfen.

4.2.4.1.2.3 Belastungsmuster und Anordnung der Druckkörper

Jeder Druckkörper, ob kugelförmig oder zylindrisch, hat auf einer zweidimensionalen Ebene betrachtet einen gewissen Wirkbereich. Bei Zylinderrollen würde sich ein kreisförmiger Wirkbereich durch Rotation des Rollkörpers um die vertikale Führungsachse ergeben. Der Radius des Wirkbereichs entspricht dem Radius des Rollkörpers. Da eine starre, nicht drehbare Führung verwendet wird, ist der tatsächliche Wirkbereich der Zylinderrolle nicht kreisförmig und entspricht demnach der Rollkörperform in der Draufsicht. Seitlich an jeder Rolle greift noch zusätzlich die Halterung an, deren Geometrie und Platzbedarf auf Grund der unterschiedlichen Ausführungsmöglichkeiten variieren kann. Somit wird aus darstellungstechnischen Gründen der Wirkbereich vereinfacht als kreisförmig angenommen, um genügend Spielraum an den Seiten der Rollkörper zu berücksichtigen. Die einzelnen Wirkbereiche der Druckkörper werden so angeordnet, dass sich diese nicht überschneiden können und ein gegenseitiges Beeinflussen bzw. Blockieren ausgeschlossen ist.

Um eine möglichst gute Aufteilung der realen Belastung, resultierend aus Füllquerschnitt des Gurtes und der Dichte des Förderguts zu erreichen, ist es notwendig, entlang eines Gurtquerschnitts die einzelnen Wirkbereiche über die Gurtbreite möglichst angrenzend zu gestalten.

Diese Überlegungen ergeben im Prinzip zwei mögliche Anordnungsmuster der Belastungsstempel, nämlich die dichtest mögliche Anordnung und eine gleiche Anordnung jeder Belastungsebene.

4.2.4.1.2.3.1 Dichteste Anordnung

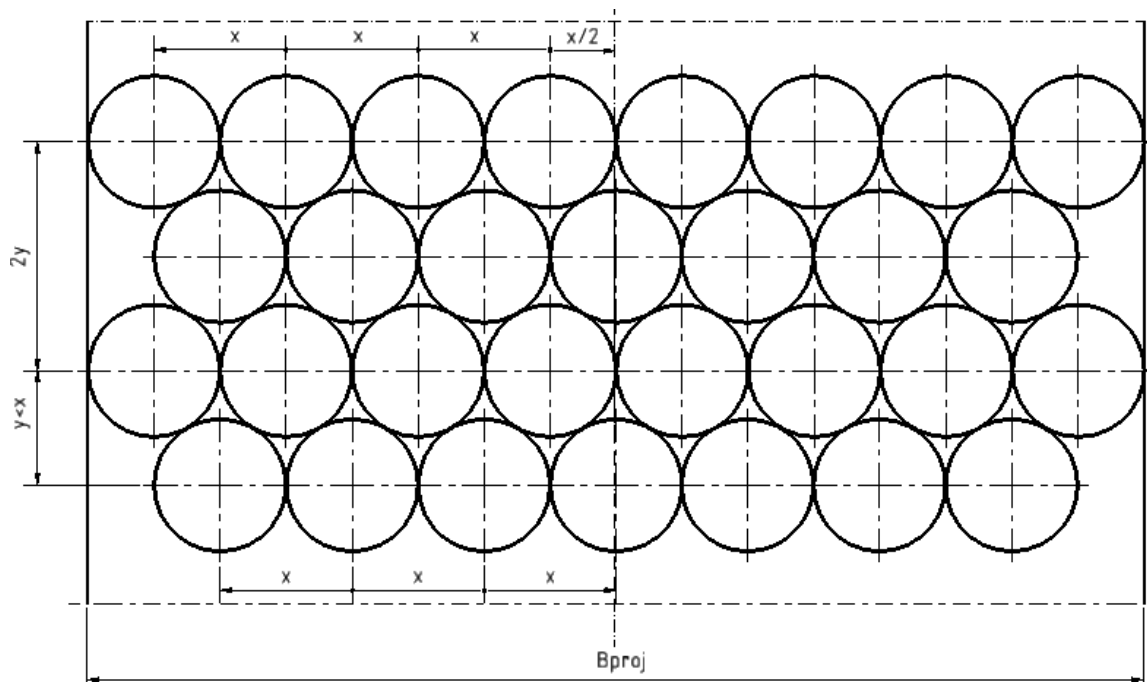


Abbildung 43: Schema einer dichtest möglichen Stempelanordnung

Das in Abbildung 43 dargestellte Anordnungsschema der Druckkörper-Wirkbereiche ergibt eine dichtest mögliche Anordnung der Druckkörper. Bei dieser Anordnung ist die größte Anzahl an Druckkörpern pro Flächeneinheit möglich, was in weiterer Folge zu den geringsten auftretenden Stempelkräften führt. Betrachtet man die Anordnungsmuster in Längsrichtung des Gurtes so ergeben sich zwei alternierend wiederkehrende Belastungsebenen. Dies bedeutet, dass nur jede zweite Belastungsebene eine identische Verteilung der Stempelkräfte aufweist. Bei den jeweils angrenzenden Belastungsebenen sind die Stempelpositionen versetzt und dadurch auch die Stempelkräfte entsprechend anders verteilt.

Daher müssen zur Auswertung des Versuchs neben den Verformungsmessungen jeweils die genauen Positionen und Druckkräfte der Druckkörper als Information mitgeführt werden, um den Versuch in einer Simulation nachmodellieren zu können und damit die Simulation zu validieren bzw. um Rückschlüsse auf Gurtkennwerte führen zu können.

4.2.4.1.2.3.2 Gleiche Anordnung in jeder Belastungsebene

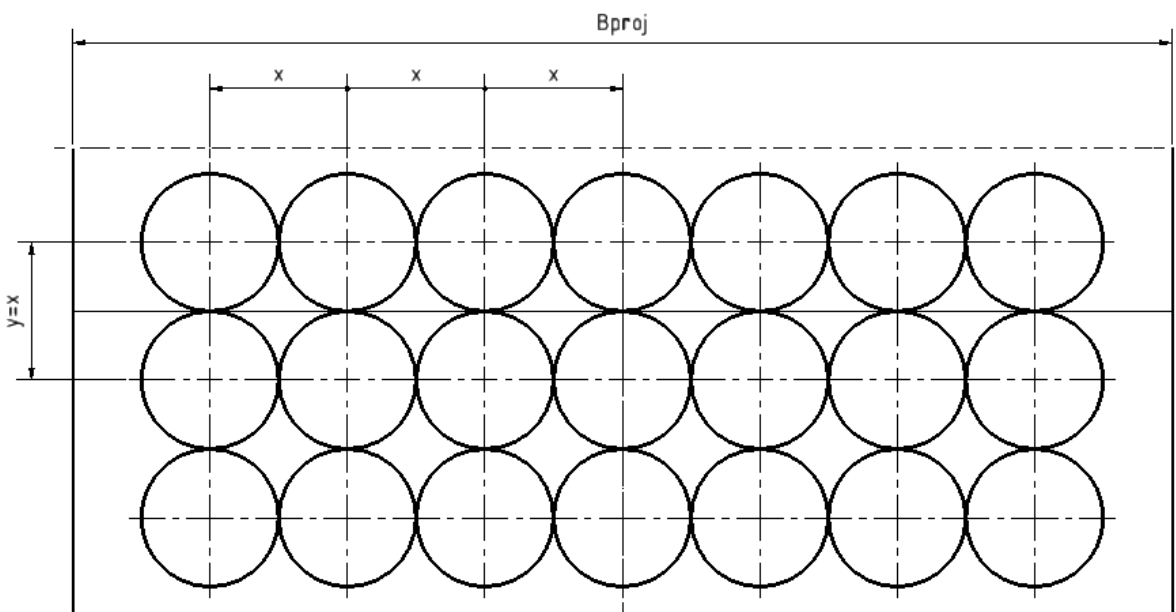


Abbildung 44: Schema bei gleicher Anordnung jeder Belastungsebene

Bei dieser in Abbildung 44 ersichtlichen Anordnung ist jede Belastungsebene gleich aufgebaut. Dies ergibt eine weniger dichte Anordnung, wodurch bei gleicher Gesamtbelastung auch höhere Kräfte pro Druckkörper entstehen. In Abbildung 44 ist der kleinstmögliche Abstand zwischen den Belastungsebenen $y = x$ dargestellt, dieser kann aber konstruktionsbedingt auch etwas größer ausgeführt werden, womit sich allerdings auch die Stempelkräfte erhöhen. Der große Vorteil dieser Anordnung besteht in der einfacheren und kostengünstigeren Konstruktion durch einen symmetrischen Aufbau in Längs- und Querrichtung. Es ergibt sich auch eine deutlich einfachere Versuchsauswertung. Durch den gleichen Aufbau jeder Ebene müssen die einzelnen Stempelpositionen und Kräfte nicht gesondert mitgeführt werden, es reichen

dazu die Informationen über die erste Belastungsebene und die Anzahl an Ebenen. Dies vereinfacht eine Simulation des Versuchs deutlich und auch die rechnerische Ermittlung der einzelnen Stempelkräfte. Der Aufbau des Versuchs ist bei dieser Variante deutlich einfacher, es werden weniger Stempel benötigt und jede Ebene ist gleich aufzubauen.

Auf Grund dieser Überlegungen werden die etwas höheren Stempelkräfte in Kauf genommen und eine symmetrische Anordnung in Längs- und Querrichtung als geeignete Variante ausgewählt.

4.2.4.1.2.4 Berechnung der Stempelaufteilung und Stempelkräfte

Die einzelnen Stempelkräfte werden aus der Gewichtsbelastung des Schüttguts pro Flächeneinheit ermittelt. Dafür müssen Parameter des Schüttguts (Schüttdichte und Schüttwinkel), Gurtbreite und Muldungswinkel bekannt sein bzw. angenommen/abgeschätzt werden. Bevor die Stempelkräfte ermittelt werden können, gilt es geeignete Achsabstände der Stempelverteilung zu finden.

4.2.4.1.2.4.1 Stempelaufteilung

In Abbildung 45 sind die wichtigsten geometrischen Zusammenhänge eines gemuldeten Fördergurtes dargestellt.

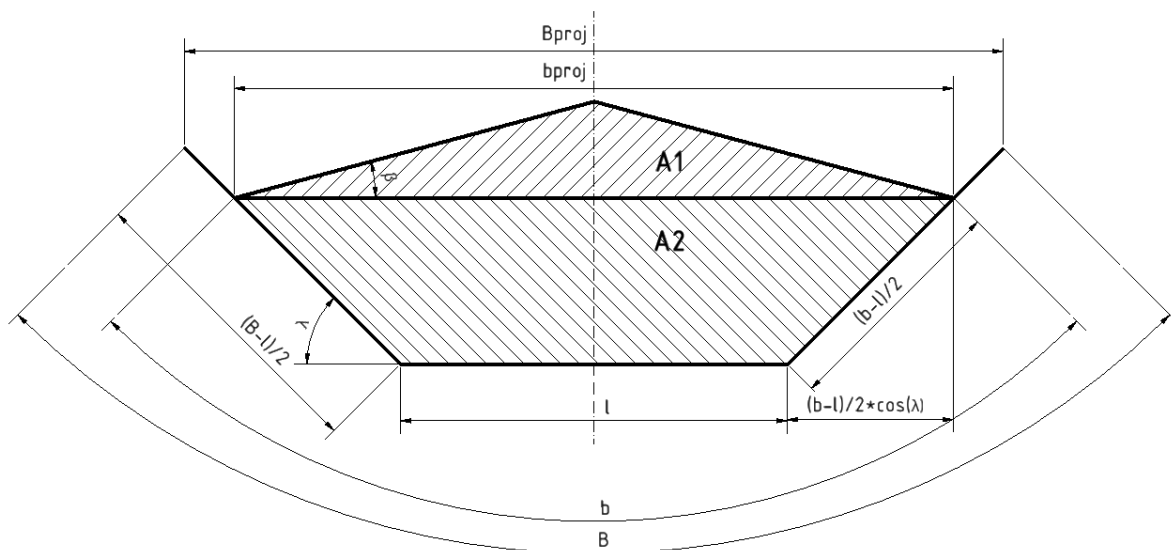


Abbildung 45: Geometrische Zusammenhänge eines gemuldeten Fördergurtes

Die nutzbare Gurtbreite b wird nach der bereits bekannten Gleichung(4) ermittelt. Da alle Laststempel senkrecht auf den Gurt drücken, werden zur Ermittlung einer geeigneten Stempelaufteilung zunächst die projizierten Werte der Gurtbreite B_{proj} und der nutzbaren Gurtbreite b_{proj} nach den Gleichungen(42), (43) berechnet.

$$b_{proj} = l + 2 \cdot \left(\frac{b-l}{2} \cdot \cos \lambda \right) \quad (42)$$

$$B_{proj} = l + 2 \cdot \left(\frac{B - l}{2} \cdot \cos \lambda \right) \quad (43)$$

Bei einer maximalen Muldung von 45° ist folglich die projizierte Gurtbreite am kleinsten. Daher wird die Stempelaufteilung so gewählt, dass bei der maximalen Muldung noch alle Stempel mit ausreichend Abstand zum Gurtrand aufgebracht werden können. In Abbildung 46 sind diese Annahmen in der Draufsicht dargestellt. Ein Stempel muss nach dieser Darstellung die Gewichtskraft des Schüttgutes, welche durch das Schüttgutvolumen über seiner schraffierten Fläche errechnet wird, aufbringen (vgl. Abbildung 47). Die farbliche Darstellung der schraffierten Flächen dient nur der Abgrenzung.

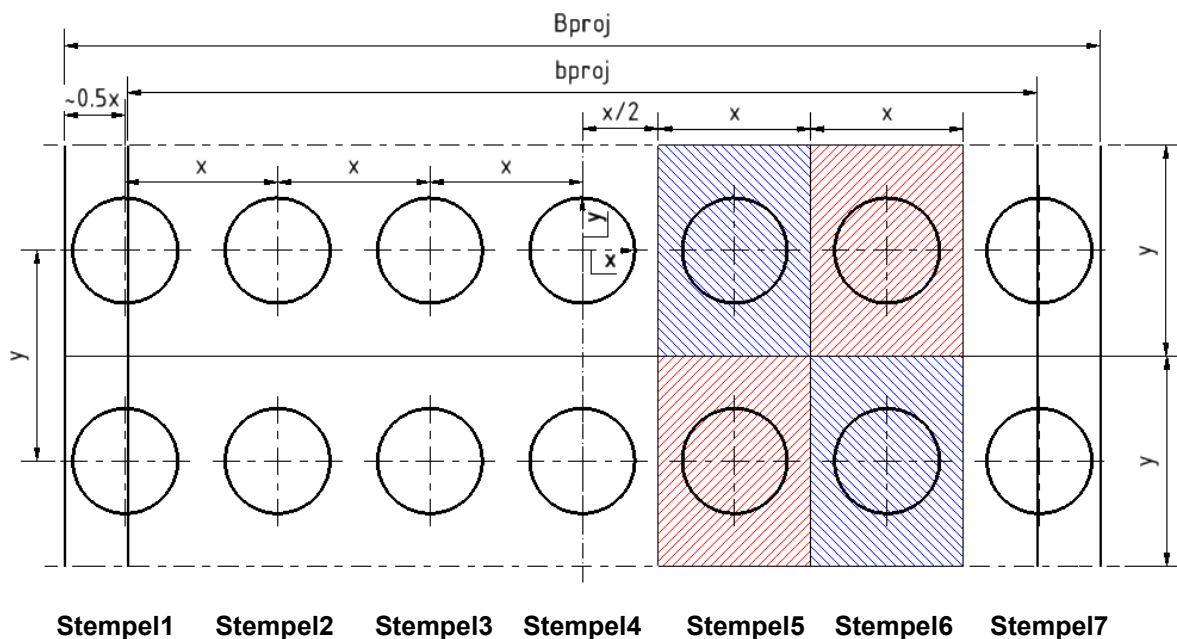


Abbildung 46: Stempelanordnung und Wirkbereiche

Die kompletten Berechnungsunterlagen der Stempelaufteilung sind im Anhang A2 beigelegt. Ergebnisse dieser Berechnungen sind folgende Parameter zur Stempelaufteilung nach Abbildung 46:

- Stempelanzahl $n = 7$
- Achsabstand der Stempel in einer Belastungsebene $x = 145\text{mm}$
- Abstand der Belastungsebenen $y = 200\text{mm}$

4.2.4.1.2.4.2 Berechnung der Stempelkräfte

Nach der Festlegung der Stempelaufteilung kann in weiterer Folge die Berechnung der Stempelkräfte erfolgen. Jeder Stempel muss eine Kraft entsprechend seiner Streckenlast über einen Bereich von seiner Stempelachse aus gesehen von $-\frac{x}{2}$ bis $\frac{x}{2}$ in Querrichtung und $-\frac{y}{2}$ bis $\frac{y}{2}$ in Längsrichtung aufbringen.

Um das über diese Fläche wirkende Schüttgutvolumen berechnen zu können, wird der Füllquerschnitt durch Hüllfunktionen approximiert. Durch den symmetrischen Aufbau des Füllquerschnitts um die Mittelebene des Fördergurtes muss nur eine Seite berechnet werden. Die definierten Funktionen $f1(x)$, $f2(x)$, $f3(x)$ der Hüllkurve mit deren Gültigkeitsbereichen sind in den Gleichungen (44), (45), (46) beschrieben und in Abbildung 47 grafisch dargestellt, wobei der schraffierte Bereich die Hälfte des Füllquerschnitts abbildet.

$$f1(x) = \tan \beta \cdot \left(\frac{b_{proj}}{2} - x \right) \quad \left[0 \leq x \leq \frac{b_{proj}}{2} \right] \quad (44)$$

$$f2(x) = \tan \lambda \cdot \left(x - \frac{b_{proj}}{2} \right) \quad \left[\frac{l}{2} \leq x \leq \frac{b_{proj}}{2} \right] \quad (45)$$

$$f3(x) = f2 \left(x = \frac{l}{2} \right) \quad \left[0 \leq x \leq \frac{l}{2} \right] \quad (46)$$

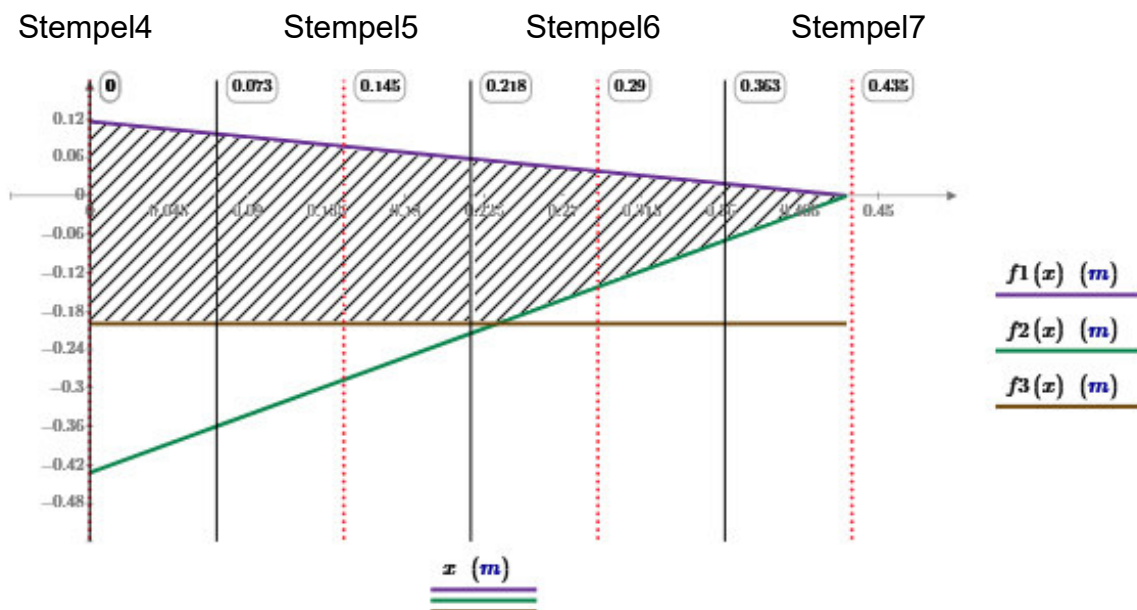


Abbildung 47: Grafische Darstellung der Hüllfunktionen

Die für jeden Stempel relevante Stempelfüllquerschnittsfläche A_s errechnet sich durch Integrieren der einzelnen Hüllfunktionen unter Beachtung deren Gültigkeitsbereiche und Einsetzen der Integrationsgrenzen von $-\frac{x}{2}$ bis $\frac{x}{2}$ für jede Position der Stempelachse x_s als Abstand von der Gurtmittelebene nach Gleichung (47). Die Integrale der Hüllfunktionen $f2(x)$ und $f3(x)$ ergeben eine negative Fläche, daher müssen diese zur Berechnung der Gesamtfläche abgezogen werden.

$$A_s = \int_{x_s - \frac{x}{2}}^{x_s + \frac{x}{2}} f1(x) \cdot dx - \int_{x_s - \frac{x}{2}}^{x_s + \frac{x}{2}} f2(x) \cdot dx - \int_{x_s - \frac{x}{2}}^{x_s + \frac{x}{2}} f3(x) \cdot dx \quad (47)$$

Mit dem Abstand der Belastungsebenen y und der Schüttdichte ρ kann in weiterer Folge die Stempelkraft F_s nach Gleichung(48) ermittelt werden.

$$F_s = \rho \cdot g \cdot y \cdot A_s \quad (48)$$

Die detaillierte Berechnung der Stempelkräfte wurde in „PTC Mathcad Prime“ ([22]) durchgeführt und ist im Anhang A2 zu finden. Die Berechnung für eine Fördergurtbreite von 1200 mm mit einem maximalen Muldungswinkel von 45° und Beladung mit dem Schüttgut Eisenerz hat dabei folgende Ergebnisse nach Tabelle 18 geliefert:

Ergebnistabelle der Stempelkraftberechnung			
Stempelnummer	Abstand zur Gurtmittelebene [m]	Stempelgewicht [kg]	Stempelkraft [N]
1	-0,435	1,9	18
2	-0,29	15,6	153
3	-0,145	24,1	236
4	0	26,6	261
5	0,145	24,1	236
6	0,29	15,6	153
7	0,435	1,9	18

Tabelle 18: Ergebnisse der Stempelkraftberechnung für Maximalbelastung

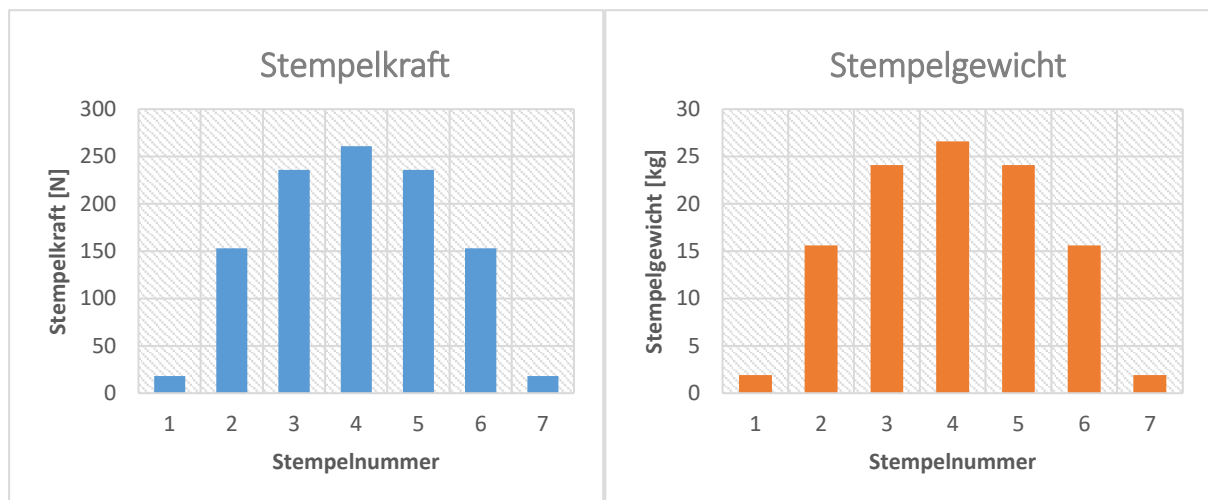


Abbildung 48: Verteilung von maximaler Stempelkraft und Stempelgewicht über den Gurtquerschnitt

4.2.4.1.2.5 Erzeugung der Stempelkraft

Aus technischer Sicht gibt es viele Varianten um eine lineare Kraft zu erzeugen. Beispiele dafür wären Hydraulikzylinder und Pneumatikzylinder, federvorgespannte Zylinder, elektromagnetische Krafterzeugung mit Linearmotoren, eine Gewichtsbelastung, etc.

Hydraulische bzw. pneumatische Systeme ermöglichen eine Aufbringung von sehr genauen und gut einstellbaren Kräften, der aufwändige Aufbau aus Druckerzeuger (Pumpe/Verdichter), Wegeventile, Druckbegrenzungsventile, Steuerung, Leitungen, Speicher, Filter, Zylinder, etc. ist auf Grund der hohen Anzahl an Stempeln kostenintensiv und viel zu aufwändig. Selbiges gilt auch für eine elektromagnetische Krafterzeugung mittels Linearmotoren jeglicher Bauart. Eine Federvorspannung ist recht einfach realisierbar, allerdings sind auf Grund der Dynamik im System Stauchungen und Dehnungen der Federn zu erwarten. Bereits geringe Stauchungen oder Dehnungen können in Abhängigkeit der Federkonstante erhebliche Schwankungen der Stempelkraft bedeuten und außerdem zu Schwingungen führen.

Die beste und einfachste Variante zur Erzeugung einer konstanten Stempelkraft, unabhängig von der Bewegung, ist eine Gewichtsbelastung. Durch diese Belastungsmethode ergibt sich eine gut einstellbare, gleichbleibende Kraft unabhängig von der Stempelposition und Systemdynamik.

Die Maximalbreite eines Stempels beträgt 145 mm, es ist jedoch sinnvoll die Lastgewichte etwas kleiner zu dimensionieren, um ein gegenseitiges Beeinflussen zu verhindern. Das maximal zu erzeugende Stempelgewicht von rund 27 kg bedeutet, dass ein Werkstoff hoher Dichte als Lastgewicht verwendet werden muss, um die Bauhöhe gering zu halten. Stahlscheiben eignen sich wegen der hohen Dichte von 7850 kg/m^3 und den niedrigen Kosten gut für diesen Zweck. Eine Stahlscheibe nach Abbildung 49. mit einer Dicke d von 10 mm hat eine Masse von ca. 1 kg. Durch aufeinanderstapeln von Stahlscheiben unterschiedlicher Dicke auf eine geeignete Aufnahmevorrichtung am Lastgestänge kann das Gewicht und damit die Stempelkraft flexibel eingestellt werden.

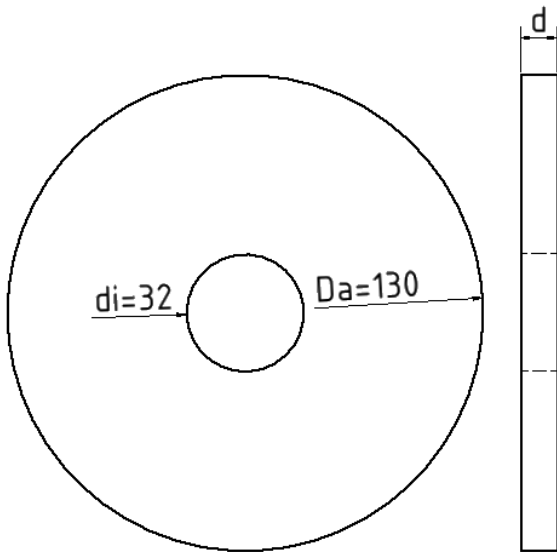


Abbildung 49: Schema einer Stahlscheibe zur Lasterzeugung

4.2.5 Messung der Gurtverformung

Um ein tatsächliches Verformungsprofil der Fördergurte ermitteln zu können, sind Messpunkte entlang der Längs- und Querachse des Fördergurts erforderlich. Je mehr Messpunkte dabei ermittelt werden, desto genauer kann dann das Verformungsprofil erstellt werden. Mit einer DEM-Simulation wird dann der Versuch nachgestellt, wobei der Gurt nach dem „particle-buildup-model“ aufgebaut ist, und ebenfalls verformbar ist. Das simulierte Verformungsprofil wird mit dem tatsächlichen verglichen und somit auf Gurtparameter wie Längs- und Quersteifigkeiten sowie den Reduktionsfaktor rückgeschlossen. Das Messsystem muss daher in einem bestimmten Raster möglichst genaue Verformungsmessungen durchführen können, ohne die Gurtverformung dabei durch zusätzliche Belastungen zu beeinflussen.

Grundsätzlich kann die Verformungsmessung entweder direkt an der Belastungsstelle mithilfe des Lastgestänges oder unabhängig vom Belastungssystem erfolgen.

Ein Messsystem ohne Bindung an das Belastungssystem ist nur unterhalb des Obertrums möglich, da die Oberseite des Obertrums durch die aufgebrauchten Druckkörper nur noch schwer zugänglich ist. An der Unterseite kann das Messsystem bis auf die Tragrollenpositionen frei positioniert werden. In der unmittelbaren Nähe der Tragrollen ist keine Verformungsmessung möglich, dies ist allerdings auch nicht erforderlich, da sich der Gurt dort möglichst genau an die Tragrollenform anschmiegt und somit keine nennenswerten Verformungen zu erwarten sind. Die freie Positionierbarkeit der Messpunkte hat allerdings eine aufwändigere Auswertung des Verformungsprofils zur Folge, da neben den Belastungspunkten auch noch die Koordinaten jedes Messpunkts separat mitgeführt werden müssen. Außerdem ist bei dieser Variante eine händische Messung zwischen dem bewegten Ober- und Untertrum aus sicherheitstechnischer Sicht nicht denkbar. Eine Messung unterhalb des Obertrums, beispielsweise eine berührungslose optische Messung mittels Laser, muss daher aus platztechnischen und sicherheitstechnischen Aspekten entsprechend

automatisiert ablaufen können, was zusätzliche Anforderungen an Messsensorik, Platzierung, Steuerung, Datenauswertung etc. stellt und sich in hohen Kosten und hohem Aufwand niederschlägt.

Ist das Messsystem an das Belastungssystem gebunden, wird eine Verformungsmessung nur jeweils direkt an den Punkten der Lastaufbringung auf den Gurt durchgeführt. Die einzelnen Belastungsstempel besitzen die gleiche Länge und so kann über die Absenkung der Stempel auch die Gurtform bestimmt werden. Bei dieser Variante sind die Messpunkte fix durch das Belastungssystem vorgegeben und können nicht variabel verändert werden. Dies erleichtert jedoch die Datenauswertung massiv, da für jeden Lastpunkt gleichzeitig auch ein Durchbiegungswert vorhanden ist. Oberhalb des Lastgestänges kann bei entsprechender Konstruktion die Messung problemlos händisch oder automatisiert durch ein geeignetes Messungssystem durchgeführt werden, da dort wesentlich bessere Platzverhältnisse herrschen und Personen nicht direkt in Kontakt mit dem umlaufenden Gurt kommen.

Die deutlich einfachere Messungsdurchführung und Messdatenauswertung bei ausreichender Genauigkeit des Messpunkterasters sowie sicherheits- und kostentechnische Aspekte ergeben, dass eine Verformungsmessung direkt am Lastgestänge die zu präferierende Messvariante ist. (Wobei dadurch eine erweiterte Variante mit Auswertung unterhalb des Gurtes prinzipiell nicht ausgeschlossen wird.)

Um die Absenkung der Lastgestänge feststellen zu können muss eine fixe Höhe als Referenzhöhe bestimmt werden, von welcher aus dann die einzelnen Abstände der Gestänge bestimmt werden. Die Messsensoren bzw. Messgeräte werden auf dieser Referenzhöhe platziert und messen den jeweiligen Abstand der Lastgestänge-Oberkante zu dieser Referenzhöhe. Geeignete Messverfahren sind berührungslose Messverfahren sowie berührende Messverfahren, welche nur eine geringe Belastung auf das Messobjekt durch den Messvorgang ausüben. In Tabelle 19 sind gängige und technisch relevante Messvarianten zur Distanzbestimmung aufgelistet.

Messvariante	Messungsart	Messwertgenerierung
Laser-Abstandssensor	Berührungslos	Automatisch
Kapazitiver Sensor	Berührungslos	Automatisch
Induktiver Sensor	Berührungslos	Automatisch
Ultraschallsensor	Berührungslos	Automatisch
Linearwegsensor	Berührend	Automatische oder händische Messung
Seilzug-Wegsensor	Berührend	Automatische oder händische Messung
Lasermessgerät	Berührungslos	Händische Messung
Rollmeter, Meterstab	Berührend	Händische Messung

Tabelle 19: Messvarianten und deren Eigenschaften

Messsensoren im Allgemeinen dienen zur vollautomatischen Generierung von Messwerten und sind daher üblicherweise fix positioniert. Geht man von einem in Längsrichtung verschiebbaren Messbalken aus, so ist entlang der Gurtbreite oberhalb jeder Stempelposition ein Messsensor anzubringen. Die hierfür benötigten Messsensoren stellen einen großen Kostenfaktor dar. Eine händische Messung mit einem Lasermessgerät oder Meterstab/Rollmeter ist deutlich einfacher. Händische

Messgeräte weisen eine ausreichende Genauigkeit auf, die Messwerte werden direkt vor Ort ermittelt und sind daher auch schnell überprüfbar. Bei Sensoren wird digital ausgewertet, eventuelle Fehlerwerte fallen nicht sofort auf. Daher ist für erste Messungen und Kalibrierungen ein händisches Messsystem vorteilhaft. Um dynamische Effekte an bestimmten Messpositionen eruieren zu können, müssen an derselben Stelle mehrere Messwerte in einer bestimmten Taktrate generiert werden. Dies ist mit einer händischen Messwertabnahme äußerst aufwändig und ungenau. Daher besteht in weiterer Folge die Option, automatisch und kontinuierlich messende Messgeräte, wie Laser- oder Ultraschallmesssensoren, nachzurüsten.

4.2.6 Zusammenfassung der Variantenfindung

Spannvorrichtung	Gurtvorspannung mit konstanter Spannkraft durch zwei unabhängige Spanngewichte und einem Spannkonzep mit konstantem Achsabstand im Obertrum. Die Spanngewichte sind als Betonplatten ausgeführt.
Gurtunterstützung	Verwendung von längsverstellbaren Tragrollenstationen entlang Führungsblechen und Fixierung dieser durch Verschraubung mit der Unterkonstruktion. Die Einstellung der Muldigungswinkel erfolgt durch austauschbare Tragrollenhalterungsbleche.
Antrieb	Der Antrieb erfolgt durch einen frequenzumrichter gesteuerten Asynchronmotor als Eintrommelantrieb mit der Antriebsanordnung als Kopfantrieb.
Belastungssystem	Die Belastung des Fördergurtes erfolgt durch vertikal geführte Druckkörper mit Rollkontakt zum bewegten Fördergurt. Der Druckkörper ist als zylindrische Rolle ausgeführt und um die Vertikalachse drehbar. Über die Gurtbreite gesehen sind sieben Laststempel angeordnet, jede Belastungsebene in Längsrichtung ist gleich aufgebaut. Die Stempelkräfte werden durch scheibenförmige Gewichte erzeugt.
Messsystem	Die Messung der Gurtverformung findet oberhalb des Belastungssystems statt und erfolgt an den Punkten der Lastaufbringung durch Messung der Absenkung der Lastgestänge von einer Referenzebene aus. Als Messwerkzeug dient in erster Instanz ein händisches Messgerät in Form eines Laserabstandsmessers. Es besteht jedoch die Möglichkeit, Messgeräte zur kontinuierlichen Datenerfassung, wie beispielsweise Lasermesssensoren, nachzurüsten, um dynamische Effekte an bestimmten Messposition erfassen zu können.

Tabelle 20: Zusammenfassung der Variantenfindung

5 Konstruktion des 3D-CAD Modells

5.1 Gliederung der Konstruktion

Mit den ausgewählten Verfahren der Prüfmethode und Hauptgruppenkonstruktionsvarianten wurde in weiterer Folge ein 3D-CAD Modell der gesamten Prüfanlage in Fertigungsreife erarbeitet. Als Konstruktionssoftware diente dabei „Autodesk Inventor Professional 2019“ [2].

Das 3D-CAD-Modell ist in folgende Hauptbaugruppen gegliedert:

Anzahl	CAD-Baugruppenbezeichnung	Beschreibung
1	Unterkonstruktion	Stahlbaugestell
1	Antriebstrommel + Welle	Antriebstrommel
1	Antriebseinheit	Getriebemotor
2	Umlenktrommel	Umlenktrommel
3	Tragrollenstation	Gemuldete Tragrollenstation Obertrum
1	Spanntrommelführungssystem	Spannlagerführung
1	Spanntrommel + Welle	Spanntrommel
1	Stützkonstruktion Motor	Stahlbaugestell
2	Tragrollenstation Untertrum	Nicht gemuldet im Untertrum
1	Belastungssystem	Belastungsebene und Belastungsprofil
1	Messsystem	Geführter Messbalken mit Messgerät
1	Unterkonstruktion Belastungs- und Messsystem	Stahlbaugestell
2	Stiegenaufgangspodest	Stiege und Podestebene mit Geländer
8	Seilrollensystem	Seilumlenkrollen
2	Rahmen Seilzug	Rahmen als Schweißkonstruktion
2	Spanngewichte	Spanngewichte + Aufnahmekonstruktion
2	Seil	Spannseil aus Stahl
1	Fördergurt	Fördergurt als Rundscheife

Tabelle 21: Baugruppen des Gurtprüfstands

Eine Baugruppenstückliste und eine detaillierte Gesamtstückliste mit allen verwendeten Norm-, Zukaufs- und Einzelteilen sowie detaillierte Zeichnungsableitungen zu den wichtigsten Baugruppenkonstruktionen sind im Anhang A4 nachzulesen.

Abbildung 50 bis Abbildung 54 zeigen verschiedene Ansichten des 3D-CAD Modells, wobei in Abbildung 50 die einzelnen Baugruppen eingezeichnet sind.

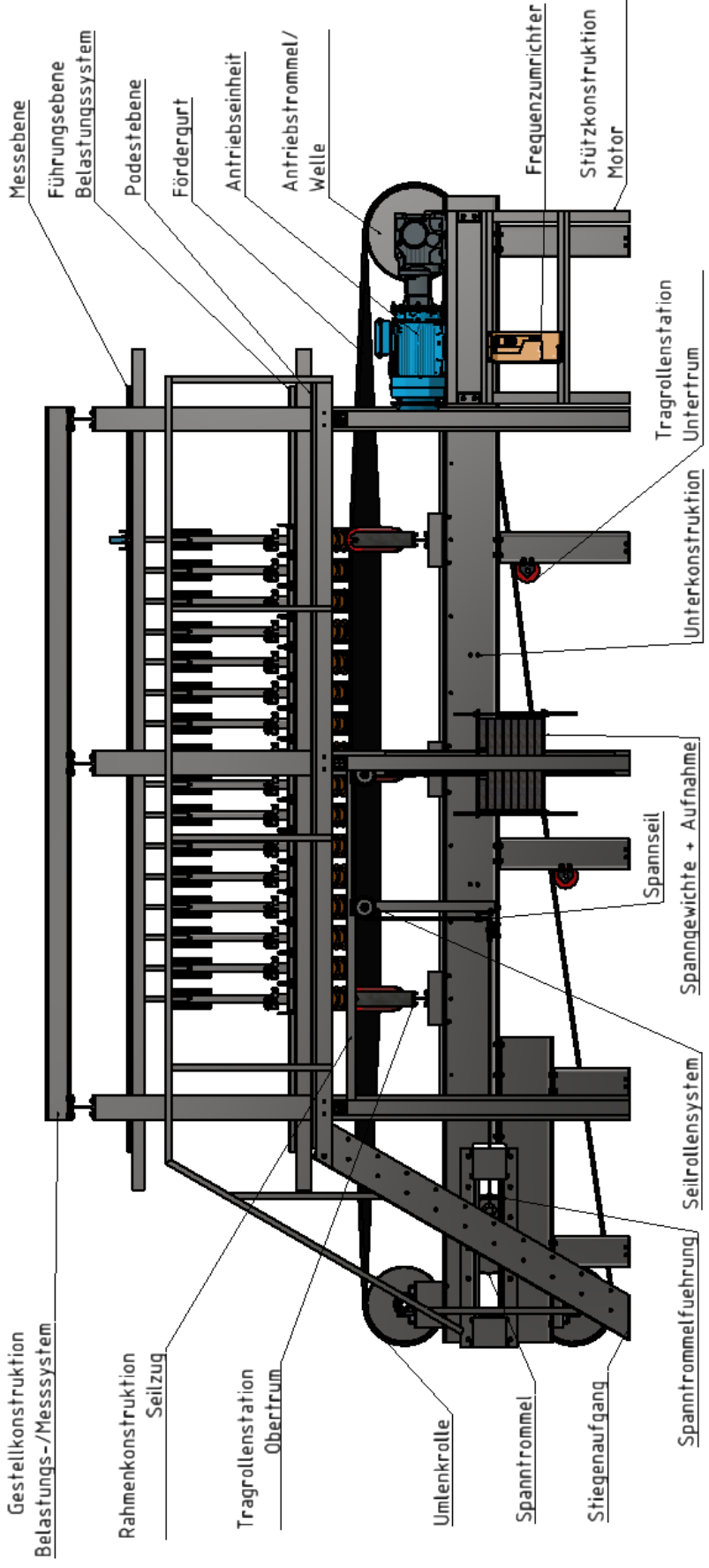


Abbildung 50: Gurtpruefstand in der Seitenansicht

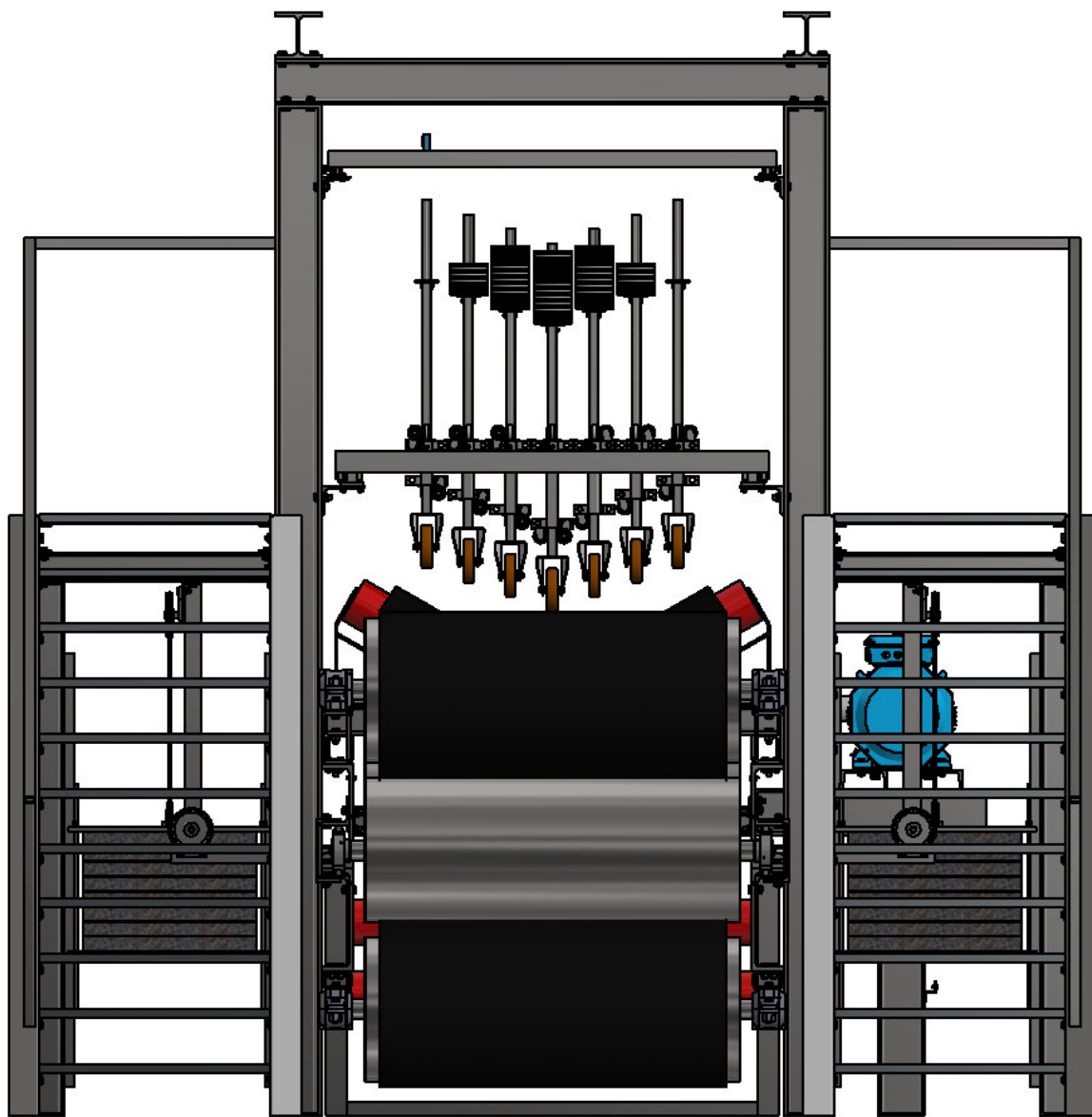


Abbildung 51: Gurtprüfstand in Längsansicht

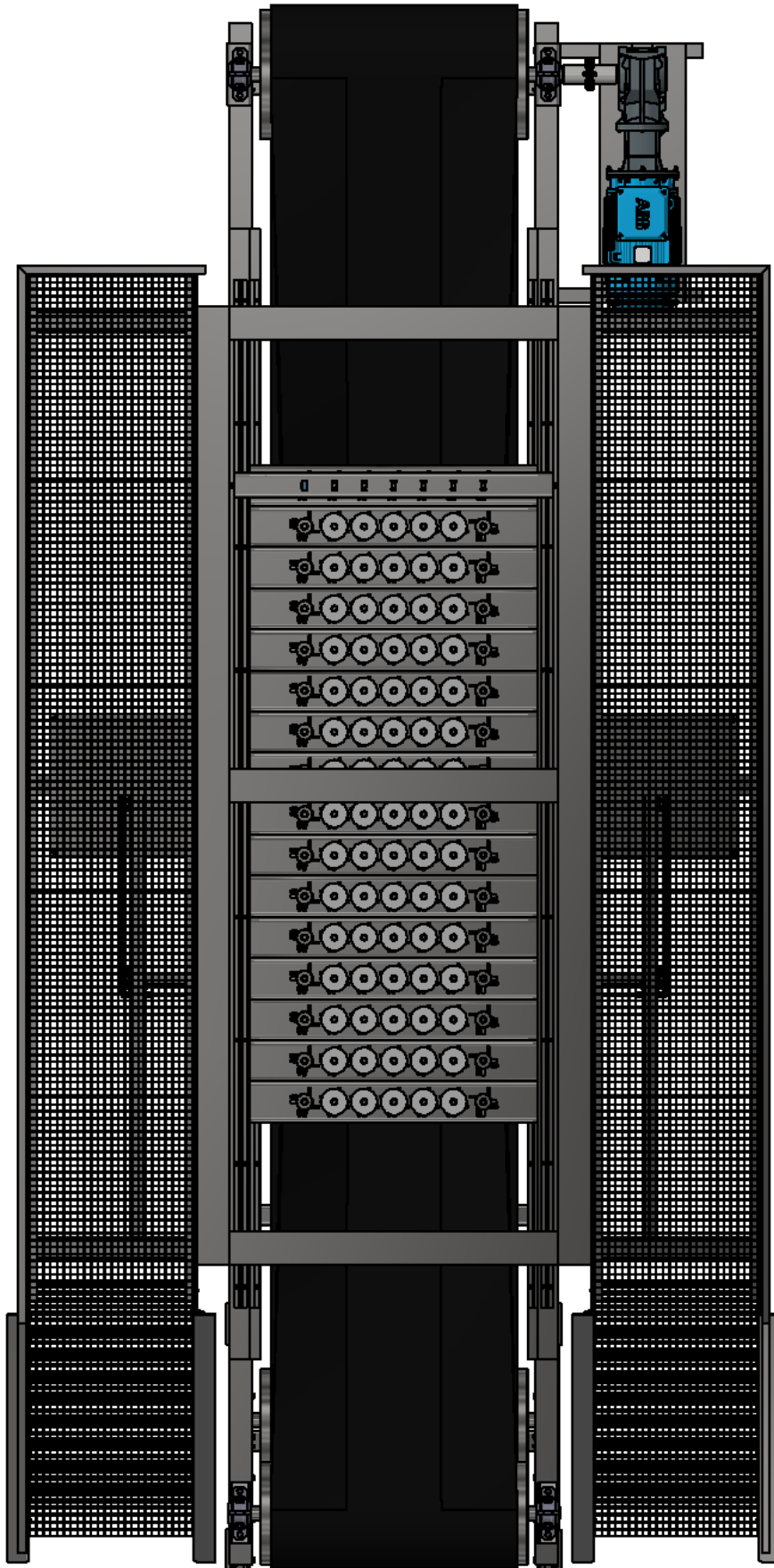


Abbildung 52: Gurtprüfstand in der Draufsicht

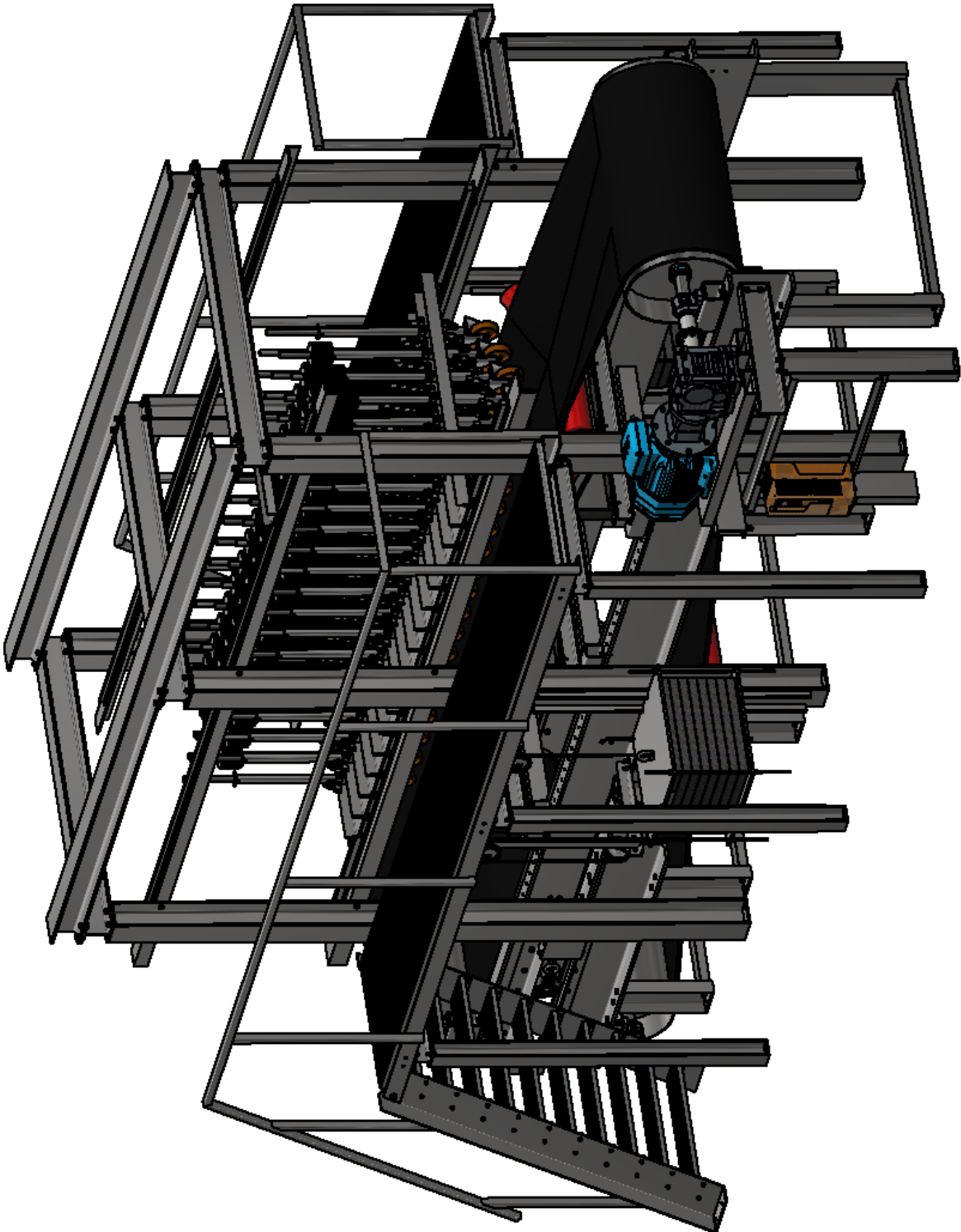


Abbildung 53: Gurtprüfstand in isometrischer Ansicht

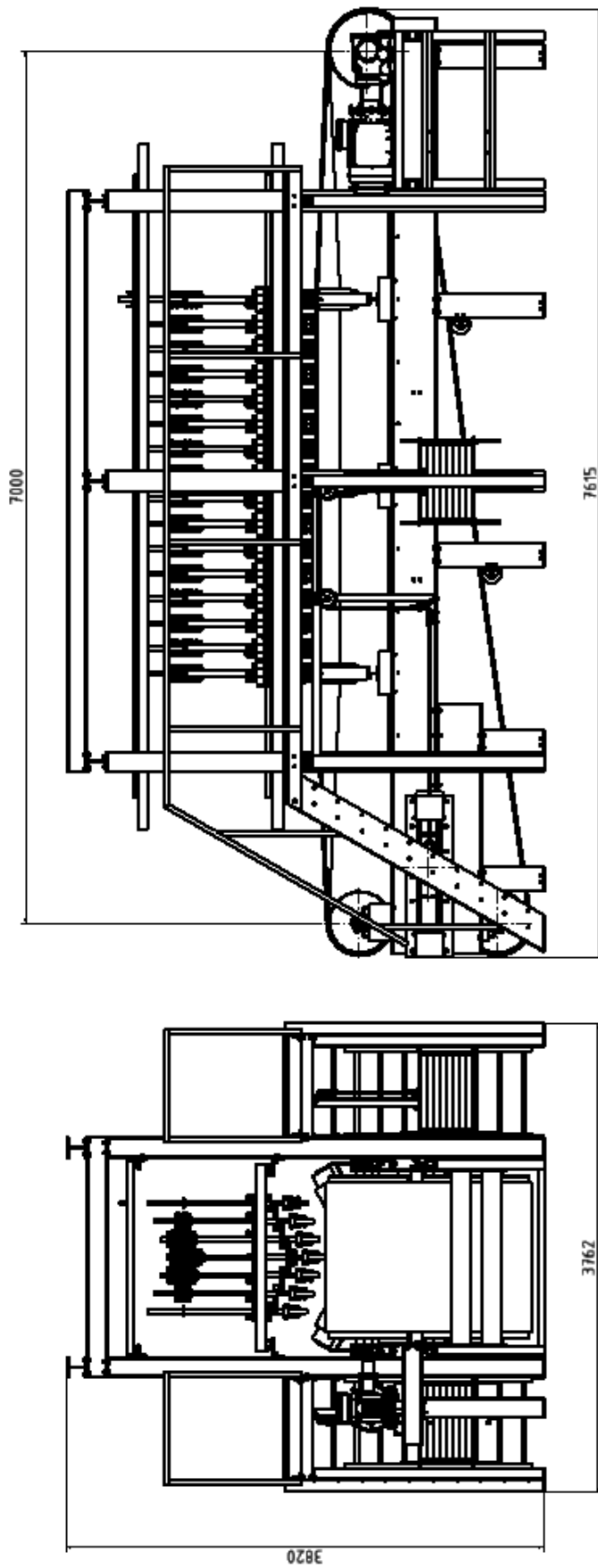


Abbildung 54: Hauptmaße der Anlage

5.2 Detailausführungen und Merkmale

5.2.1 Spannsystem

Die Vorspannung des Gurtes erfolgt durch ein Gewichtssystem mit zwei Spanngewichten. Auf beiden Seiten der Spannrolle wird dabei durch ein separates Spanngewicht eine Vorspannkraft aufgebracht, somit ergibt sich die Gesamtspannkraft aus der Summe beider Einzelspannkraften. Die Verbindung zwischen Spanngewicht und Spanntrommel erfolgt durch ein über Seilrollen geführtes Stahlseil nach DIN3060 mit einem Seildurchmesser von 8-10 mm. Die beiden Seilenden werden mit Seilkauschen und Seilklemmen als Seilschlaufen ausgeführt, bei ausreichender Seilreserve ist damit die Länge des Spannseils zwischen beiden Seilkauschen verstellbar. Die beiden Seilschlaufen werden mittels Karabiner an den vorgesehenen Ösen an Spanntrommel (Spannlager) und Spanngewichtaufnahme befestigt und sind damit schnell wieder entfernbar. In Abbildung 55 ist das Spannlager inklusive Spannlagerführungen dargestellt und Abbildung 56 zeigt ein Spanngewicht mit Seilführung.

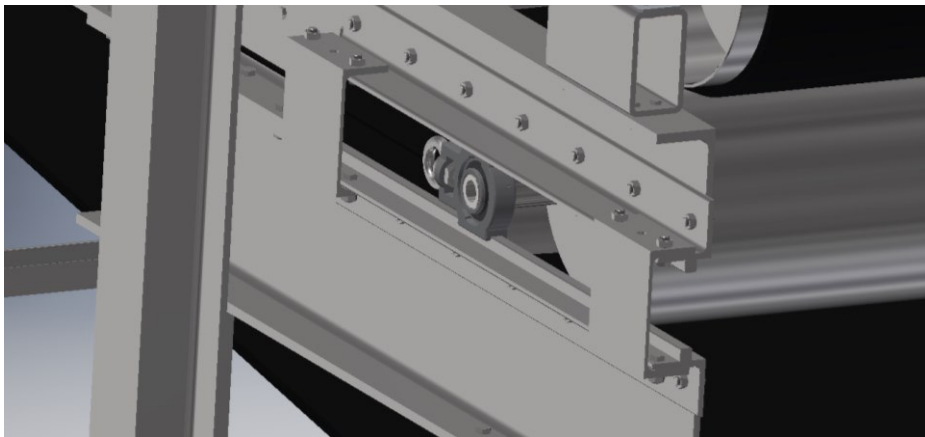


Abbildung 55: Spannlager und Spannlagerführungen

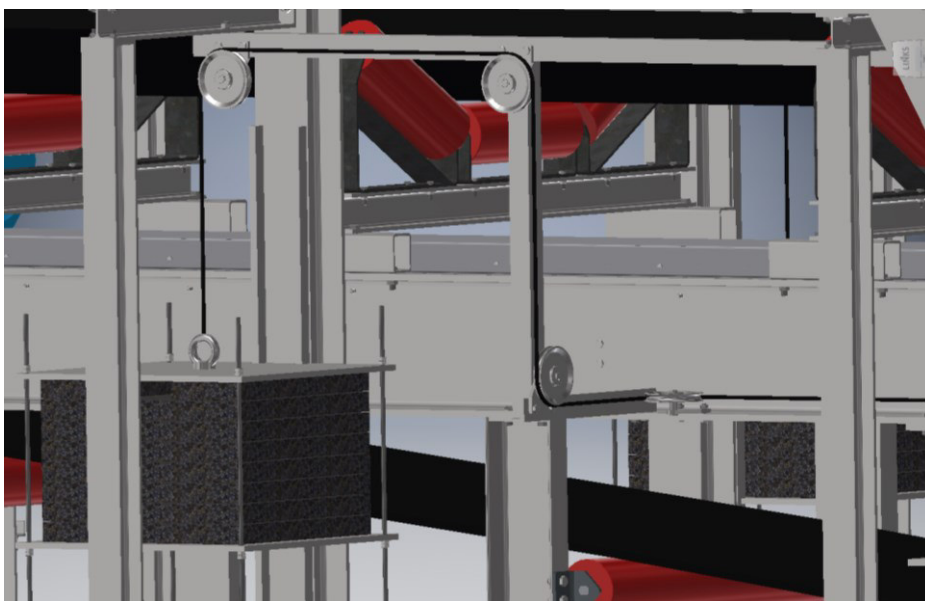


Abbildung 56: Spanngewichte und Seilrollenkonstruktion

Als Spanngewichte dienen Betonplatten (Waschbetonplatten), welche zwischen zwei geführten Spannplatten mittels Gewindestangen fixiert werden. Diese Art der Fixierung ermöglicht durch Absenken der unteren Spannplatte an der Oberseite Gewichte hinzuzufügen bzw. zu entfernen, die Einstellung des Spanngewichts wird so einfach und flexibel ermöglicht. Die pro Seite benötigte Länge des Stahlseils beträgt ca. 7 m.

Das maximale Spanngewicht ist durch die Seilrollen begrenzt und beträgt 500kg pro Seite. Dies ergibt ein maximal mögliches Gesamtspanngewicht von 1000 kg. Das nach der zu Grunde liegenden Berechnung unter Maximallast erforderliche Gesamtspanngewicht beträgt ca. 450kg und lässt mit dieser Ausführung genügend Spielraum.

Die Spanntrommel ist durch zwei Spannlager in Längsrichtung des Förderers verschiebbar und kann nach dem Entfernen der Spanngewichte an der Rückseite ausgeschoben und entfernt werden. Der maximale Spannweg, gemessen als Achsabstand der Spannrolle zur Achsebene der beiden Umlenkrollen, beträgt ca. 1 m, es bleiben genügend Gurtreserven für Einstellungs- und Wartungsarbeiten.

5.2.2 Tragrollenstationen

Der Querträger der Tragrollenstation ist auf rechteckigen Hohlprofilen (Formrohren) befestigt. Die rechteckigen Hohlprofile wiederum liegen auf dem Längsträger der Unterkonstruktion auf und sind auf diesem, durch seitlich montierte Führungsbleche, in Längsrichtung verschiebbar (siehe Abbildung 57).

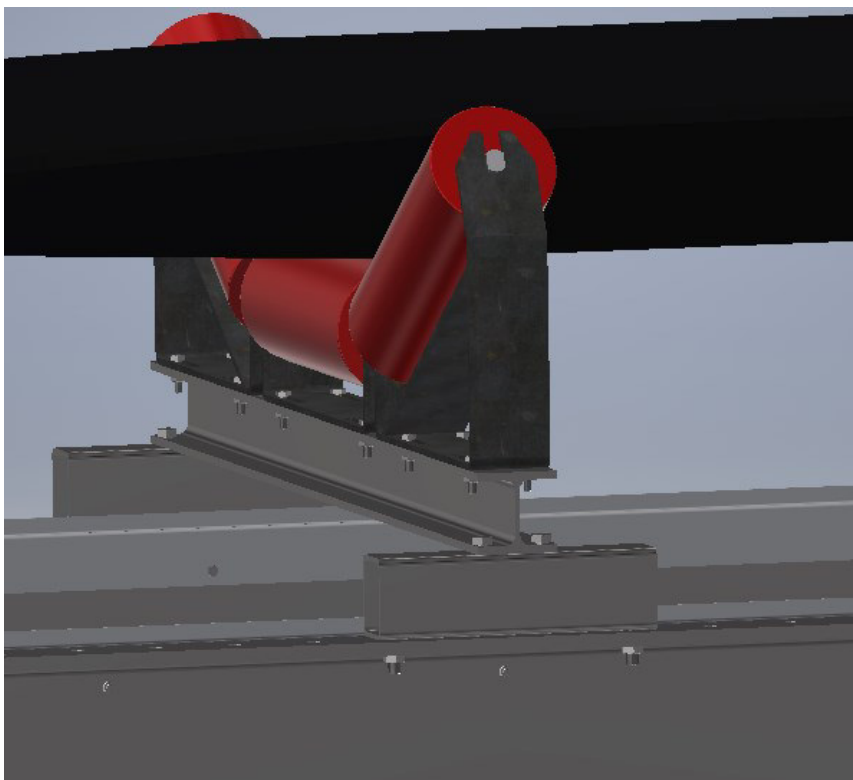


Abbildung 57: Tragrollenstation

Fixiert werden die Tragrollenstationen durch Verschrauben der rechteckigen Hohlprofile mit dem Längsträger der Unterkonstruktion. Das dafür vorgesehene

Bohrungsmuster erlaubt eine minimale Längsverschiebung der Tragrollenstation bis zur nächsten Fixierposition von 50 mm.

Die Trommelüberhöhung der Anlage, gemessen von den Oberkanten der Antriebsrolle und Umlenkrolle bis zum Muldungstiefsten, wird über die Wahl der Höhe des rechteckigen Hohlprofils eingestellt, die Breite ist konstruktionsbedingt mit 80 mm einzuhalten. Ein Hohlprofil 80x50 mit 50 mm Höhe ergibt eine maximale Trommelüberhöhung von 150 mm, während ein Hohlprofil 80x200 keine Trommelüberhöhung mehr ergibt. Somit ist zur Einstellung der Trommelüberhöhung ein rechteckiges Hohlprofil auszuwählen und entsprechend zu tauschen. Eine feinere Abstufung der Trommelüberhöhung kann auch durch zusätzliches Unterlegen von Blechen erreicht werden.

Die Einstellung des Muldungswinkels bzw. der Muldungsform erfolgt durch die Tragrollenhalterungsbleche. Diese Halterungsbleche sind mit dem Querträger verschraubt und somit durch Lösen dieser Schraubenverbindungen einfach entfernbar. Vorgefertigte Tragrollenhalterungsbleche werden in den gängigsten Muldungswinkeln gefertigt, sind entsprechend auszuwählen und mit dem Querträger zu verschrauben. Die Tragrollenhalterungsbleche werden über Langlöcher mit dem Querträger verschraubt, dies erlaubt ein Einstellen des minimalen Tragrollenabstands d für jeden Muldungswinkel. Die Tragrollen-Achsen sind an den Enden mit universellen Schlüsselweiten abgeflacht und daher in die Tragrollenhalterungsbleche einfach einsetzbar.

5.2.3 Belastungssystem

Die Belastung des Fördergurtes erfolgt über vertikal geführte Lastgestänge, an deren Unterseite ein Rollkörper als Zylinderrolle angebracht ist. Das Lastgestänge ist starr und nicht drehbar geführt, somit sind die Zylinderrollen stets in Längsrichtung ausgerichtet. Die simulierte Schüttgutbelastung, abhängig von Schüttgut und Füllquerschnittsfläche, wird somit vertikal aufgebracht.

Die Lasteinbringung erfolgt in sogenannten Belastungsebenen, wobei die Stempelanzahl in jeder Belastungsebene gleich ist. Eine Belastungsebene wird durch ein auf beiden Seiten geführtes Querprofil mit den vertikalen Lastgestängeführungen repräsentiert. Somit sind die Belastungsebenen in Längsrichtung frei verschiebbar und durch eine Klemmvorrichtung fixierbar. Um eine Belastungsebene zu entfernen, muss diese in Längsrichtung aus den Führungsschienen ausgeschoben und anschließend weggehoben werden. Ein vorheriges Entfernen der Lastgewichte ist empfehlenswert. Abbildung 58 und Abbildung 59 zeigen verschiedene Ansichten des Belastungssystems.

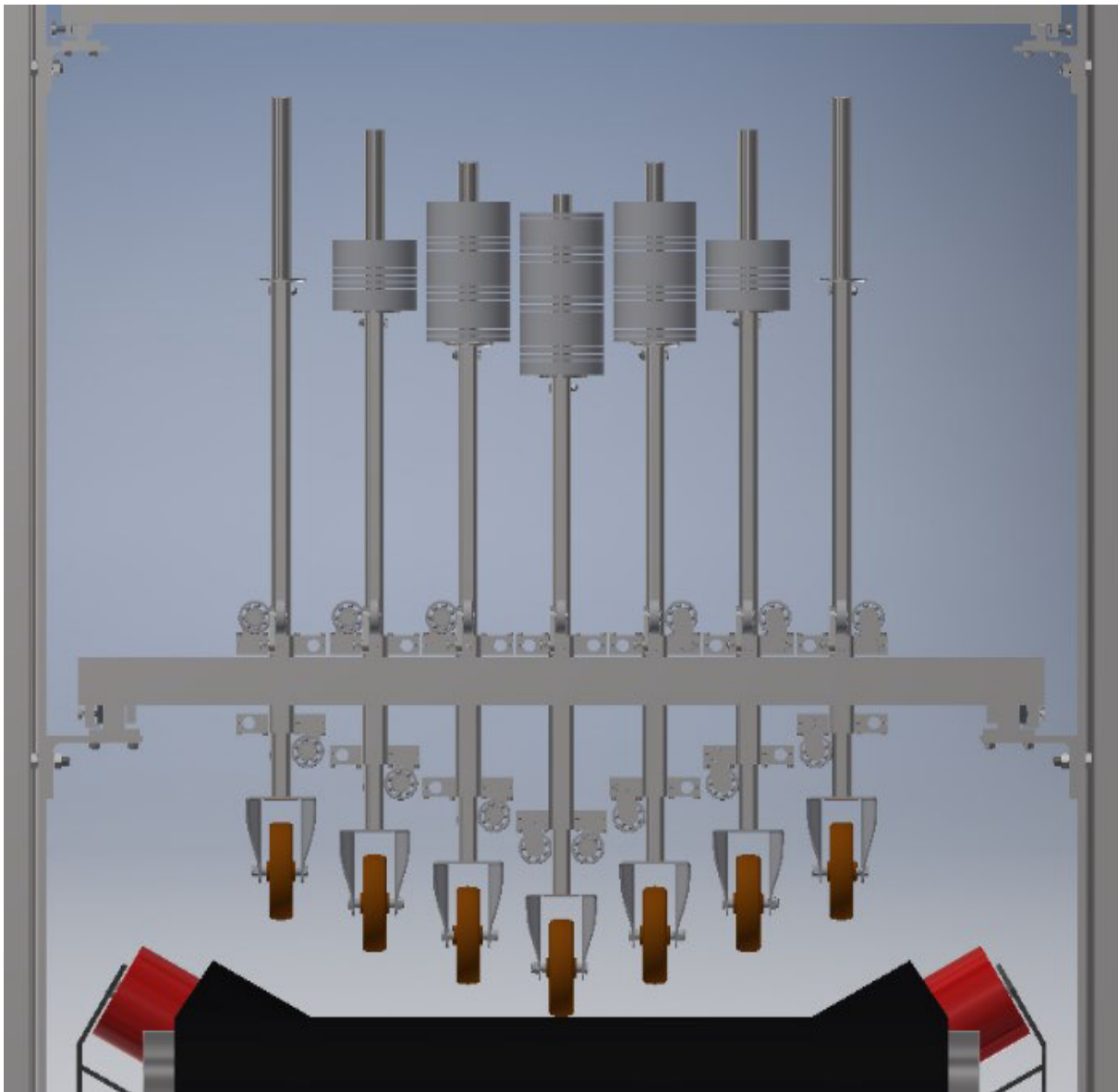


Abbildung 58: Belastungssystem Längsansicht



Abbildung 59: Belastungssystem Seitenansicht

Die Lastgestänge sind als quadratische Hohlprofile ausgeführt. Eine reine Gleitführung innerhalb eines zweiten, größeren quadratischen Hohlprofils würde zu Verklemmungen auf Grund von auftretenden Seitenkräften führen und die Prüfung verfälschen. Zur Aufnahme der Seitenkräfte am Gestänge, welche in Querrichtung aufgrund der Muldung zur Gurtmitte hin und in Längsrichtung wegen dem Rollwiderstand entgegen der Gurtbewegungsrichtung auftreten, sind durch Exzenter verstellbare Wälzlager als Führungselemente nach Abbildung 60 angebracht. Die Wälzlager sind jeweils so angebracht, dass die Lastgestänge durch die auftretenden Seitenkräfte in Längs- und Querrichtung auf die Wälzlager gedrückt werden. Die Rollbewegung der Wälzlager ermöglicht somit auch unter Seitenkräften ein vertikales Verschieben des Lastgestänges und ein Verklemmen kann ausgeschlossen werden. Durch einfache Bolzenverbindungen sind die Lastgestänge in oberer Position fixierbar, um den Gurt vollkommen zu Entlasten und ein einfacheres Verschieben bzw. Entfernen der Belastungsebenen sowie einen Gurtwechsel zu ermöglichen. Die in Abbildung 60 dargestellte Anordnung der Führungsrollen ist bei gemuldetem Fördergurt ausreichend. Die seitlich angreifende Querkraft muss auf Grund der Muldung stets zur Gurtmitte zeigen, daher können die unbelasteten Führungsrollen eingespart werden. Zur Prüfung eines ungemuldeten Fördergurtes bzw. im horizontalen Muldungstief ist allerdings auch eine Montage der gegenüberliegenden

Führungsrollen erforderlich, da die Kraftverhältnisse v.a. quer zum Lastgestänge in dem Fall nicht klar definiert sind und dadurch Instabilitäten auftreten können.

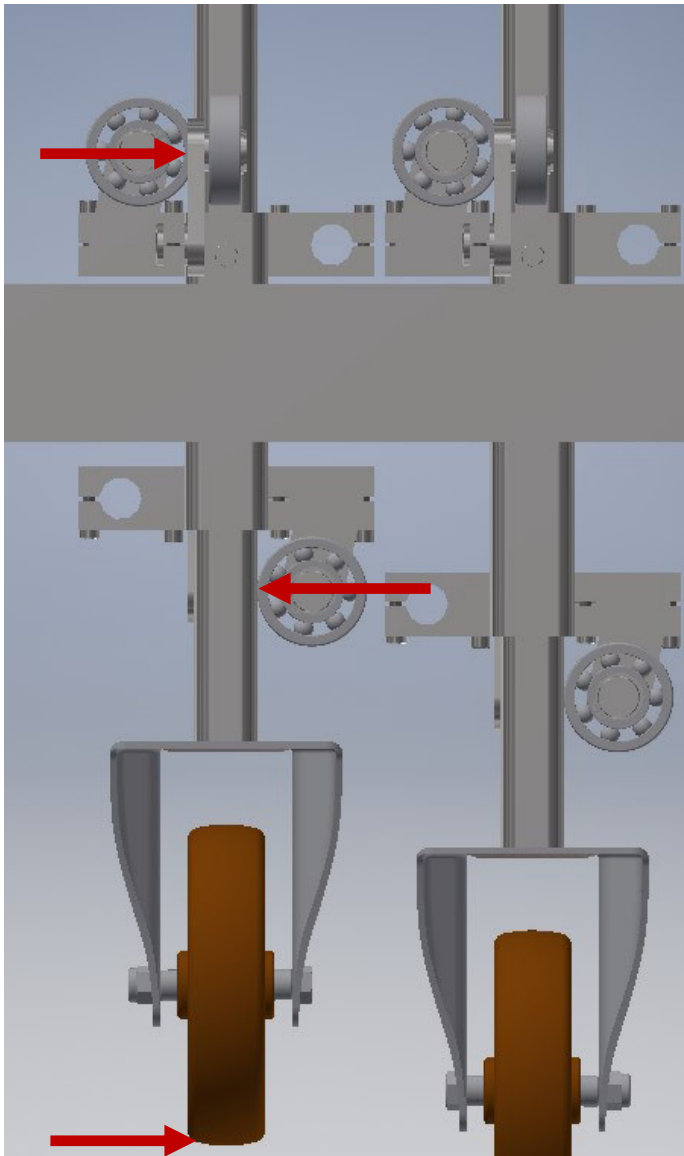


Abbildung 60: Lastgestänge-Führungssystem in Querrichtung

Am oberen Ende des Lastgestänges ist die Aufnahme der Belastungsgewichte montiert. Die Belastungsgewichte sind als Stahlscheiben ausgeführt und einfach auf die vorgesehene Aufnahme aufzustecken. Die Stahlscheiben sind so dimensioniert, dass eine Stahlscheibe von 1 cm Dicke ein Gewicht von 1 kg aufweist. Somit ist durch Variation der Scheibendicke das Scheibengewicht einstellbar und durch Aufstecken mehrerer Gewichte die Stempelkraft einstellbar. Das Eigengewicht des Gestänges von ca. 4 kg ist dabei allerdings zu berücksichtigen.

Die maximal mögliche Gurtverformung ist durch die Länge des Belastungsgestänges begrenzt. Bei einer maximalen Trommelüberhöhung von 150 mm ergibt sich daher konstruktionsbedingt eine maximal mögliche Gurtverformung (Durchhang) von 250 mm im Muldungstiefsten. Bei keiner Trommelüberhöhung beträgt diese 350 mm.

5.2.4 Messsystem

Die Messebene befindet sich oberhalb der Belastungsebene. Ein in Längsrichtung verschiebbarer Messbalken, der mit Feststellschrauben fixierbar ist, dient dabei als Referenzniveau. In diesen Messbalken kann in dafür vorgesehene Halterungen ein digitaler Laserabstandsmesser bzw. ein Messsensor eingeschoben werden.

Gemessen wird stets der Abstand zwischen Messbalken und oberem Ende des Lastgestänges. Da alle Lastgestänge die gleiche Länge haben, ergibt sich eine Punkttopografie in Längs- und Querrichtung, welche die Ableitung eines Verformungsprofils ermöglicht. Der prinzipielle Aufbau der Messeinrichtung ist in Abbildung 61 und Abbildung 62 dargestellt.

Für die Inbetriebnahme der Anlage und erste Messungen von Deformationsprofilen ist ein Messwert pro Stempel ausreichend. Dies ist durch eine händische Messung mittels Lasermessgerät einfach und schnell realisierbar.

Zur kontinuierlichen Messung an definierten Messpositionen müssen Messsensoren, wie beispielsweise Lasermesssensoren, verwendet werden. Dabei ist über den gesamten Messbalken gesehen an jeder Messposition ein solcher Sensor anzubringen. Der Einsatz eines zweiten Messbalkens neben jenem für die händische Messung ist für diese Messvariante empfehlenswert, somit kann zwischen händischer und kontinuierlicher Messung ausgewählt werden. Durch eine kontinuierliche Messung können weitere, örtlich begrenzte dynamische Einflüsse erfasst werden.

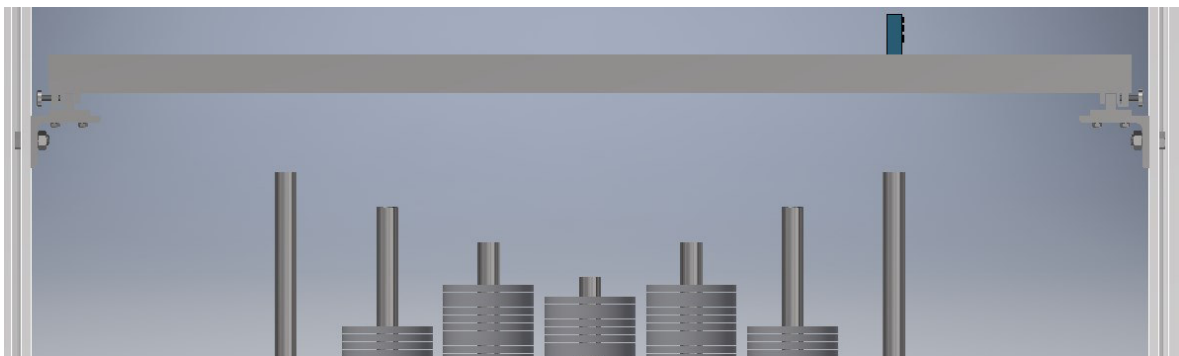


Abbildung 61: Messsystem Längsansicht

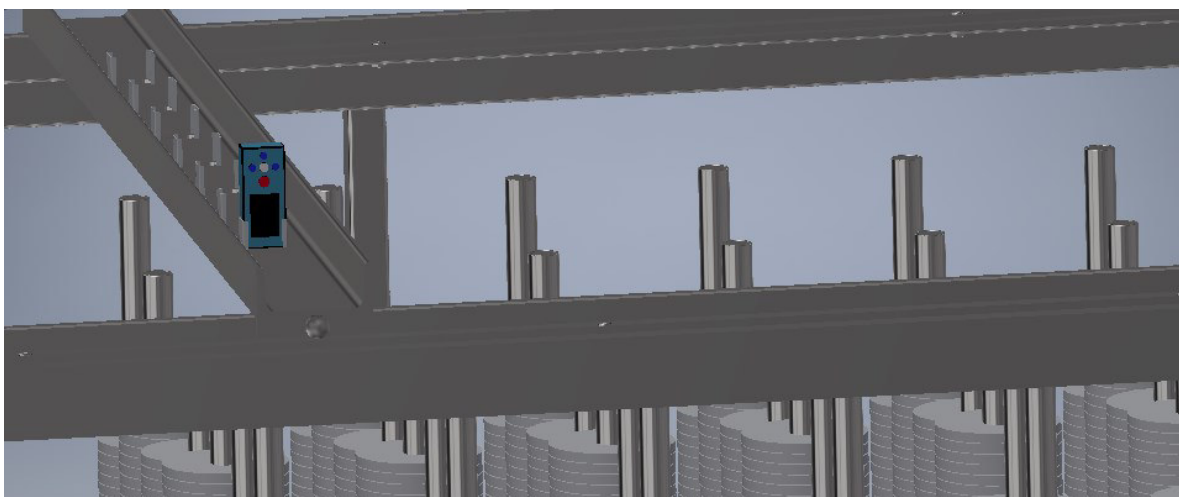


Abbildung 62: Messsystem Seitenansicht

Eine Referenzmessung des unbelasteten Fördergurts ist nur bedingt möglich. Entweder wird das unbelastete Gestänge mit den Rollen auf den Gurt aufgesetzt, um einen Messwert zu ermitteln, was allerdings das Messergebnis durch das Eigengewicht des Gestänges verfälscht. Eine weitere Möglichkeit wäre ein Entfernen des Lastgestänges und eine folgende Direktmessung per Laserabstundsmesser auf den bewegten Gurt.

5.2.5 Antrieb

Die Antriebseinheit besteht aus Frequenzumrichter, Asynchronmotor und Kegelradgetriebe und überträgt das Antriebsmoment über eine Kupplung direkt auf die Antriebswelle (siehe Abbildung 63).

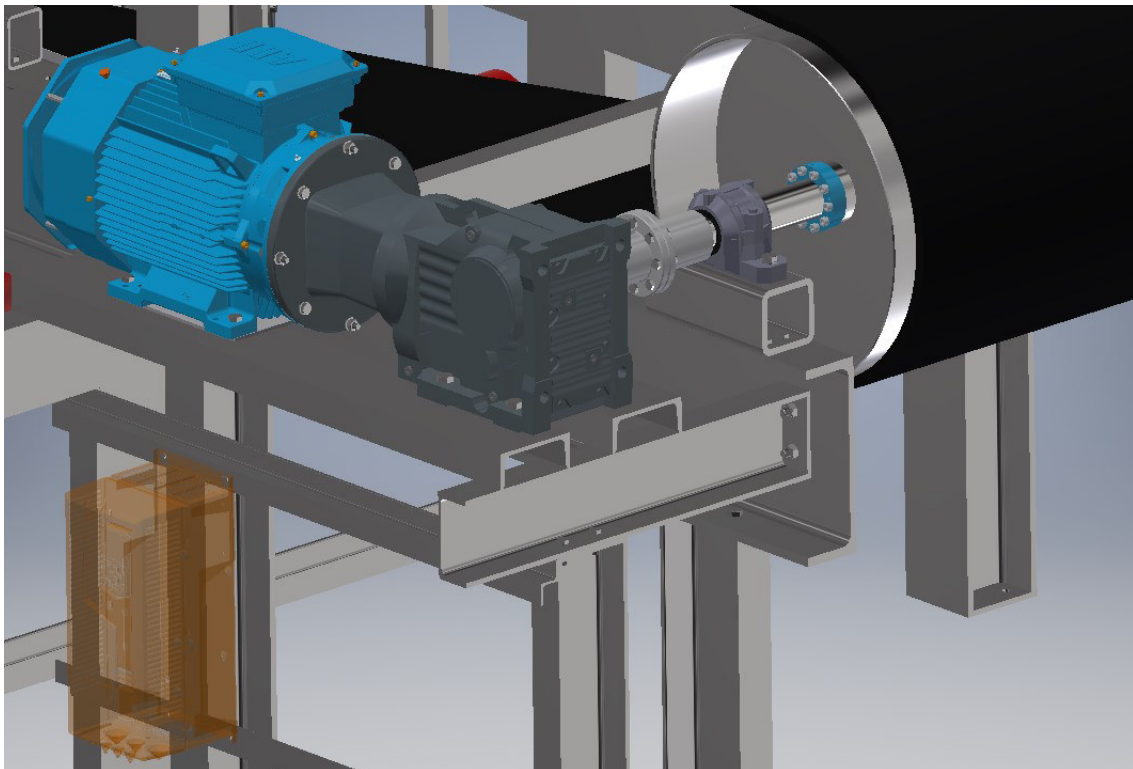


Abbildung 63: Antriebseinheit

Als Antriebsmotor dient ein vierpoliger Asynchronmotor, ausgeführt als Flansch- und Fußmotor mit einer Nennleistung von 18.5 kW bei einer Nenndrehzahl von 1477 Umdrehungen pro Minute (bei 50 Hz).

Das verwendete Kegelradgetriebe hat ein Übersetzungsverhältnis von 10 und ist damit so ausgelegt, dass der Frequenzumformer das volle Frequenzspektrum bis zur Nennfrequenz als Regelbereich nutzen kann.

Der Frequenzumformer ist als Standardfrequenzumrichter ausgeführt und ebenfalls auf die Motorleistung von 18.5 kW ausgelegt. Er dient in erster Linie zur Drehzahlsteuerung (Fördergeschwindigkeit) sowie zur Regelung des Anlaufverhaltens des Motors. Als Aufstellungsart dient eine Ausführung als Wandmontage.

Die trennbare Kupplung dient der Verbindung von Kegelradgetriebe-Abtriebswelle und Antriebswelle der Antriebstrommel. Durch Trennen der Kupplung kann die

Antriebstrommel einfach entfernt werden, was beispielsweise für einen Gurtwechsel erforderlich ist.

Die Berechnung und Spezifizierung der Antriebskomponenten wie Frequenzumrichter, Antriebsmotor und Kegelradgetriebe sowie deren Datenblätter sind im Anhang A3 zu finden.

5.2.6 Gurtwechsel

Bei großen Förderanlagen wird der Fördergurt üblicherweise an der Anlage eingezogen, entweder mittels Seilzug oder des verschlissenen Fördergurtes, und dann erst direkt an der Anlage endlos durch Vulkanisieren der Verbindungsstelle geschlossen.

Bei kleinen Anlagen kommt ein bereits als Endlosschleife verbundener Fördergurt zum Einsatz. Durch Demontage der seitlichen Verkleidungen, lösen der Spannvorrichtung und eventuell Verstellen der Umlenkrolle kann der Gurt üblicherweise seitlich entfernt werden. Anschließend wird der neue Gurt von der Seite her aufgebracht und in umgekehrter Reihenfolge wieder fixiert.

Beim Gurtprüfstand wird ebenfalls ein Fördergurt als Endlosschleife verwendet, jedoch ist ein seitliches Aufbringen und Entfernen des Fördergurtes auf Grund der Stahlbaukonstruktionen nicht möglich. Daher läuft bei dieser Anlage ein Gurtwechsel nach folgenden Punkten ab:

- Entfernen bzw. anheben und fixieren der Spanngewichte.
- Entfernen der Spanntrommel durch rückwärtiges Auschieben.
- Entfernen der Tragrollenstationen im Obertrum.
- Lösen der unteren Umlenktrommel und Absenken dieser mit einer Hebeeinrichtung (Stapler, Kettenzug, Hallenkran, etc.) auf den Boden hinter das Anlagengestell. Danach seitliches Entfernen der Umlenktrommel.
- Lösen und entfernen der oberen Umlenktrommel durch selbiges Vorgehen.
- Lösen der Kupplung.
- Lösen der Antriebstrommel und Absenken dieser mit einer Hebeeinrichtung (Stapler, Kettenzug, Hallenkran, etc.) auf den Boden vor das Anlagengestell. Danach seitliches Entfernen der Antriebstrommel.
- Der Fördergurt liegt nun einerseits auf den unteren Tragrollenstationen und andererseits auf den Querverstrebungen zwischen Ober- und Untertrum auf.
- Um den Gurt in Längsrichtung entfernen zu können, müssen die Querverstrebungen Stück für Stück entfernt, der Gurt nachgezogen und die Streben wieder montiert werden, bis der Gurt entfernt ist.
- Die Gurtmontage des neuen Fördergurtes erfolgt anschließend in umgekehrter Reihenfolge.

Die einzelnen Schritte werden durch den zusätzlichen Einsatz von Hebeeinrichtungen wie beispielsweise Hallenkran, Kettenzug, etc. und geeignete Anschlagmittel natürlich erleichtert. Ein Kettenzug kann beispielsweise am Stahlbaugerüst oder an der Hallendecke montiert werden und das Obertrum an entsprechenden Stellen anheben. Dadurch wird ein seitliches Entfernen diverser Komponenten deutlich erleichtert.

Der Entwurf des Prüfstands ist auf örtliche Gegebenheiten und Verfügbarkeiten von Werkzeugen, Hebeeinrichtungen, Anschlagpunkten, Plattformen etc. anzupassen. Damit kann auch eine Vereinfachung des Gurtwechsels ermöglicht werden. Je nach

Montagemöglichkeiten können beispielsweise Bodenabstützungen des Podests als Wandmontagen ausgeführt werden. Dadurch kann auch ein effizienteres Gurtwechselsystem durch ein seitliches Entfernen und Aufbringen von Fördergurten realisiert werden.

5.3 Kostenabschätzung der Prüfanlage

Eine Kostenabschätzung der gesamten Prüfanlage ist in Tabelle 22 ersichtlich. Berechnet wurden dabei die Anschaffungskosten aller relevanten Bauteile sowie Norm-, Zukauf- und Einzelteile diverser Baugruppen. Die Kostenabschätzung berücksichtigt keine Montagekosten sowie Fertigungskosten zur Nachbearbeitung bzw. Montagevorbereitung und dient daher lediglich einer groben Abschätzung der Materialkosten mit den Materialpreisen nach Stand 11/2021.

Kostenabschätzung der Material - und Anschaffungskosten				
Bauteil/ Baugruppe	Komponenten	Preis	Anzahl	Materialkosten/ Anschaffungskosten
Unterkonstruktion	Stahlbauprofile	1.500,00 € Tonne	1,5 Tonnen	2.250,00 €
	Trommel Schweißkonstruktion	250,00 € Stk	4 Stk	1.000,00 €
	Trommelwelle	300,00 € Stk	4 Stk	1.200,00 €
	Konus-Spannelemente	50,00 € Stk	8 Stk	400,00 €
Antriebs- Umlenk- und Spanntrommel	Lager + Lagergehäuse	75,00 € Stk	8 Stk	600,00 €
	Kegelradgetriebe	1.000,00 € Stk	1 Stk	1.000,00 €
	Antriebsmotor	1.000,00 € Stk	1 Stk	1.000,00 €
	Frequenzumformer	2.000,00 € Stk	1 Stk	2.000,00 €
Stiegenaufgang und Podestebene	Stahlbauprofile	1.500,00 € Tonne	0,9 Tonnen	1.350,00 €
	Normgitterrost 800*240	35,00 € Stk	20 Stk	700,00 €
	Normgitterrost 800*1000	90,00 € Stk	10 Stk	900,00 €
	Stahlbauprofile	1.600,00 € Tonne	0,2 Tonnen	320,00 €
Messebene	Lasermessgerät	200,00 € Stk	1 Stk	200,00 €
	Lastgestänge Formrohr	5,00 € Stk	112 Stk	560,00 €
	Rollkörper	15,00 € Stk	112 Stk	1.680,00 €
	Querprofile U200	40,00 € Stk	6 Stk	240,00 €
Belastungsebene	Stahlbauprofile	1.600,00 € Tonne	0,3 Tonnen	480,00 €
	Führungslager + Exzenter + Verstellblock	12,00 € Stk	448 Stk	5.376,00 €
	Lastgewichte Material + Zuschnitt	3,00 € Stk	1335 Stk	4.005,00 €
	Stahlbauprofile	1.500,00 € Tonne	1,6 Tonnen	2.400,00 €
Gestell für Belastungs- und Messsystem	Schwerkrafttragrolle	75,00 € Stk	9 Stk	675,00 €
	Tragrollenhalterungsbleche	25,00 € Stk	27 Stk	675,00 €
	Querträger IPE100	50,00 € Stk	3 Stk	150,00 €
Sonstige Kosten	Fördergurt als Endlosschleife	200,00 € Meter	18,5 Meter	3.700,00 €
	Schraubenmaterial	1.000,00 €		1.000,00 €
	Zustatzmaterialien	1.000,00 €		1.000,00 €
				Σ

Tabelle 22: Abschätzung der Anlagenkosten

5.4 Einstellparameter und Prüfprotokoll

5.4.1 Geometrische Einstellparameter des Belastungssystems

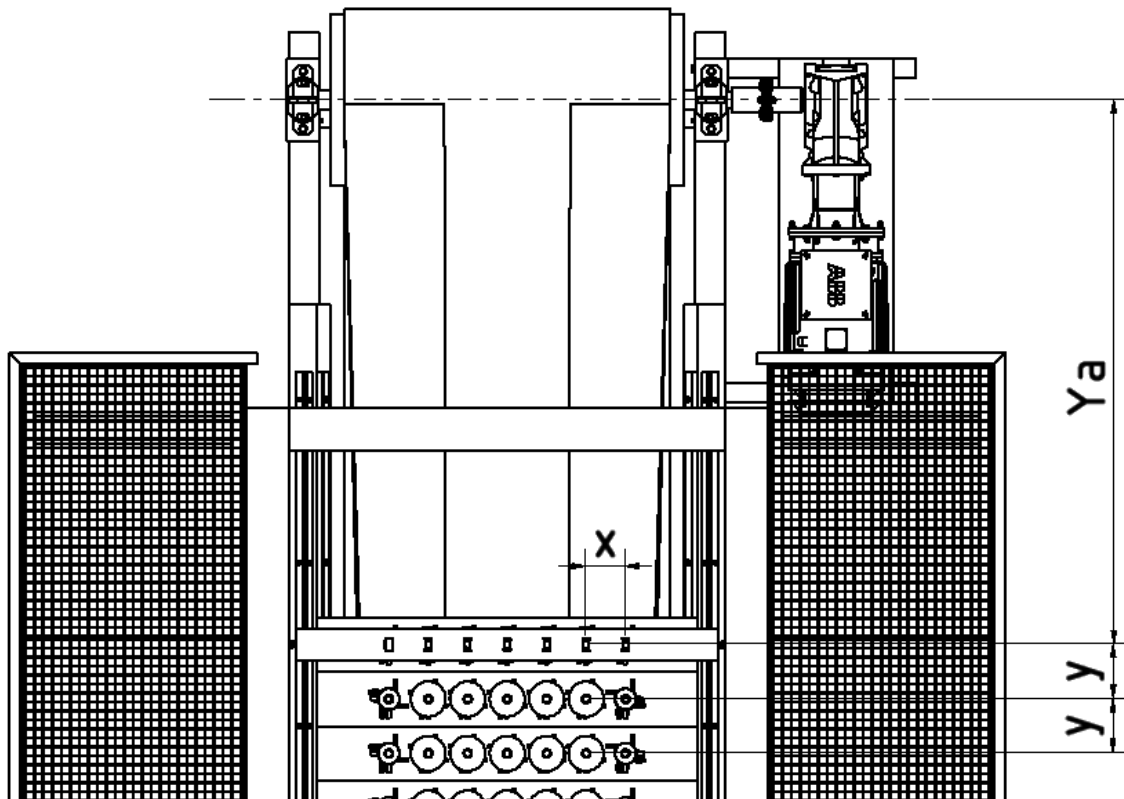


Abbildung 64: Geometrische Einstellparameter des Belastungssystems

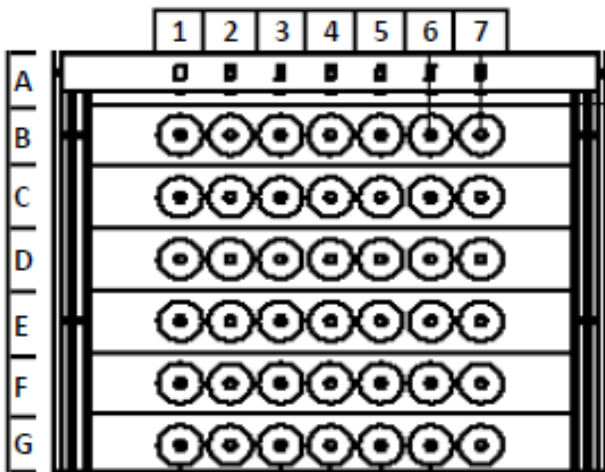
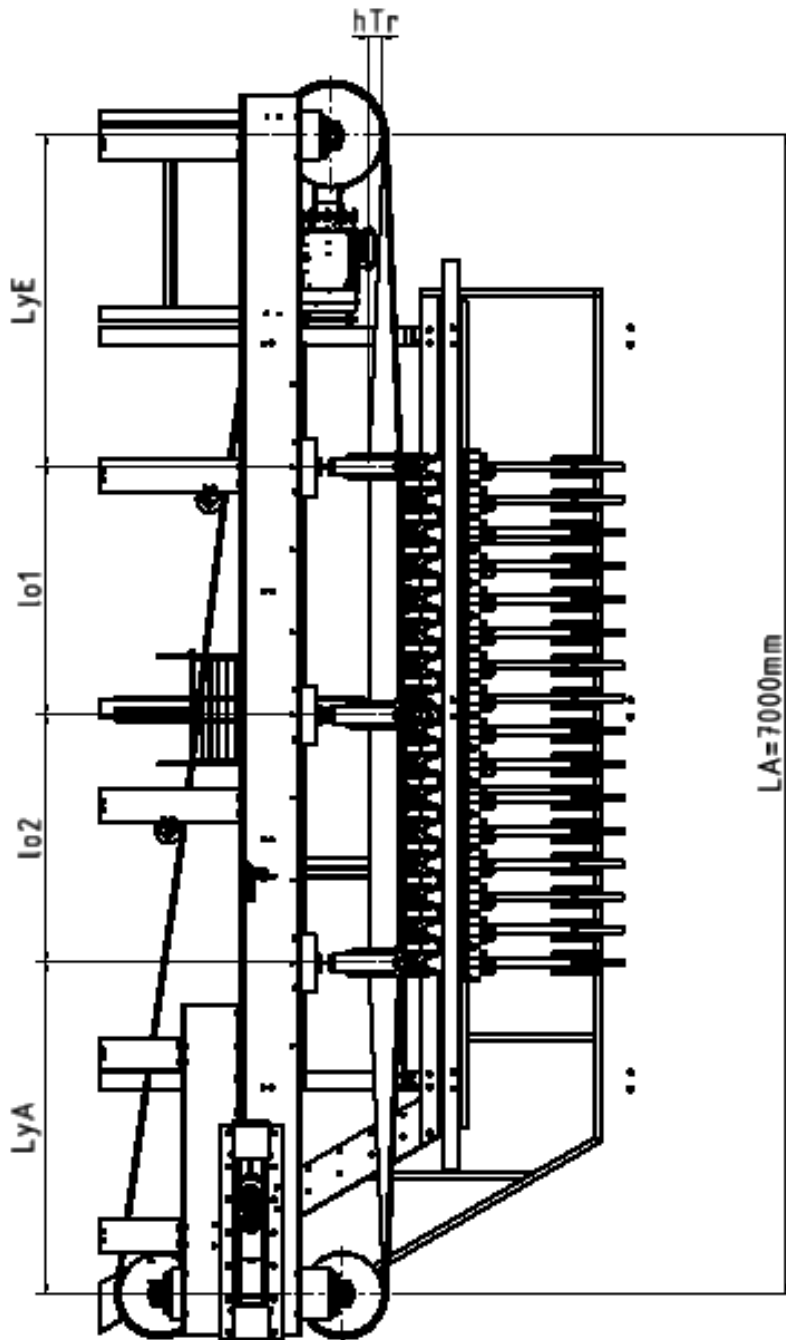


Abbildung 65: Anordnungsschema der Stempel

Achsabstand der ersten Belastungsebene zur Antriebsachse	Y_a	
Achsabstand der Belastungsebenen	y	
Stempelabstand in einer Belastungsebene	x	145 mm
Anzahl an Belastungsebenen	n_B	

Tabelle 23: Geometrische Einstellparameter des Belastungssystems

5.4.2 Einstellparameter des Gurtförderers



Tragrollenstation	Muldungswinkel der Tragrollenstation
1	λ_1
2	λ_2
3	λ_3

Tabelle 24: Muldungswinkel-Einstellung

Abbildung 66: Geometrische Einstellparameter des Gurtförderers

Achsabstand (fix)	L_A	7000 mm	Tragrollenabstand	l_{o1}	
Einmuldungslänge	L_{YE}		Tragrollenabstand	l_{o2}	
Ausmuldungslänge	L_{YA}		Trommelüberhöhung	h_{Tr}	

Tabelle 25: Geometrische Einstellparameter des Gurtförderers

5.4.3 Prüfprotokoll

Prüfblatt händische Deformationsmessung								
Fördergeschwindigkeit/ Motordrehzahl	v	$\left[\frac{m}{s}\right]$			n_m	$\left[\frac{1}{s}\right]$		
Stempelnummer		1	2	3	4	5	6	7
Stempelabstand x_s von der Gurtmittelebene	[mm]	-435	-290	-145	0	145	290	435
Stempelgewicht m_s	[kg]							
Stempelkraft F_s	[N]							
Abstand Messebene zu Lastgestänge- Oberkante $U_{(s)}$	A	[mm]						
	B	[mm]						
	C	[mm]						
	D	[mm]						
	E	[mm]						
	F	[mm]						
	G	[mm]						
	H	[mm]						
	I	[mm]						
	J	[mm]						
	K	[mm]						
	L	[mm]						
	M	[mm]						
	N	[mm]						
	O	[mm]						
	P	[mm]						
	Q	[mm]						
R	[mm]							
S	[mm]							
T	[mm]							

Tabelle 26: Deformations-Prüfprotokoll

6 Zusammenfassung, Ausblick und Fazit

6.1 Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Entwicklung einer Prüfmethode, welche die Bestimmung eines dynamischen Verformungsprofils von Fördergurten unter definierten Belastungsbedingungen ermöglicht, um damit Rückschlüsse auf in der Simulationstechnik verwendete Gurtmodelle und Gurtparameter schließen zu können.

Eine umfassende Variantenanalyse zur Prüfmethode ergab, dass eine Belastung durch ein physisches Schüttgut ungeeignet ist. Daher wird eine realitätsnahe Belastung durch gewichtsbelastete, in einem symmetrischen, rechteckförmigen Raster angeordnete Laststempel vertikal auf den endlos umlaufenden Fördergurt aufgebracht. Die aufgebrachten Punktlasten, welche in Summe eine Belastung äquivalent einer Schüttgutbelastung ergeben, sowie eine Messung der Vertikalposition jedes Laststempels, ermöglichen in weiterer Folge einen definierten Belastungs- und Verformungszustand an den Stempelpositionen zu bestimmen. Durch eine Auswertung der einzelnen Messpunkte entsteht ein reales, dynamisches Verformungsprofil des Fördergurtes bei bekanntem Belastungszustand. Mit demselben Lastmuster kann nun auch eine digitale Simulation des Versuches mit einem dynamischen Gurtmodell durchgeführt werden. Das dabei simulationstechnisch nachgestellte Verformungsprofil des Gurtes wird mit dem am entwickelten Prüfstand gemessenen verglichen. Dies erlaubt Rückschlüsse auf in der Simulation verwendete Gurtparameter in Längs- und Querrichtung und damit eine Kalibrierung oder in weiterer Folge auch Validierung der Simulationsparameter.

Das erstellte 3D-CAD-Modell der gesamten Prüfanlage stellt eine konkrete Umsetzung des theoretischen Prüfmodells dar und ist ein wesentlicher Schritt in Richtung Verwirklichung der Prüfanlage. Die abschließend durchgeführte Kostenabschätzung rundet das Projekt ab und ermöglicht zukünftige Kalkulationen und Budgetplanungen hinsichtlich einer eventuellen Anschaffung einer solchen Prüfanlage.

6.2 Ausblick und Fazit

Die theoretischen Grundlagen zur Ermittlung dynamischer Gurtdeformationen wurden in dieser Arbeit umfassend erarbeitet. Die Vorbereitungs- und Informationsphase sowie die Konstruktionsphase sind damit abgeschlossen, folglich kann zur Konkretisierungsphase (Anpassung der Anlage an örtliche Gegebenheiten) und schließlich zur Herstellungsphase übergegangen werden.

Der nächste Schritt zur Realisierung der Anlage wäre die Einbindung der 3D-CAD-Daten in eine umfassende DEM-Simulation und die Durchführung erster theoretischer Simulationen. Die Ergebnisse dieser Simulationen sind auf Qualität und Plausibilität zu überprüfen, eventuell erforderliche Anpassungen sind am Modell durchzuführen.

Werden die theoretischen Annahmen und Modelle dieser Arbeit durch Simulationen bestätigt und ist eine einwandfreie Funktion der Anlage gewährleistet, so würde ein Bau der physischen Prüfanlage folgen. Eine Inbetriebnahme der Anlage sowie erste Tests könnten aufschlussreiche Ergebnisse hinsichtlich Gurtparametern und dynamischen Auswirkungen, allerdings auch Probleme und Verbesserungspotential an der entwickelten Prüfmethode sowie der konstruierten Prüfanlage liefern. Auch längerfristige Änderungen der Gurtparameter, wie beispielsweise ein Sinken der Gurtsteifigkeiten mit der Betriebsdauer (Einlaufen des Fördergurtes), können durch die dynamische Messung erfasst werden.

Die steigenden Anforderungen an die Simulationstechnik erfordern eine immer bessere und genauere Bestimmung und Kenntnis von Werkstoff- und Materialeigenschaften. Die vorliegende dynamische Prüfanlage stellt in dieser Hinsicht eine Steigerungsstufe zu den bisherigen statischen Methoden der Parameterfindung dar. Bereits vorhandene, statisch ermittelte Parameter können auf deren dynamische Eignung geprüft und angepasst werden und ermöglichen dadurch realitätsnahe und qualitativ hochwertigere Simulationen.

Somit ist abschließend feststellbar, dass die aus der entwickelten Prüfmethode resultierenden Daten eine solide Basis für die Simulation und Planung zukünftiger komplexer Lösungsansätze in der Schüttgutfördertechnik bilden können.

Literaturverzeichnis

- [1] ABB Antriebstechnik, Technische Anleitung Nr.7, Dimensionierung eines Antriebssystems, 2020, ID:3AXD50000719341.
- [2] Autodesk Inc., Autodesk Inventor Professional 2019.
- [3] BIALOWAS J., Parameterfindung zur Simulation eines Fördergurtes mit Hilfe der „Diskreten Elemente Methode“, 2017.
- [4] Bosch Rexroth AG, Kugelrollen, 2016, ID:R999000468(2016-07).
- [5] BS Rollen GmbH, Gesamtkatalog, 2021, www.bs-rollen.de.
- [6] ContiTech Transportbandsysteme GmbH, Fördergurte Berechnungen, 2008.
- [7] Danfoss, Wissenswertes über Frequenzumrichter, 2015, ISBN:978-3-946437-01-7.
- [8] Deinhammer GmbH, Lineargleitführungen, 2020, <https://www.deinhammer.at>.
- [9] DIN-22101, Gurtförderer für Schüttgüter, Grundlagen für die Berechnung und Auslegung, ICS 53.040.10.
- [10] ELOSAL KG, Drehzahlsteuerung an Elektromotoren, Frequenzumrichter, <https://www.elosal.de/ratgeber/trsteuerung/index.php>.
- [11] Europa Lehrmittel, Tabellenbuch Metall, 2019, ISBN 978-3-8085-1728-4.
- [12] FIMBINGER E., Dynamic Conveyor Belt Simulation using the Discrete Element Method, *13th International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation 9-11 July 2019, Queensland, Australia*, 2019.
- [13] FIMBINGER E., Dynamic Conveyor Belt Simulation using the Discrete Element Method, *13th International Conference on Bulk Materials Storage, Handling & Transportation (ICBMH 2019), Surfers Paradise Gold Coast, Queensland, Australia / 9 - 11 July 2019*, 2019.
- [14] FIMBINGER E., Fördergurtsimulation, Entwicklungen und Anwendung der Methodik zur Simulation von Fördergurten mittels der DEM, *23. Fachtagung Schüttgutfördertechnik, 19.09.2018 Technische Universität München, Standort Garching*, 2018.
- [15] FIMBINGER E., Fördergurtsimulation – Entwicklungen und Anwendung der Methodik zur Simulation von Fördergurten mittels der DEM, *23. Fachtagung Schüttgutfördertechnik 2018*, 2018.
- [16] FIMBINGER E., Methodology for the Simulation of Conveyor Belts Using the Discrete Element Method, *NAFEMS World Congress 2019*, 2019.
- [17] Forbo Siegling GmbH, Empfehlungen zur Anlagenkonstruktion, 2018, www.forbo-siegling.com.
- [18] germanBelt Steel GmbH, germanBelt® Steel Produktpalette, 2012, www.germanBelt.de.
- [19] HAKEN K. L., Grundlagen der Krafft Fahrzeugtechnik, *2018 Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG*, 2018, ISBN: 978-3-446-45412-5.
- [20] HEITZMANN P., FROBÖSE T., WAKATSUKI A., and OVERMEYER L., Optimierung von Textil-Fördergurtverbindungen mittels Finite Elemente Methode (FEM), *2016 Logistics Journal: Proceedings – ISSN 2192-9084*, 2016. DOI=10.2195/lj_Proc_heitzmann_de_201610_01.
- [21] KÄSER E., Fachlexikon der Mechatronik, Elektromotor, 2019, <http://www.fachlexika.de/technik/mechatronik/elektromotor.html>.
- [22] PTC Inc., PTC Mathcad Prime 6.0.0.0.

- [23] RANDERMANN J., Starten und steuern von Drehstrom-Asynchronmotoren, Eaton Industries GmbH, 2010, www.eaton.com.
- [24] Robert Bosch GmbH, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 2019, ISBN:978-3-658-23583-3.
- [25] WITTEL H., MUHS D., JANNASCH D., VOßIEK J., Roloff/Matek Maschinenelemente, Tabellenbuch, 19. Auflage, ISBN:978-3-8348-0689-5.
- [26] ZINDLER B., Kleiner Ausflug in die Balkentheorie – Die Durchbiegung ω als zentrales Element, 2016.

Anhang

Gliederung des Anhangs

- **Anhang A1:** Grundlegende Berechnung des Gurtprüfstands nach Contitech Tragsportbandsysteme
- **Anhang A2:** Berechnung der Lastverteilung mit den Stempelkräften
- **Anhang A3:** Spezifizierung der Antriebseinheit
- **Anhang A4:** Stücklisten und Konstruktionszeichnungen

Anhang A1

Grundlegende Berechnung des Gurtprüfstands nach Contitech Transportbandsysteme

1. Allgemeine Angaben

Erdbeschleunigung

$$g := 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Angenommene Förderlänge
(Belastungslänge, Prüflänge)

$$L := 3 \text{ m}$$

2. Festlegung der Hauptdaten

(S9 ff.)

2.1. Fördergut

(S.10-S.15)

Bem.: Die gesamte Berechnung des Förderers wird für ein schweres Fördergut durchgeführt. Das schwere Fördergut (beispielsweise Eisenerz) spiegelt dabei die Belastungsgrenze des Förderers wieder. Der Einsatzbereich des Fördersystems ist dadurch bis zur definierten Belastungsgrenze gegeben.

Schweres Fördergut (Werte nach Contitech Transportbandsysteme S.10/11)

Hohe Schüttdichte
(z.B. Eisenerz)

$$\rho_{FE} := 3000 \frac{kg}{m^3}$$

Schüttwinkel

$$\beta_{FE} := 15^\circ$$

Stückgröße

$$k_{FE} := 400 \text{ mm}$$

(Als Beispiel Angabe eines leichtes Förderguts)

Geringe Schüttdichte
(z.B. Holzspäne, Holz)

$$\rho_{Holz} := 250 \frac{kg}{m^3}$$

Schüttwinkel

$$\beta_{Holz} := 15^\circ$$

Stückgröße

$$k_{Holz} := 40 \text{ mm}$$

Berechnen des Tragrollenabstandes im Ober- und Untertrum

Zuweisen von Dichte, Schüttwinkel und Stückgröße des schweren Förderguts

$$\rho := \rho_{FE}$$

$$\beta := \beta_{FE}$$

$$k := k_{FE}$$

2.2. Festlegung Gurtbreite, Fördergeschwindigkeit

(S.15-S.17)

Gurtbreite

$$B := 1200 \text{ mm}$$

Fördergeschwindigkeit
(kleine Fördergutströme)

$$v = 0.5 - 1.5 \text{ m/s}$$

Fördergeschwindigkeit
(hohe Fördergutströme)

$$v = 3.5 - 6.5 \text{ m/s}$$

Festlegung
Geschwindigkeitsbereich

$$v_{min} := 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{max} := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Bem.: In der weiteren Berechnung wird die Maximalgeschwindigkeit als Nenngeschwindigkeit angenommen, da diese die höchsten Belastungen hervorruft und daher die Anlage auf diese dimensioniert werden muss.

Zuweisen der
Nenngeschwindigkeit

$$v := v_{max}$$

2.3. Gurtstützung

(S.18/19)

2.3.1. Tragrollenabstände in Ober- und Untertrum

Tragrollenabstand Obertrum

$$l_o := 5 \cdot \left(\frac{k}{\text{mm}} \cdot \frac{\rho}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^{-0.2} \cdot \text{m}$$

$$l_o = 1.211 \text{ m}$$

Tragrollenabstand Untertrum

$$l_u := 2.5 \cdot l_o$$

$$l_u = 3.027 \text{ m}$$

2.3.2. Tragrollen-Mantellängen in Abhängigkeit der Muldungsform

Tragrollen-Mantellänge (Keine Muldung)

$$l_{flach} := 1400 \text{ mm}$$

Tragrollen-Mantellänge (3-teilige Muldung)

$$l_{3teilig} := 465 \text{ mm}$$

2.3.3. Tragrollendurchmesser

Grenzdrehzahl $n_R := 650 \frac{1}{min}$

Erforderlicher Tragrollendurchmesser $D_{R_{erf}} := \frac{v}{n_R \cdot \pi}$ $D_{R_{erf}} = 147 \text{ mm}$

Gewählter Tragrollendurchmesser nach Tabelle S.19: $D_R := 159 \text{ mm}$

2.4. Förderkapazität (S.20-S.26)

Nutzbare Gurtbreite $b := 0.9 \cdot B - 0.05 \text{ m}$ $b = 1.03 \text{ m}$

Schüttwinkel $\beta := 15 \text{ deg}$

Muldungswinkel $\lambda := 45 \text{ deg}$

Füllquerschnittsfläche ohne Muldung:

$$A_{flach} := \frac{b^2}{4} \cdot \tan(\beta) \quad A_{flach} = 0.0711 \text{ m}^2$$

Füllquerschnittsfläche bei 3-teiliger Muldungsform:

$$A_{3teilig} := \left(l_{3teilig} + \frac{(b - l_{3teilig}) \cdot \cos(\lambda)}{2} \right) \cdot \frac{(b - l_{3teilig}) \cdot \sin(\lambda)}{2} + \left(\frac{l_{3teilig} + (b - l_{3teilig}) \cdot \cos(\lambda)}{2} \right)^2 \cdot \tan(\beta)$$

$$A_{3teilig} = 0.1829 \text{ m}^2$$

Bem.: Zur Berechnung der Förderkapazität wird die Füllquerschnittsfläche der 3-teiligen Muldung bei einem Muldungswinkel von 45° verwendet, da sich so der maximale Beladungszustand für den Förderer ergibt. Bei Berücksichtigung der maximalen Fördergeschwindigkeit ergibt sich dann die maximale Förderkapazität.

Maximale Förderkapazität

Theoretischer
Volumenstrom

$$Q_{v_th} := A_{3teilig} \cdot v$$

$$Q_{v_th} = 3291 \frac{m^3}{hr}$$

Theoretischer
Massenstrom

$$Q_{m_th} := Q_{v_th} \cdot \rho$$

$$Q_{m_th} = 9874 \frac{tonne}{hr}$$

Füllgrad

$$\varphi_1 := 1$$

Effektive
Förderkapazität

$$Q_{m_eff} := Q_{m_th} \cdot \varphi_1$$

$$Q_{m_eff} = 9874 \frac{tonne}{hr}$$

3. Zugträger Daten

(S.90/91)

EP400/3:

Nennfestigkeit in der
Verbindung

$$k_{NV_EP} := 250 \frac{N}{mm}$$

Bruchdehnung längs
(12-16%)

$$a_{br_EP} := 14\%$$

Dicke d. Zugträgers
(Gurtkern)

$$s_{Z_EP} := 3.2 \text{ mm}$$

Masse d. Zugträgers
(Gurtkern o. Deckplatte)

$$m_{Z''_EP} := 3.6 \frac{kg}{m^2}$$

Bezugsdehnung bei
10% k_{NV}

$$0.6-1.2\%$$

Mindesttrommeldurch
messer Antrieb

$$D_{TrA_EP_min} := 400 \text{ mm}$$

Mindestgurtbreite bei
(30° Muldung)

$$B_{EP_min} := 400 \text{ mm}$$

St1000:

(S92)

Nennfestigkeit in der
Verbindung

$$k_{NV_St} := 1000 \frac{N}{mm}$$

Bruchdehnung längs
(2-3%)

$$a_{br_St} := 2.5\%$$

Dicke d. Zugträgers
(Gurtkern)

$$s_{Z_St} := 4 \text{ mm}$$

Masse d. Zugträgers
(Gurtkern o. Deckplatte)

$$m_{Z''_St} := 9.6 \frac{kg}{m^2}$$

Bezugsdehnung bei
10% k_{NV}

$$0.1-0.6\%$$

Mindesttrommeldurch
messer Antrieb

$$D_{TrA_St_min} := 630 \text{ mm}$$

Mindestdeckplattendicke

$$s_{d_St_min} := 3 \text{ mm}$$

4. Berechnung des Gurtförderers

(S.27-S.31)

4.1. Massen

Masse des Fördergutes pro Meter Förderlänge

$$m_L := \frac{Q_{m_eff}}{v} \quad m_L = 549 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Masse der Tragrollenteile

Tragrollendurchmesser $D_R = 0.159 \text{ m}$

Tragrollenmasse Obertrum 3-teilig $m_{RO} := 29.8 \text{ kg}$

Tragrollenmasse Untertrum flach $m_{RU} := 26.1 \text{ kg}$

Masse aller Tragrollenteile pro Meter Förderlänge $m_{R'} := \frac{m_{RO}}{l_o} + \frac{m_{RU}}{l_u} \quad m_{R'} = 33 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Bem.: Die Masse der drehenden Teile der Tragrollen befindet sich hauptsächlich im Tragrollenmantel, daher kann eine reduzierte Masse der Tragrollen angenommen werden.

Reduzierte Masse der Tragrollen $m_{R'_{red}} := 0.9 \cdot m_{R'} \quad m_{R'_{red}} = 29.9 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

$$m_{R_{red}} := m_{R'_{red}} \cdot L \quad m_{R_{red}} = 89.72 \text{ kg}$$

4.2. Fördergurt

(S.32-S.34)

Masse der Deckplatten

Dichte Deckplatten $\rho_D := 1.100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Dicke der Trag- und Laufseite (symmetrisch)

Tragseite $s_2 := s_{d_St_min} \quad s_2 = 0.003 \text{ m}$

Laufseite $s_3 := s_{d_St_min} \quad s_3 = 0.003 \text{ m}$

Masse der Deckplatten pro Flächeneinheit $m_{D'} := \rho_D \cdot (s_2 + s_3) \quad m_{D'} = 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$

Masse des Zugträgers

$$m_{Z''_{St}} = 9.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$m_{Z''_{EP}} = 3.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Gurtgewichte

Stahlseil-Zugträger

$$m_{G'_{St}} := (m_{D''} + m_{Z''_{St}}) \cdot B$$

$$m_{G'_{St}} = 11.528 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Textil-Zugträger

$$m_{G'_{EP}} := (m_{D''} + m_{Z''_{EP}}) \cdot B$$

$$m_{G'_{EP}} = 4.328 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Bem.: In der weiteren Berechnung wird das Gurtgewicht des Stahlseil Zugträgers verwendet, um die maximale Belastung zu erhalten.

Zuweisen des Stahlcord-Gurtgewichts

$$m_{G'} := m_{G'_{St}}$$

Antriebselemente

Bem.: Daten eines 4-poligen Graugussmotors von ABB mit 18.5kW Nennleistung

Massenträgheitsmoment

$$J_M := 0.166 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Massenfaktor

$$K_M := 0.65$$

Motordrehzahl

$$n_M := 1477 \frac{1}{\text{min}}$$

Reduzierte Masse auf eine Antriebstrommel

(S.33)

$$m_{Ered} := K_M \cdot J_M \cdot \left(\frac{n_M}{v_{max}} \right)^2 \cdot (2 \pi)^2$$

$$m_{Ered} = 103.25 \text{ kg}$$

4.3. Bewegungswiderstand

(S.34-S.38)

Beiwerte

Widerstandsbeiwert $f := 0.02$

Längenbeiwert $C := 9$

Steigungswinkel, Förderhöhe $\delta := 0 \text{ deg}$ $H := 0 \text{ m}$

Hauptwiderstand

$$F_H := f \cdot L \cdot (m_R + (2 \cdot m_{G'} + m_L) \cdot \cos(\delta)) \cdot g \quad F_H = 356 \text{ N}$$

Nebenwiderstand

$$F_{N_max} := (C - 1) \cdot F_H \quad F_{N_max} = 2848 \text{ N}$$

Steigungswiderstand

$$F_{ST_max} := H \cdot m_L \cdot g \quad F_{ST_max} = 0 \text{ N}$$

Sonderwiderstand (Sturzwiderstand)

Bem: Obertrum 3° Sturzwinkel, Untertrum ohne Sturzwinkel

Beiwerte

Muldungsfaktor 45°Muldung $c := 0.5$

Sturzwinkel $\varepsilon := 3 \text{ deg}$

Reibungsbeiwert $\mu := 0.6$

Obertrum

$$F_{So} := L \cdot c \cdot \mu \cdot (m_{G'_St} + m_L) \cdot g \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\varepsilon) \quad F_{So} = 259 \text{ N}$$

Untertrum

$$\varepsilon := 0 \text{ deg}$$

$$F_{Su} := L \cdot \mu \cdot m_{G'} \cdot g \cdot \cos(\lambda) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\varepsilon) \quad F_{Su} = 0 \text{ N}$$

Sonderwiderstand

$$F_S := F_{Su} + F_{So} \quad F_S = 0.259 \text{ kN}$$

Gesamtbewegungswiderstand

$$F := F_H + F_{N_max} + F_{ST_max} + F_S$$

$$F = 3463 \text{ N}$$

4.4 Aufteilung der Bewegungswiderstände

(S.38-S.40)

Näherungsweise gilt: $f_o := f$ $f_u := f$

Aufteilung der Bewegungswiderstände in Obertrum und Untertrum

Hauptwiderstand

$$F_{Ho} := f_o \cdot L \cdot \left(\frac{m_{RO}}{l_o} + (m_{G'} + m_L) \cdot \cos(\delta) \right) \cdot g = 0.344 \text{ kN}$$

$$F_{Hu} := f_u \cdot L \cdot \left(\frac{m_{RU}}{l_u} + m_{G'} \cdot \cos(\delta) \right) \cdot g = 0.012 \text{ kN}$$

Nebenwiderstand

$$F_{No} := (C - 1) \cdot F_{Ho} = 2.753 \text{ kN}$$

$$F_{Nu} := (C - 1) \cdot F_{Hu} = 0.095 \text{ kN}$$

Steigungswiderstand

$$F_{Sto} := H \cdot (m_{G'} + m_L) \cdot g = 0 \text{ kN}$$

$$F_{Stu} := -H \cdot m_{G'} \cdot g = 0 \text{ kN}$$

Sonderwiderstand

$$F_{So} = 0.259 \text{ kN}$$

$$F_{Su} = 0 \text{ kN}$$

Bewegungswiderstände im Obertrum und Untertrum

$$F_o := F_{Ho} + F_{No} + F_{So} + F_{Sto}$$

$$F_o = 3.356 \text{ kN}$$

$$F_u := F_{Hu} + F_{Nu} + F_{Su} + F_{Stu}$$

$$F_u = 0.107 \text{ kN}$$

4.5. Antriebsleistung

(S.41-S.43)

erforderliche Antriebsleistung
des Gurtförderers

$$P_{TR_max} := F \cdot v$$

$$P_{TR_max} = 17.3 \text{ kW}$$

Mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta := 0.96$$

zu installierende
Antriebsleistung

$$P_{M_max} := \frac{P_{TR_max}}{\eta}$$

$$P_{M_max} = 18 \text{ kW}$$

Gewählte Motorleistung aus
Leistungsreihe

$$P_M := 18.5 \text{ kW}$$

4.6. Umfangskraft

(S.44-S.49)

$$F_U := F$$

$$F_U = 3.463 \text{ kN}$$

Umschlingungswinkel

$$\alpha := 180 \text{ deg}$$

Reibungszahl Stahltrommel/Gurt

$$\mu := 0.35$$

Antriebsfaktoren

$$c_1 := 1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

$$c_1 = 1.5$$

$$c_2 := \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

$$c_2 = 0.5$$

Kontinuierlicher Betrieb

$$T_1 := F_U \cdot c_1$$

$$T_1 = 5.19 \text{ kN}$$

$$T_2 := F_U \cdot c_2$$

$$T_2 = 1.73 \text{ kN}$$

Anfahren und Stillsetzen

Anlauffaktor

$$K_A := 1.2$$

Umfangskraft beim Anfahren

$$F_{UA} := \frac{P_M \cdot \eta}{v_{max}} \cdot K_A$$

$$F_{UA} = 4.262 \text{ kN}$$

Gurtzugkräfte beim Anfahren

$$T_{2A} := F_{UA} \cdot c_2$$

$$T_{2A} = 2.128 \text{ kN}$$

$$T_{1A} := T_{2A} + F_{UA}$$

$$T_{1A} = 6.391 \text{ kN}$$

Berechnung der theoretischen Beschleunigung des Gurtförderers

$$a_A := \frac{F_{UA} - F}{(m_L + m_{R'_{red}} + 2 \cdot m_G) \cdot L + m_{Ered}}$$

$$a_A = 0.419 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Bem: Am Gurtprüfstand muss sowohl ein Anlauf unter Maximallast, wie oben berechnet, möglich sein als, auch ein zerstörungsfreier Anlauf bei minimalen Belastungen. Daher ist ein drehzahlregelbarer Antrieb erforderlich. Mit Verwendung eines Frequenzumformers kann eine Beschleunigungszeit bzw. eine Rampenfunktion vorgegeben werden, um unzulässig hohe Beschleunigungen zu vermeiden.

5. Festlegung des Zugträgers

5.1. Gurtzugkräfte

(S.61-S.70)

5.1.1. Kontrolle der breitenbezogenen Gurtkraft (Gurtspannung)

maximale Gurtzugkräfte für
Beharrungszustand/Beschleunigung

$$T_{max} := T_1$$

$$T_{max_t} := T_{1A}$$

maximale Gurtspannungen für
Beharrungszustand/Beschleunigung

$$k_{max} := \frac{T_{max}}{B}$$

$$k_{max_t} := \frac{T_{max_t}}{B}$$

$$k_{max} = 4.327 \frac{N}{mm}$$

$$k_{max_t} = 5.33 \frac{N}{mm}$$

Sicherheiten für
Beharrungszustand/Beschleunigung

$$S := 8$$

$$S_t := 5.4$$

Gurtspannungen

$$k_{NV} := k_{max} \cdot S$$

$$k_{NV_t} := k_{max_t} \cdot S_t$$

$$k_{NV} = 35 \frac{N}{mm}$$

$$k_{NV_t} = 29 \frac{N}{mm}$$

Zulässige Gurtspannungen

$$k_{NV_{St}} = 1000 \frac{N}{mm}$$

$$k_{NV_{EP}} = 250 \frac{N}{mm}$$

5.1.2. Ermittlung der Gurtzugkräfte für kontinuierlichen Betrieb und Anlauf

Bem.: Beginn der Rundrechnung mit der Ablaufkraft des Kopfantriebs und Addition der einzelnen Bewegungswiderstände

$$T_2$$

$$T_{2A}$$

$$T_2 = 1.729 \text{ kN}$$

$$T_{2A} = 2.128 \text{ kN}$$

$$T_3 := T_2 + F_u$$

$$T_{3A} := T_{2A} + F_u$$

$$T_3 = 1.836 \text{ kN}$$

$$T_{3A} = 2.235 \text{ kN}$$

$$T_4 := T_3$$

$$T_{4A} := T_{3A}$$

$$T_4 = 1.836 \text{ kN}$$

$$T_{4A} = 2.235 \text{ kN}$$

$$T_1 := T_4 + F_o$$

$$T_{1A} := T_{4A} + F_o$$

$$T_1 = 5.192 \text{ kN}$$

$$T_{1A} = 5.591 \text{ kN}$$

erforderliche Vorspannkraft der Spannrolle

$$T_V := T_3 + T_4$$

$$T_{VA} := T_{3A} + T_{4A}$$

$$T_V = 3.672 \text{ kN}$$

$$T_{VA} = 4.47 \text{ kN}$$

Kontrolle der minimalen Gurtzugkraft

Begrenzung des Durchhangs $h_{rel} := 0.01$

$$T_{min} := \frac{(m_{L'} + m_{G'}) \cdot g \cdot l_o}{8 \cdot h_{rel}}$$

$$T_{min} = 83.172 \text{ kN}$$

Bem.: Die minimale Gurtzugkraft dient zur Begrenzung des Durchhangs und ist in diesem Fall deutlich höher als die maximal auftretenden Gurtzugkräfte. Ein Anheben der gesamten Gurtzugkräfte auf ein Niveau oberhalb der minimalen Gurtzugkraft ist zwar theoretisch möglich, allerdings wären dann infolge der hohen Gurtzugkräfte durch die im Verhältnis geringen Belastungen im Obertrum kaum noch Gurtverformungen feststellbar. Daher ist es sinnvoll, das Gurtspannungsniveau so nieder wie möglich zu halten, um möglichst große Verformungen messen zu können. Somit wird für die Konstruktion des Gurtprüfstands als maximale Vorspannkraft die nötige Vorspannkraft für den Anlauf unter Maximalbelastung T_{VA} angenommen. Sollte dennoch ein zu großer Durchhang des Gurtes erfolgen, muss entweder der Tragrollenabstand entsprechend verringert oder die Belastung gesenkt werden.

5.2. Zusatzbeanspruchungen

5.2.1. Ein und Ausmuldung

(S71.-S.74)

Mindest-Sicherheitszahlen
Stahlcord/Gewebegurt

$$S_{min_St} := 3.0$$

$$S_{min_EP} := 3.6$$

Gurtkennwert
Stahlcord/Gewebegurt

$$K_{G_St} := 45$$

$$K_{G_EP} := 20$$

Sicherheitszahl aus
berechneten Gurtzugkräften
im Beharrungszustand

$$S_X := \frac{k_{NV} \cdot B}{T_X}$$

$$S_X = 8$$

Bestimmung des Kriteriums:
Randdehnung oder Stauchung

$$l := l_{3teilig} = 0.465 \text{ m}$$

$$b_f := \frac{1}{2} \cdot (B - l) = 0.368 \text{ m}$$

$$S_X = 8$$

$$\frac{S_{min_St}}{\frac{b_f}{B}} = 9.796$$

$$\frac{S_{min_EP}}{\frac{b_f}{B}} = 11.755$$

Somit gilt für beide Gurte
(Stahlcord und Gewebegurt)

$$S_X < \frac{S_{min}}{\frac{b_f}{B}}$$

=> Randdehnung ist Kriterium

Berechnung der Mindest-Übergangslänge bei Ein- und Ausmuldung

Muldungswinkel $\lambda := 45 \text{ deg}$

Muldungskennwert $K_{f1} := \left(\frac{b_f}{B}\right)^2 - \left(\frac{b_f}{B}\right)^3$ $K_{f1} = 0.065$

Mindest-Übergangslängen
Stahlcord/Gewebegurt

$$L_{Y_St} := B \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{S_{min_St} \cdot S_X}{S_X - S_{min_St}} \cdot K_{G_St} \cdot K_{f1}} \quad L_{Y_St} = 3.533 \text{ m}$$

$$L_{Y_EP} := B \cdot \lambda \cdot \sqrt{\frac{S_{min_EP} \cdot S_X}{S_X - S_{min_EP}} \cdot K_{G_EP} \cdot K_{f1}} \quad L_{Y_EP} = 2.751 \text{ m}$$

Bem.: Die berechneten Mindest-Übergangslängen bei Ein- und Ausmuldung für den maximalen Muldungswinkel sind für eine Gesamtlänge des Prüfstands von 7m deutlich zu lang. Bei diesen Ein- und Ausmuldungslängen würde als Belastungsstrecke kaum noch Weg übrigbleiben. Durch Anhebung der Umlenktrummel mit der Oberkante um einen gewissen Betrag über das Muldungstief kann eine bessere Spannungsverteilung erreicht werden (Trommelüberhöhung).

Trommelüberhöhung

$$h_{Tr} := \frac{1 - \cos(\lambda)}{\sin(\lambda)} \cdot b_f \quad h_{Tr} = 0.152 \text{ m}$$

$$\lambda_{red} := \lambda - \frac{h_{Tr}}{b_f} \quad \lambda_{red} = 21.3 \text{ deg}$$

Verringerte Übergangslängen

$$L_{Y_St_red} := B \cdot \lambda_{red} \cdot \sqrt{\frac{S_{min_St} \cdot S_X}{S_X - S_{min_St}} \cdot K_{G_St} \cdot K_{f1}} \quad L_{Y_St_red} = 1.67 \text{ m}$$

$$L_{Y_EP_red} := B \cdot \lambda_{red} \cdot \sqrt{\frac{S_{min_EP} \cdot S_X}{S_X - S_{min_EP}} \cdot K_{G_EP} \cdot K_{f1}} \quad L_{Y_EP_red} = 1.3 \text{ m}$$

Erforderlicher Achsabstand der Prüfanlage

Standard Übergangslängen $L_{Aerf} := 2 \cdot L_{Y_St} + L = 10.067 \text{ m}$ $L_{Aerf} = 10.1 \text{ m}$

Reduzierte Übergangslängen $L_{Aerf_red} := 2 \cdot L_{Y_St_red} + L = 6.34 \text{ m}$ $L_{Aerf_red} = 6.3 \text{ m}$

Festlegung des Achsabstandes

$$L_A := 7 \text{ m}$$

Verfügbare Ein- Ausmuldungslänge

$$L_Y := \frac{L_A - L}{2}$$

$$L_Y = 2 \text{ m}$$

Bem: Der gewählte Achsabstand erlaubt bei einer vorgegebenen Prüflänge von $L=3\text{m}$ jeweils eine Ein- und Ausmuldungslänge von 2 Metern. Somit ist bei hohen Muldungswinkeln eine Trommelüberhöhung erforderlich.

Es empfiehlt sich, diese Trommelüberhöhung in gewissem Maße einstellbar zu gestalten, um bei geringeren Muldungswinkeln auch ohne Trommelüberhöhung testen zu können. Bei hohen Muldungswinkeln kann dann entweder eine Trommelüberhöhung eingestellt oder die mittlere Prüflänge reduziert werden, um die geforderten Ein- und Ausmuldungslängen zu erreichen.

Bestimmung des maximalen Muldungswinkels ohne Trommelüberhöhung

$$L_{Y_{\text{grenz}}} := 2 \text{ m}$$

$$\lambda_{\text{grenz}} := \frac{L_{Y_{\text{grenz}}}}{B \cdot \sqrt{\frac{S_{\text{min_St}} \cdot S_X}{S_X - S_{\text{min_St}}} \cdot K_{G_St} \cdot K_{f1}}} = 25.472 \text{ deg}$$

$$\lambda_{\text{grenz}} = 25 \text{ deg}$$

Bem: Somit ist ab einem Grenzmuldungswinkel von größer 25° eine Trommelüberhöhung erforderlich. Muldungen von 25° und darunter benötigen diese nicht.

5.3. Trommeldurchmesser

(S.79/80)

Antriebstrommel(A)

St1000

$$D_{TrA_St} := D_{TrA_St_min} = 630 \text{ mm}$$

EP400/3

$$D_{TrA_EP} := D_{TrA_EP_min} = 400 \text{ mm}$$

Gewählter Antriebstrommeldurchmesser

$$D_{TrA} := 630 \text{ mm}$$

Umlenktrommel(B) und Ablenk- oder Knicktrommel(C)

St1000

$$D_{TrB_St} := 500 \text{ mm}$$

$$D_{TrC_St} := 400 \text{ mm}$$

EP400/3

$$D_{TrB_EP} := 315 \text{ mm}$$

$$D_{TrC_EP} := 250 \text{ mm}$$

Gewählte Trommeldurchmesser		$D_{TrB} := 500 \text{ mm}$
Umlenktrommel (B) und Ablenktrommel(C)		$D_{TrC} := 400 \text{ mm}$
5.4. Spannweg		(S.82)
Durchschnittliche Dehnungen bei 10%iger Ausnutzung der Gurtfestigkeit	$\varepsilon_{St} := 0.2\%$	
	$\varepsilon_{EP} := 2.2\%$	
Erforderliche Spannwege		
	$L_{V_St} := \varepsilon_{St} \cdot L_A$	$L_{V_St} = 0.01 \text{ m}$
	$L_{V_EP} := \varepsilon_{EP} \cdot L_A$	$L_{V_EP} = 0.15 \text{ m}$
	$L_V := L_{V_EP}$	$L_V = 0.15 \text{ m}$
<p>Bem: Dieser berechnete Spannweg berücksichtigt nur die Gurtdehnungen. Bei Verwendung einer Hebevorrichtung für das Obertrum, um die Tragrollenstationen komplett entlasten zu können, ist entweder ein deutlich größerer Spannweg erforderlich, um genügend Gurtreserve für das Anheben des Obertrums bereitzustellen, oder diese Gurtreserve ist durch einen anderen verstellbaren Mechanismus bereitzustellen.</p>		
5.5. Abmessung der Gurtverbindungen		(S.92-S.96)
Gewebezug EP400/3		
Stufenlänge	$L_{S_EP} := 200 \text{ mm}$	
Stufenzahl	$z := 2$	
Abschrägung	$L_{A_EP} := 0.3 \cdot B = 0.36 \text{ m}$	
zusätzliche Gurtlänge für Überlappung	$L_{VZ_EP} := L_{A_EP} + z \cdot L_{S_EP}$	$L_{VZ_EP} = 0.76 \text{ m}$
Stahlseilzug St1000		
Abschrägung	$L_{A_St} := 0.3 \cdot B = 0.36 \text{ m}$	
zusätzliche Gurtlänge für Überlappung	$L_{VZ_St} := L_{A_St} + 600 \text{ mm}$	$L_{VZ_St} = 0.96 \text{ m}$

6. Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse

Gurtbreite		$B = 1200 \text{ mm}$
Achsabstand		$L_A = 7 \text{ m}$
Förderlänge (mittlere Belastungslänge, Prüflänge)		$L = 3 \text{ m}$
Verfügbare Ein- und Ausmuldungslängen (bei Nennprüflänge)		$L_Y = 2 \text{ m}$
Minimaler Tragrollenabstand im Obertrum bei Maximalbelastung		$l_o = 1.211 \text{ m}$
Minimaler Tragrollenabstand im Untertrum		$l_u = 3.027 \text{ m}$
Maximalfördergeschwindigkeit		$v_{max} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Maximaler Muldungswinkel		$\lambda = 45 \text{ deg}$
Maximal erforderliche Trommelüberhöhung		$h_{Tr} = 0.152 \text{ m}$
Grenzmuldungswinkel ohne Trommelüberhöhung		$\lambda_{grenz} = 25 \text{ deg}$
Erforderliche Antriebsleistung		$P_M = 18.5 \text{ kW}$
Tragrollen Mantellängen	$l_{3teilig} = 465 \text{ mm}$	$l_{flach} = 1400 \text{ mm}$
Tragrollendurchmesser		$D_R = 159 \text{ mm}$
Fördergurtgewicht	$m_{G'_{St}} = 12 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$	$m_{G'_{EP}} = 4 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Maximale Masse des Fördergutes		$m_L = 549 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Abmessung der Gurtverbindungen	$L_{VZ_{EP}} = 0.76 \text{ m}$	$L_{VZ_{St}} = 0.96 \text{ m}$
Trommeldurchmesser	$D_{TrA} = 630 \text{ mm}$	$D_{TrB} = 500 \text{ mm}$ $D_{TrC} = 400 \text{ mm}$
Erforderlicher Spannweg durch Gurtdehnung		$L_V = 0.15 \text{ m}$
Gurtzugkräfte für kontinuierlichen Betrieb und Anlaufbetrieb	$T_1 = 5.192 \text{ kN}$	$T_{1A} = 5.591 \text{ kN}$
	$T_2 = 1.729 \text{ kN}$	$T_{2A} = 2.128 \text{ kN}$
	$T_3 = 1.836 \text{ kN}$	$T_{3A} = 2.235 \text{ kN}$
	$T_4 = 1.836 \text{ kN}$	$T_{4A} = 2.235 \text{ kN}$
Erforderliche Vorspannkräfte	$T_V = 3.672 \text{ kN}$	$T_{VA} = 4.47 \text{ kN}$

Anhang A2

Berechnung der Lastverteilung mit den Stempelkräften

1. Eingabeparameter

Gurtbreite	$B := 1200 \text{ mm}$	Erdbeschleunigung	$g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Schüttdichte	$\rho := 3000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Tragrollenmantellänge	$l := 465 \text{ mm}$
Schüttwinkel	$\beta := 15 \text{ deg}$	Muldungswinkel	$\lambda := 45 \text{ deg}$

2. Stempelanzahl und Aufteilung

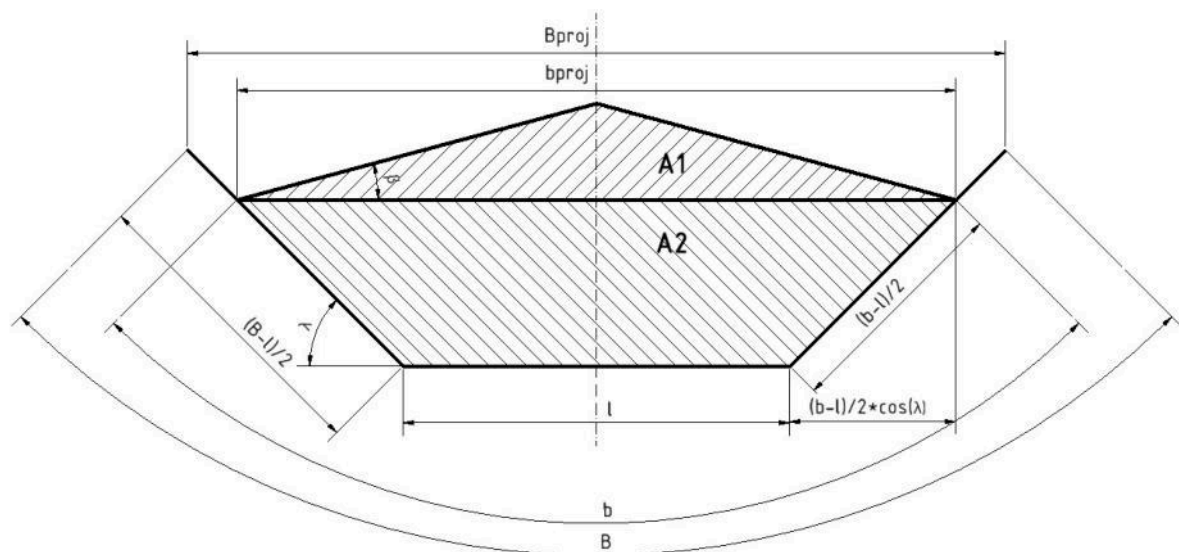


Abbildung 1: Gurtquerschnitt mit geometrischen Beziehungen

2.1. Grundlegende Geometrische Beziehungen

Nutzbare Gurtbreite $b := 0.9 \cdot B - 50 \text{ mm} = 1.03 \text{ m}$

Projizierte nutzbare Gurtbreite $b_{proj} := l + 2 \cdot \left(\frac{b-l}{2} \cdot \cos(\lambda) \right) = 0.865 \text{ m}$

Projizierte Gurtbreite $B_{proj} := l + 2 \cdot \left(\frac{B-l}{2} \cdot \cos(\lambda) \right) = 0.985 \text{ m}$

2.2. Festlegung der Stempelanzahl und Aufteilung

Gewählte Anzahl an Laststempeln über die Gurtbreite $n := 7$

Bem.: Die Stempelaufteilung muss so gewählt werden, dass bei einer maximalen Muldung von 45° und einer Gurtbreite von 1200mm noch alle Laststempel mit etwas Abstand zum Rand auf den Gurt aufgebracht werden können. Bei einer Muldung von $<45^\circ$ ergeben sich dann bei dieser Anordnung höhere Stempelkräfte der äußersten Laststempel. Werden Gurte $<1200\text{mm}$ geprüft, müssen je nach Muldung und Gurtbreite eventuell die äußersten Stempel entfallen, da sich diese nicht mehr auf dem Gurt befinden.

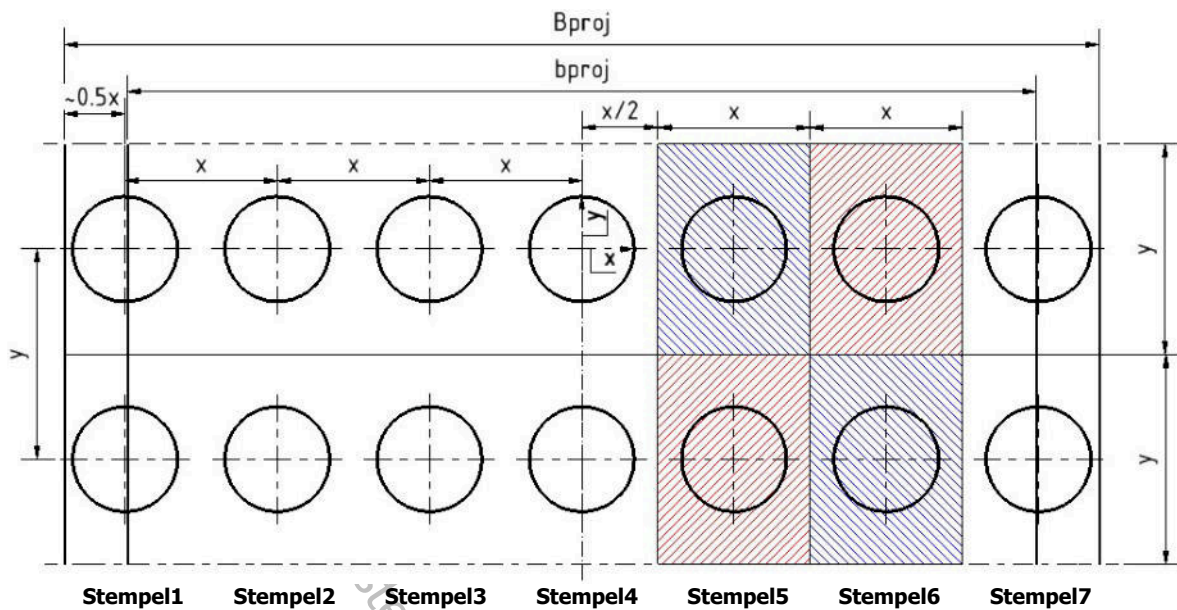


Abbildung 2: Stempelanordnung und Unterteilungen

Bem.: Die Druckkörper werden in Abbildung 2 vereinfacht als Kugeln dargestellt, obwohl diese als Rollen ausgeführt werden. Dies ändert jedoch nichts an den geometrischen Beziehungen und Achspositionen. Die dargestellten schraffierten Flächen zeigen den pro Druckkörper wirkenden Bereich der Streckenlast in der Draufsicht.

Theoretische Aufteilung bei Beginn des äußersten Stempels in einem Abstand von $0.5x$ zu B_{proj}

$$x_{B,theo} := \frac{B_{proj}}{n} = 0.141 \text{ m}$$

Theoretische Aufteilung bei Beginn des äußersten Stempels genau bei b_{proj}

$$x_{b,theo} := \frac{b_{proj}}{n-1} = 0.144 \text{ m}$$

Wahl eines geeigneten Stempelabstandes

$$x_{gew} := 145 \text{ mm}$$

$$y_{gew} := 200 \text{ mm}$$

Berechnung der einzelnen Stempelpositionen entlang der Gurtbreite. Als Mittelpunkt gilt die Stempelachse des 4. Stempels

$$a := \begin{bmatrix} -3 \\ -2 \\ -1 \\ 0 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \end{bmatrix} \quad X^{(1)} := \vec{a} \cdot x_{gew} = \begin{bmatrix} -0.435 \\ -0.29 \\ -0.145 \\ 0 \\ 0.145 \\ 0.29 \\ 0.435 \end{bmatrix} \text{ m} \quad X^{(0)} := \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} 1 & -0.435 \text{ m} \\ 2 & -0.29 \text{ m} \\ 3 & -0.145 \text{ m} \\ 4 & 0 \text{ m} \\ 5 & 0.145 \text{ m} \\ 6 & 0.29 \text{ m} \\ 7 & 0.435 \text{ m} \end{bmatrix}$$

3. Berechnung der Stempelkräfte

3.1. Allgemeine Definitionen

Bem.: Zur Ermittlung der einzelnen Stempelkräfte wird die Füllfläche in Bereiche unterteilt. Auf jeden Stempel wirkt nun von der Stempelachse aus gesehen die äquivalente Streckenlast über einen Bereich von $\frac{-x_{gew}}{2}$ bis $\frac{x_{gew}}{2}$ in Querachse und von $\frac{-y_{gew}}{2}$ bis $\frac{y_{gew}}{2}$ in Längsachse. Dies ist in der obigen Skizze durch die schraffierten Bereiche dargestellt.

Unterteilungslinien der Streckenlasten (für grafische Darstellung)

$$x_4 := \frac{x_{gew}}{2} \quad x_5 := \frac{3 x_{gew}}{2} \quad x_6 := \frac{5 x_{gew}}{2} \quad x_7 := \frac{7 x_{gew}}{2}$$

Koordinaten der Stempelachsen (für grafische Darstellung)

$$St_4 := 0 \cdot x_{gew} \quad St_5 := x_{gew} \quad St_6 := 2 x_{gew} \quad St_7 := 3 x_{gew}$$

Laufvariable (für grafische Darstellung) $x_{max} := \frac{b_{proj}}{2} = 0.432 \text{ m}$ $x := 0 \text{ m}, 0.002 \text{ m} \dots x_{max}$

3.2. Aufstellen der Hüllfunktionen zur Berechnung der Füllflächen

$$f1(x) := \tan(\beta) \cdot \left(\frac{b_{proj}}{2} - x \right) \quad 0 < x < x_{max}$$

$$f2(x) := \tan(\lambda) \cdot \left(-\frac{b_{proj}}{2} + x \right) \quad \frac{l}{2} < x < x_{max}$$

$$f3(x) := f2\left(\frac{l}{2}\right) \quad 0 < x < \frac{l}{2}$$

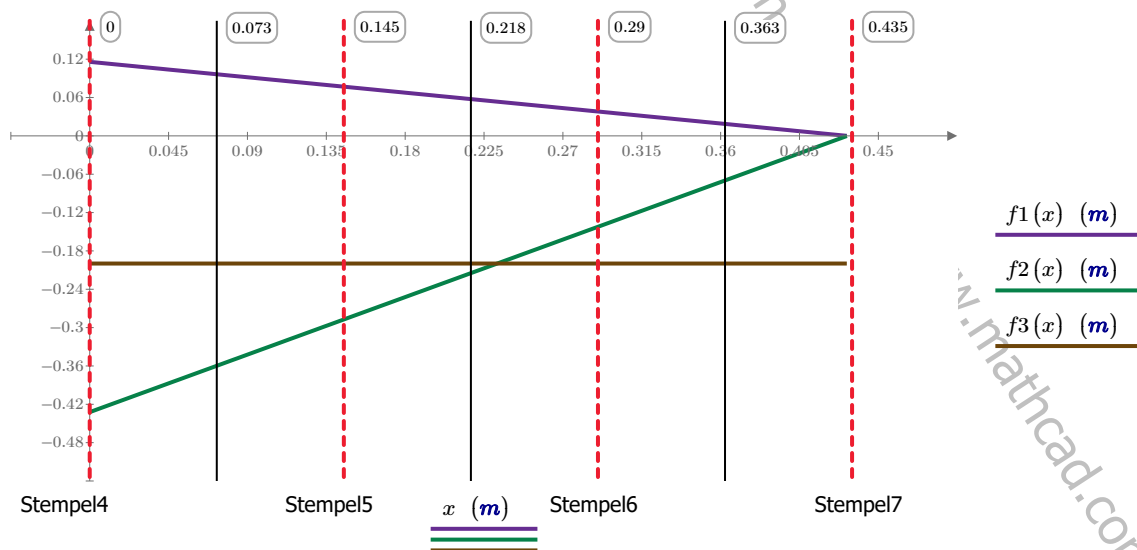


Abbildung3: Grafische Darstellung der Hüllfunktionen

3.3. Berechnen der Stempelkräfte

Bem.: Durch Integrieren der Hüllkurven in den entsprechenden Grenzen erhält man die pro Stempel wirkende Fläche. Aus den einzelnen Flächen bildet man die Gesamtfläche, aus welcher dann die resultierenden Stempelkräfte ermittelt werden können.

3.3.1. Stempel 4:

$$\text{Fläche aus } f_1(x) \quad A_{1,4} := 2 \left(\frac{x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right) = 0.015 \text{ m}^2$$

$$\text{Fläche aus } f_2(x) \quad A_{2,4} := 0 \text{ m}^2$$

$$\text{Fläche aus } f_3(x) \quad A_{3,4} := 2 \left(\frac{-b_{proj}}{2} \cdot \tan(\lambda) + \tan(\lambda) \cdot \frac{l}{2} \right) \cdot \frac{x_{gew}}{2} = -0.029 \text{ m}^2$$

$$\text{Gesamtfläche} \quad A_4 := A_{1,4} - A_{2,4} - A_{3,4} = 0.044 \text{ m}^2$$

$$\text{Füllvolumen} \quad V_4 := A_4 \cdot y_{gew} = 0.009 \text{ m}^3$$

$$\text{Äquivalent wirkende Masse} \quad m_4 := \rho \cdot V_4 = 26.61 \text{ kg}$$

$$\text{Resultierende Stempelkraft} \quad F_4 := m_4 \cdot g = 261.049 \text{ N}$$

3.3.2. Stempel 3 = Stempel 5 (Symmetrie):

$$A_{1,3} := \left(\frac{3 x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{9 x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right) - \left(\frac{x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right)$$

$$\text{Fläche aus } f_1(x) \quad A_{1,3} = 0.011 \text{ m}^2$$

$$\text{Fläche aus } f_2(x) \quad A_{2,3} := 0 \text{ m}^2$$

$$\text{Fläche aus } f_3(x) \quad A_{3,3} := \left(\frac{-b_{proj}}{2} \cdot \tan(\lambda) + \tan(\lambda) \cdot \frac{l}{2} \right) \cdot x_{gew} = -0.029 \text{ m}^2$$

$$\text{Gesamtfläche} \quad A_3 := A_{1,3} - A_{2,3} - A_{3,3} = 0.04 \text{ m}^2$$

$$A_5 := A_3$$

$$\text{Füllvolumen} \quad V_3 := A_3 \cdot y_{gew} = 0.008 \text{ m}^3$$

$$V_5 := V_3$$

$$\text{Äquivalent wirkende Masse} \quad m_3 := \rho \cdot V_3 = 24.075 \text{ kg}$$

$$m_5 := m_3$$

$$\text{Resultierende Stempelkraft} \quad F_3 := m_3 \cdot g = 236.179 \text{ N}$$

$$F_5 := F_3$$

3.3.3. Stempel 2 = Stempel 6 (Symmetrie):

$$A_{1,2} := \left(\frac{5 x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{25 x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right) - \left(\frac{3 x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{9 x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right)$$

Fläche aus $f_1(x)$ $A_{1,2} = 0.006 \text{ m}^2$

$$A_{2,2} := \left(\frac{-5 x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\lambda) + \frac{25 x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\lambda) \right) - \left(\frac{-l \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\lambda) + \frac{l^2}{8} \cdot \tan(\lambda) \right)$$

Fläche aus $f_2(x)$ $A_{2,2} = -0.018 \text{ m}^2$

Fläche aus $f_3(x)$ $A_{3,2} := \left(\frac{-b_{proj}}{2} \cdot \tan(\lambda) + \tan(\lambda) \cdot \frac{l}{2} \right) \cdot \left(\frac{l}{2} - 3 \frac{x_{gew}}{2} \right) = -0.003 \text{ m}^2$

Gesamtfläche $A_2 := A_{1,2} - A_{2,2} - A_{3,2} = 0.026 \text{ m}^2$ $A_6 := A_2$

Füllvolumen $V_2 := A_2 \cdot y_{gew} = 0.005 \text{ m}^3$ $V_6 := V_2$

Äquivalent wirkende Masse $m_2 := \rho \cdot V_2 = 15.625 \text{ kg}$ $m_6 := m_2$

Resultierende Stempelkraft $F_2 := m_2 \cdot g = 153.283 \text{ N}$ $F_6 := F_2$

3.3.4. Stempel 1 = Stempel 7 (Symmetrie):

$$A_{1,1} := \left(\frac{b_{proj}^2}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{b_{proj}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right) - \left(\frac{5 x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\beta) - \frac{25 x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\beta) \right)$$

Fläche aus $f_1(x)$ $A_{1,1} = (6.519 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$

$$A_{2,1} := \left(\frac{-b_{proj}^2}{4} \cdot \tan(\lambda) + \frac{b_{proj}^2}{8} \cdot \tan(\lambda) \right) - \left(\frac{-5 x_{gew} \cdot b_{proj}}{4} \cdot \tan(\lambda) + \frac{25 x_{gew}^2}{8} \cdot \tan(\lambda) \right)$$

Fläche aus $f_2(x)$ $A_{2,1} = -0.002 \text{ m}^2$

Fläche aus $f_3(x)$ $A_{3,1} := 0 \text{ m}^2$

Gesamtfläche $A_1 := A_{1,1} - A_{2,1} - A_{3,1} = 0.003 \text{ m}^2$ $A_7 := A_1$

Füllvolumen $V_1 := A_1 \cdot y_{gew} = (6.17 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^3$ $V_7 := V_1$

Äquivalent wirkende Masse $m_1 := \rho \cdot V_1 = 1.851 \text{ kg}$ $m_7 := m_1$

Resultierende Stempelkraft $F_1 := m_1 \cdot g = 18.158 \text{ N}$ $F_7 := F_1$

4. Kontrolle

Kontrollrechnung: Berechnen der gesamten Füllfläche durch Aufsummieren der einzelnen Stempelflächen. Es muss sich dieselbe Gesamtfläche ergeben, welche auch aus der Contitech Tabelle entnommen werden kann.

$$A_{ges} := 2 \cdot \left(\frac{(A_{1,4} - A_{2,4} - A_{3,4})}{2} + (A_{1,3} - A_{2,3} - A_{3,3}) + (A_{1,2} - A_{2,2} - A_{3,2}) + (A_{1,1} - A_{2,1} - A_{3,1}) \right)$$

$$A_{ges} = 0.183 \text{ m}^2 \quad (\text{Contitech } A = 0.1828 \text{ m}^2)$$

5. Ergebnisse

Berechnen der Ergebnismatrix zur Beladung des Prüfstands

$$a := \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \end{bmatrix} \quad m := \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \\ m_3 \\ m_4 \\ m_5 \\ m_6 \\ m_7 \end{bmatrix} \quad F := \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \\ F_7 \end{bmatrix} \quad E^{(0)} := a \quad E^{(1)} := X^{(1)} \quad E^{(2)} := m \quad E^{(3)} := F$$

5.1. Ergebnistabelle

	a	x	m	F	
$E =$	1	-0.435 m	1.851 kg	18.158 N	a
	2	-0.29 m	15.625 kg	153.283 N	x
	3	-0.145 m	24.075 kg	236.179 N	Gurtmittelebene
	4	0 m	26.61 kg	261.049 N	m
	5	0.145 m	24.075 kg	236.179 N	F
	6	0.29 m	15.625 kg	153.283 N	Stempelkräfte
	7	0.435 m	1.851 kg	18.158 N	

5.2. Grafische Darstellung der Stempelbeladung und -kräfte

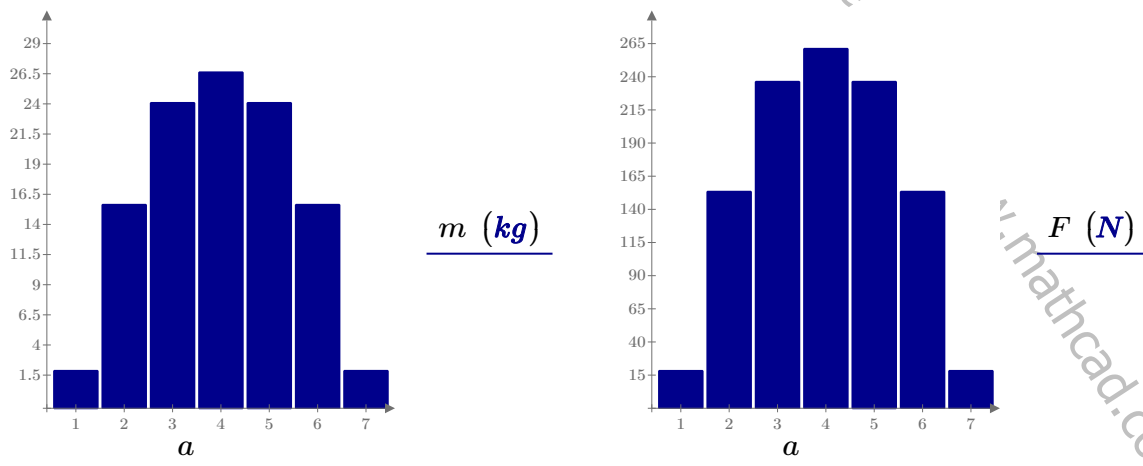


Abbildung4: Grafische Darstellung der Stempelbeladung und -kräfte

Anhang A3

Spezifizierung der Antriebseinheit

$P_M := 18.5 \text{ kW}$ Geschwindigkeitsbereich des
Förderers 0 bis 5 m/s

$D_{TrA} := 630 \text{ mm}$

Motorauswahl von ABB:

Motortyp und Produktcode M3BP 180MLA 4 3GBP182410-••G

Technische Daten bei 400V und 50Hz:

4-polig, Polpaarzahl=2

Läuferdrehzahl $n_n := 1477 \frac{1}{\text{min}}$

Synchrondrehzahl $n_{sy} := 1500 \frac{1}{\text{min}}$

Nennstrom $I_n := 34.5 \text{ A}$

Nenn Drehmoment $T_n := 119 \text{ N} \cdot \text{m}$

Berechnung der erforderlichen Getriebeübersetzung

Bem.: Der Asynchronmotor wird standardmäßig nur im Bereich ohne Feldschwächung betrieben werden, welcher sich bis zur Nennfrequenz von 50Hz erstreckt. Ein Betrieb bei höheren Frequenzen ist zwar prinzipiell möglich, allerdings sinkt in diesem Bereich bei steigender Drehzahl das Motormoment ständig, somit kann nicht ausgeschlossen werden, dass bei Maximalbelastung der Motor nicht mehr weiter beschleunigen kann.

Geschwindigkeitsbereich $v_{max} := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ $v_{min} := 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Drehzahlen der
Antriebsstrommel $n_{max} := \frac{v_{max}}{D_{TrA} \cdot \pi} = 2.526 \frac{1}{\text{s}}$ $n_{min} := \frac{v_{min}}{D_{TrA} \cdot \pi} = 0.051 \frac{1}{\text{s}}$

Erforderliche
Getriebeübersetzung

$$i := \frac{n_n}{n_{max}} = 9.744$$

Gewähltes
Übersetzungsverhältnis

$$i_{gew} := 10$$

Tatsächliche Motordrehzahlen bei gewähltem Übersetzungsverhältnis

$$n_{m_max} := n_{max} \cdot i_{gew} = 25.263 \frac{1}{s} \quad n_{m_max} = 1516 \frac{1}{min}$$

$$n_{m_min} := n_{min} \cdot i_{gew} = 0.505 \frac{1}{s} \quad n_{m_min} = 30 \frac{1}{min}$$

Da ein Motor mit Polpaarzahl 2 verwendet wird, kann die zu erzeugende Frequenz des Frequenzumformers bei maximaler Fördergeschwindigkeit unter Vernachlässigung des Motorschlupfs als doppelte Drehzahl abgeschätzt werden.

$$f_{max} := 2 \cdot n_{m_max} = 50.525 \frac{1}{s}$$

$$f_{min} := 2 \cdot n_{m_min} = 1.011 \frac{1}{s}$$

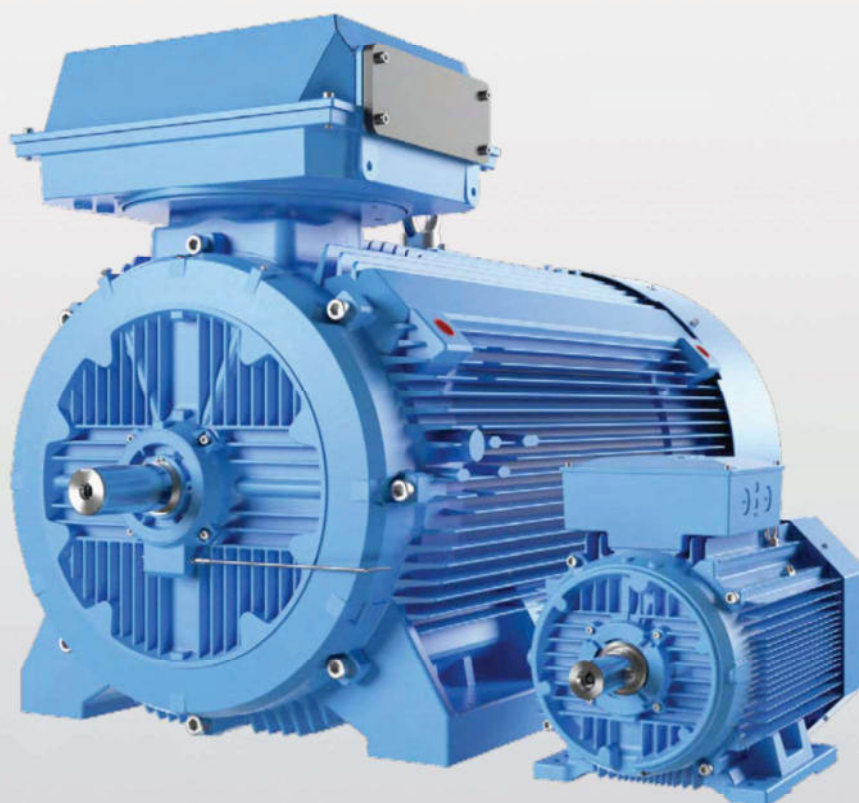
Bem.: Es ist ersichtlich, dass die Maximalfrequenz geringfügig über der Netzfrequenz von 50Hz ist und der Motor somit geringfügigst im Feldschwäcbereich betrieben wird. Dies ist allerdings ohne Probleme möglich.

Durch das gewählte Getriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von $i=10$ wird der Grundstellbereich des Frequenzumformers von 0 bis 50Hz optimal ausgenutzt und ein gutes Regeln der Drehzahl möglich.

KATALOG | JUNI 2018

Niederspannung

Motoren für die Prozessindustrie
400 V 50 Hz, 460V 60 Hz



Technische Daten, 400 V 50 Hz

IE2 Graugussmotoren

IP 55 - IC 411 - Wärmeklasse F, ausgenutzt nach B
Wirkungsgradklasse IE2 gemäß IEC 60034-30-1; 2014

Leistung kW	Motortyp	Produktcode	Wirkungsgrad IEC 60034-30-1; 2014				Leistungsfaktor Cos φ	Strom		Drehmoment		Trägheitsmoment J = 1/4 GD ² kgm ²	Gewicht kg	Schalldruckpegel L _{pa} dB	
			Drehzahl U/min	Volllast 100 %	3/4-Last 75 %	1/2-Last 50 %		I _N A	I _s /I _N	T _N Nm	T _r /T _N				T _b /T _N
1500 U/min = 4 Pole			400 V 50 Hz				CENELEC-Ausführung								
0,25	M3BP 71MA 4	3GBP072321---B	1365	68,3	70,7	69,6	0,81	0,63	3,5	1,74	1,9	2,0	0,00074	10	45
0,37	M3BP 71MB 4	3GBP072322---B	1380	70,9	73,2	73,4	0,83	0,87	4,6	2,5	1,6	2,1	0,00088	11	45
0,55	M3BP 80MA 4	3GBP082321---B	1415	70,0	69,2	64,7	0,73	1,44	5,0	3,7	2,0	2,8	0,00144	15	45
0,75	M3BP 80MD 4	3GBP082324---B	1430	81,0	81,0	78,2	0,73	1,82	5,3	5	2,7	3,2	0,00205	17	50
1,1	M3BP 90SLB 4	3GBP092322---B	1435	83,6	84,1	82,4	0,80	2,36	6,5	7,3	2,4	3,4	0,0044	25	50
1,5	M3BP 90SLD 4	3GBP092325---B	1430	84,3	85,1	83,9	0,83	3	6,3	10	2,7	3,4	0,0053	27	56
2,2	M3BP 100LC 4	3GBP102323---B	1450	85,9	85,1	83,4	0,78	4,6	7,7	14,5	2,7	4,1	0,00948	36	56
3	M3BP 100LD 4	3GBP102324---B	1450	86,8	86,9	85,3	0,79	6,1	7,7	19,8	2,9	3,4	0,011	38	58
4	M3BP 112MB 4	3GBP112322---B	1440	86,8	87,7	87,3	0,82	7,94	7,0	26,5	2,5	2,9	0,0125	44	59
5,5	M3BP 132SMB 4	3GBP132322---B	1460	89,0	89,8	88,9	0,80	10,8	6,7	36	2,2	3,2	0,0328	70	67
7,5	M3BP 132SMC 4	3GBP132323---B	1450	89,3	90,1	90,0	0,81	14,5	7,2	49,4	2,5	3,5	0,0366	73	64
11	M3BP 160MLA 4	3GBP162410---G	1466	90,4	91,6	91,3	0,84	20,9	6,8	71,6	2,2	2,8	0,081	135	62
15	M3BP 160MLB 4	3GBP162420---G	1470	91,4	92,3	92,2	0,83	28,5	7,1	97,4	2,6	3,0	0,099	165	62
18,5	M3BP 180MLA 4	3GBP182410---G	1477	91,9	92,8	92,6	0,84	34,5	7,2	119	2,6	2,9	0,166	205	62
22	M3BP 180MLB 4	3GBP182420---G	1475	92,3	93,3	93,2	0,84	40,9	7,3	142	2,6	3,0	0,195	222	62
30	M3BP 200MLA 4	3GBP202410---G	1480	93,2	94,0	93,7	0,84	55,3	7,4	193	2,8	3,0	0,309	291	63
37	M3BP 225SMA 4	3GBP222210---G	1479	93,4	93,9	93,4	0,84	68	7,1	238	2,6	2,9	0,356	324	66
45	M3BP 225SMB 4	3GBP222220---G	1480	93,9	94,3	93,9	0,85	81,3	7,5	290	2,8	3,2	0,44	356	66
55	M3BP 250SMA 4	3GBP252210---G	1480	94,4	94,9	94,6	0,85	98,9	7,0	354	2,6	2,9	0,765	414	67
75	M3BP 280SMA 4	3GBP282210---G	1484	94,5	94,7	94,4	0,85	134	6,9	482	2,5	2,8	1,25	625	68
90	M3BP 280SMB 4	3GBP282220---G	1483	94,7	95,0	94,5	0,85	160	7,2	579	2,5	2,7	1,5	665	68
110	M3BP 315SMA 4	3GBP312210---G	1487	95,1	95,1	94,3	0,86	194	7,2	706	2,3	2,8	2,3	900	70
132	M3BP 315SMB 4	3GBP312220---G	1487	95,4	95,4	94,7	0,86	232	7,1	847	2,3	2,7	2,6	960	70
160	M3BP 315SMC 4	3GBP312230---G	1487	95,3	95,3	94,8	0,85	284	7,2	1027	2,4	2,9	2,9	1000	70
200	M3BP 315MLA 4	3GBP312410---G	1486	95,6	95,6	95,3	0,86	351	7,2	1285	2,5	2,9	3,5	1160	70
250	M3BP 355SMA 4	3GBP352210---G	1488	95,9	96,0	95,5	0,85	442	7,1	1604	2,3	2,7	5,9	1610	74
315	M3BP 355SMB 4	3GBP352220---G	1488	95,9	96,2	95,8	0,86	550	7,3	2021	2,3	2,8	6,9	1780	74
355	M3BP 355SMC 4	3GBP352230---G	1487	95,9	96,2	95,9	0,87	614	6,8	2279	2,4	2,7	7,2	1820	78
400	M3BP 355MLA 4	3GBP352410---G	1489	96,3	96,3	95,9	0,85	705	6,8	2565	2,3	2,6	8,4	2140	78
450	M3BP 355MLB 4	3GBP352420---G	1490	96,4	96,5	96,1	0,86	780	6,9	2884	2,3	2,9	8,4	2140	78
500	M3BP 355LKA 4	3GBP352810---G	1490	97,0	97,0	96,5	0,86	865	6,8	3204	2,0	3,0	10	2500	78
560	¹⁾ M3BP 355LKB 4	3GBP352820---G	1490	96,9	96,9	96,5	0,85	981	7,2	3588	2,6	2,7	10,6	2600	78
560	¹⁾ M3BP 400LA 4	3GBP402510---G	1491	96,8	96,8	96,3	0,85	982	7,4	3586	2,4	2,8	15	3200	78
630	M3BP 400LB 4	3GBP402520---G	1491	97,0	97,0	96,5	0,87	1077	7,6	4034	2,2	2,9	16	3300	78
710	¹⁾ M3BP 400LC 4	3GBP402530---G	1491	97,1	97,1	96,7	0,86	1227	7,6	4547	2,4	3,0	17	3400	78
800	M3BP 450LA 4	3GBP452510---G	1491	96,9	96,9	96,4	0,86	1396	7,0	5121	1,3	2,8	23	4050	85
900	M3BP 450LB 4	3GBP452520---G	1492	97,1	97,0	96,5	0,86	1573	7,0	5761	1,3	2,8	25	4350	85
1000	¹⁾ M3BP 450LC 4	3GBP452530---G	1491	97,2	97,2	96,7	0,86	1724	6,8	6404	1,3	2,7	30	4700	85

¹⁾ Wärmeklasse F

Katalogbezeichnung

K87AM180
Kegelradgetriebe K

Produktdaten

Drehzahl	[1/min] : 1400 / 140
Übersetzung gesamt	: 10,00
Abtriebsdrehmoment Mamax	[Nm] : 1500
MamaxG	[Nm] : 1500
Bauform	: M1A
Grund-/Deckanstrich	: 7031 Blaugrau (51370310)
Abtriebswelle	[mm] : 60x120
Bohrung Antriebsseitig (D1 x L1)	[mm] : 48 x 110
Adapterflanschdurchmesser (G5)	[mm] : 350
Schmierstoffmenge 1. Getriebe	[Liter] : 3,7
Massenträgheitsmomente (bezogen auf Antriebsseite)	[10 ⁴ kgm ²] : 118,84
Gewicht	[kg] : 129,00



Zusatzausführungen

Abtriebswelle: 60x120 mm

ABB ANTRIEBSTECHNIK

ABB General Purpose Drive ACS580 Standardfrequenzumrichter 0,75 bis 500kW



Nennwerten, Typen und Spannungen

Frequenzumrichter für die Wandmontage, ACS580-01 (Eingangsspannungsbereich 380-480 V, 3-phasig)													
Frequenzumrichter- typ	Bau- größe	3-phasig, $U_N = 400\text{ V}$							3-phasig, $U_N = 480\text{ V}$				
		Nennwerte		Leichter Überlastbetrieb		Hoher Überlastbetrieb		Max. Ausg- strom	Leichter Überlastbetrieb		Hoher Überlastbetrieb		Max. Ausg- strom
		P_N (kW)	I_N (A)	I_{Ld} (A)	P_{Ld} (kW)	I_{Hd} (A)	P_{Hd} (kW)	I_{max} (A)	I_{Ld} (A)	P_{Ld} (hp)	I_{Hd} (A)	P_{Hd} (hp)	I_{max} (A)
ACS580-01-02A7-4	R1	0,75	2,6	2,5	0,75	1,8	0,55	3,2	2,1	1	1,6	0,75	2,9
ACS580-01-03A4-4	R1	1,1	3,3	3,1	1,1	2,6	0,75	4,7	3	1,5	2,1	1	3,8
ACS580-01-04A1-4	R1	1,5	4	3,8	1,5	3,3	1,1	5,9	3,5	2	3	1,5	5,4
ACS580-01-05A7-4	R1	2,2	5,6	5,3	2,2	4	1,5	7,2	4,8	3	3,4	2	6,1
ACS580-01-07A3-4	R1	3	7,2	6,8	3	5,6	2,2	10,1	6	3	4	3	7,2
ACS580-01-09A5-4	R1	4	9,4	8,9	4	7,2	3	13	7,6	5	4,8	3	8,6
ACS580-01-12A7-4	R1	5,5	12,6	12	5,5	9,4	4	14,1	12	7,5	7,6	5	11,4
ACS580-01-018A-4	R2	7,5	17	16,2	7,5	12,6	5,5	22,7	14	10	11	7,5	19,8
ACS580-01-026A-4	R2	11	25	23,8	11	17	7,5	30,6	23	15	14	10	25,2
ACS580-01-033A-4	R3	15	32	30,4	15	24,6	11	44,3	27	20	21	15	37,8
ACS580-01-039A-4	R3	18,5	38	36,1	18,5	31,6	15	56,9	34	25	27	20	48,6
ACS580-01-046A-4	R3	22	45	42,8	22	37,7	18,5	67,9	44	30	34	25	61,2
ACS580-01-062A-4	R4	30	62	58	30	44,6	22	76	52	40	40	30	76
ACS580-01-073A-4	R4	37	73	68,4	37	61	30	104	65	50	52	40	104
ACS580-01-088A-4	R5	45	88	82,7	45	72	37	122	77	60	65	50	122
ACS580-01-106A-4	R5	55	106	100	55	87	45	148	96	75	77	60	148
ACS580-01-145A-4	R6	75	145	138	75	105	55	178	124	100	96	75	178
ACS580-01-169A-4	R7	90	169	161	90	145	75	247	156	125	124	100	247
ACS580-01-206A-4	R7	110	206	196	110	169	90	287	180	150	156	125	287
ACS580-01-246A-4	R8	132	246	234	132	206	110	350	240	200	180	150	350
ACS580-01-293A-4	R8	160	293	278	160	246**)	132	418	260	200	240	150	418
ACS580-01-363A-4	R9	200	363	345	200	293	160	498	361	300	302	250	542
ACS580-01-430A-4	R9	250	430	400	200	363**)	200	545	414	350	361	300	542

Nennwerten, ACS580-01

I_N Dauernennstrom ohne Überlastbetrieb bei 40 °C.

P_N Typische Motorleistung ohne Überlastbetrieb.

Maximaler Ausgangsstrom

I_{max} Maximaler Ausgangsstrom. Beim Start für 2 s verfügbar.

Leichter Überlastbetrieb

I_{Ld} Dauerstrom, zulässige Überlastung 110 % I_{Ld} für 1 Min alle 10 Min bei 40 °C.

P_{Ld} Typische Motorleistung bei leichtem Überlastbetrieb.

Hoher Überlastbetrieb

I_{Hd} Dauerstrom, zulässige Überlastung 150 % I_{Hd} für 1 Min alle 10 Min bei 40 °C.

* Dauerstrom, zulässige Überlastung 130 % I_{Hd} für 1 Min alle 10 Min bei 40 °C.

** Dauerstrom, zulässige Überlastung 125 % I_{Hd} für 1 Min alle 10 Min bei 40 °C.

P_{Hd} Typische Motorleistung bei hohem Überlastbetrieb.







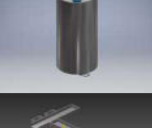
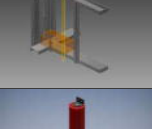
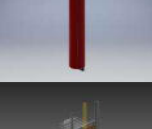
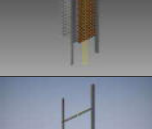
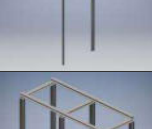
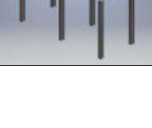
Die Nennwerten gelten für die Baugrößen R1 bis R9 bis +40 °C bei Schutzart IP21.


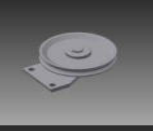

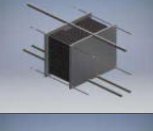
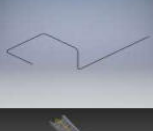



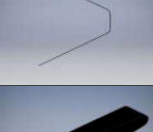

Die Nennwerten gelten für die Baugrößen R10 bis R11 bis +40 °C bei Schutzart IP00/IP20.

Leistungsminderung in größeren Höhen, bei höheren Temperaturen, Schaltfrequenzen oder Schutzarten siehe die HW-Handbücher, Dokumentencodes: 3AXD50000018826 und 3AXD50000015497.

Anhang A4 - Stücklisten und Konstruktionszeichnungen

Baugruppenstückliste

Bauteilbezeichnung	Grafik	Menge/ Länge	Anzahl
Unterkonstruktion		1	1
Antriebstrommel+Welle		1	1
Antriebseinheit		1	1
Umlenktrommel_DN500		1	2
Tragrollenstation 30deg		1	3
Spanntrommelfuehrungssystem		1	1
Spanntrommel+Welle		1	1
Stuetzkonstruktion_Motor		1	1
Tragrollenstation untertrum		1	2
Belastungssystem		1	1
Messsystem		1	1
Unterkonstruktion_Bel_Mess		1	1

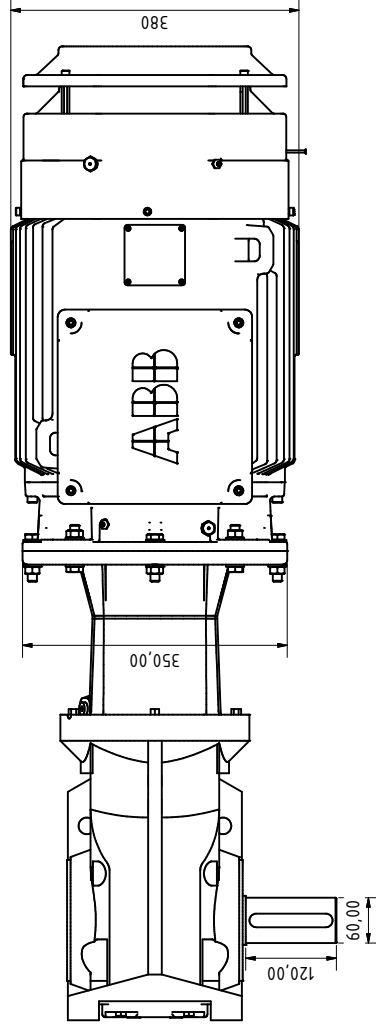
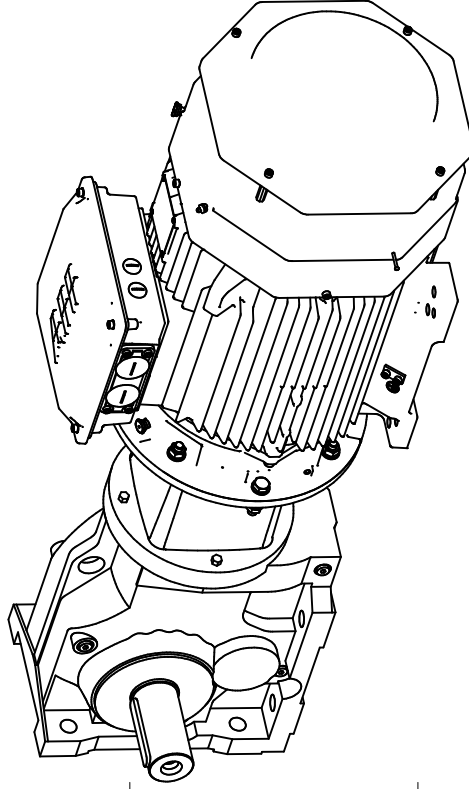
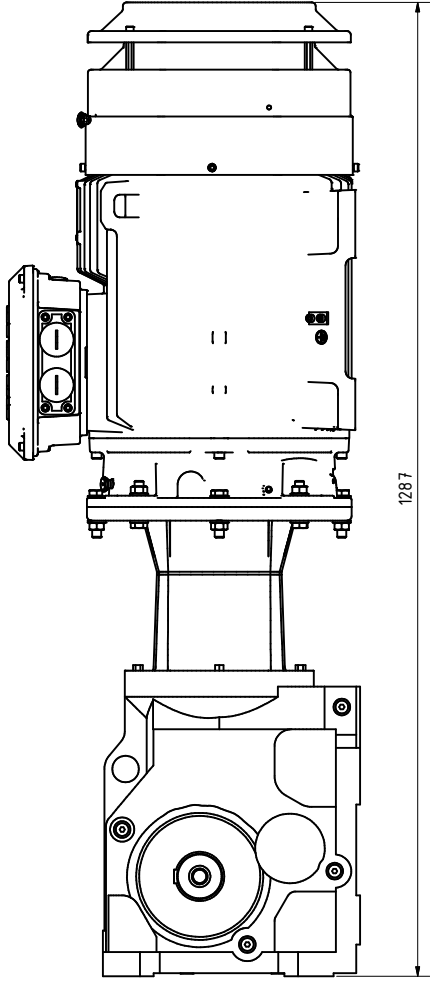
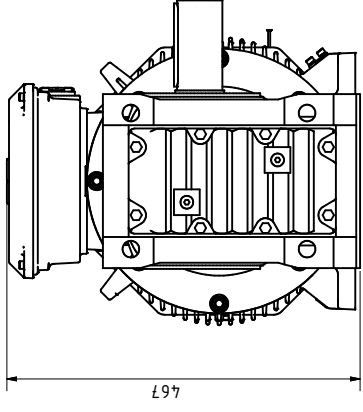
Stiegenaufgangspodest			1	1
Seilrollensystem_2			1	4
Rahmen_Seilzug			1	1
Spanngewichte			1	2
Seil		7m		1
Stiegenaufgangspodest_MIR			1	1
Seilrollensystem_2_MIR			1	4
Rahmen_Seilzug_MIR			1	1
Seil_MIR		7m		1
Fördergurt		18,5m		1

Gesamte Stückliste

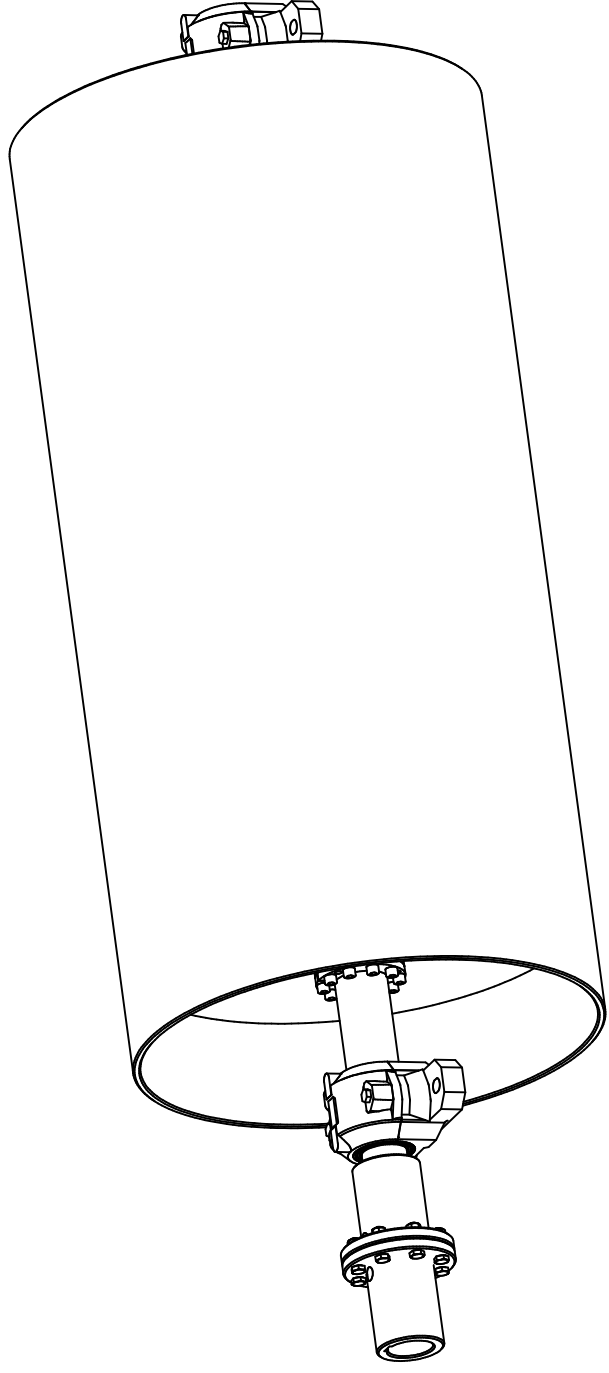
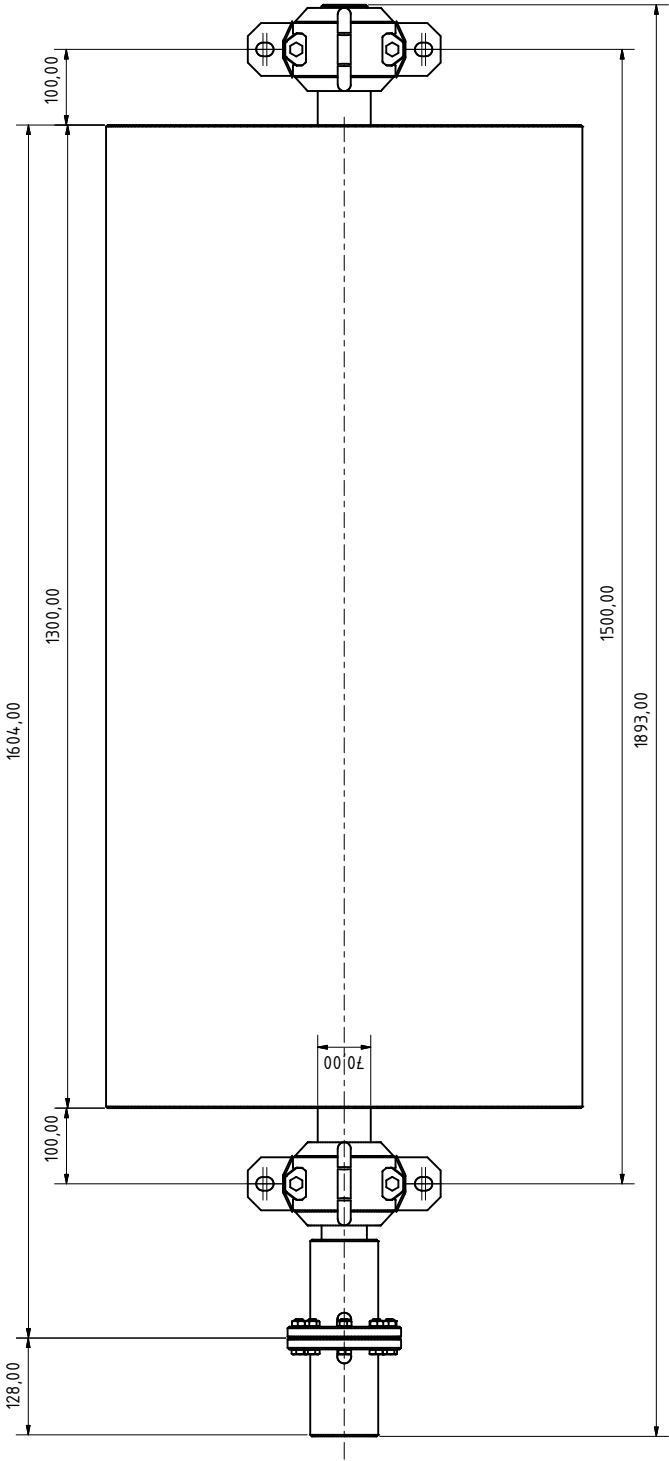
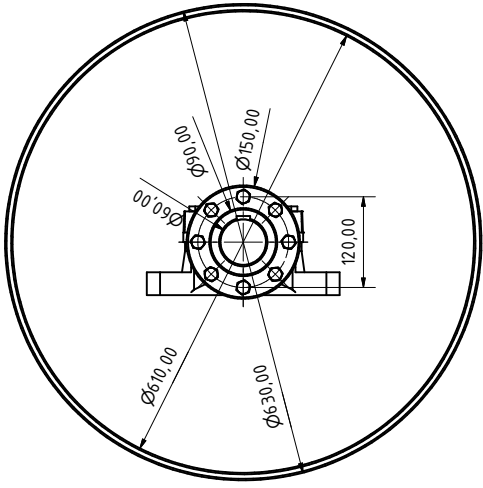
Bezeichnung	Länge/Stk	Anzahl	Maße	Beschreibung
DIN 1026-2 - UPE 360 - 7500	7500,000 mm	2	UPE 360	Stahlprofil
ISO 12633-2 - 120x120x12 - 300	300,000 mm	2	120x120x12	Stahlprofil
ISO 12633-2 - 180x100x10 - 300	300,000 mm	2	180x100x10	Stahlprofil
Einlegeblech_Umlenkrolle	5mm	2		Blech
Blech_Trägrollenstation	1	2		Blech
DIN 1026-2 - UPE 360 - 2000	2000,000 mm	2	UPE 360	Stahlprofil
EN 10210-2 - 100 x 60 x 8 - 300	300,000 mm	2	100 x 60 x 8	Rohrleitung
DIN1026-1 - U 200 - 500	500,000 mm	4	U 200	Stahlprofil
DIN1026-1 - U 100 - 1420	1420,000 mm	5	U 100	Stahlprofil
DIN1026-1 - U 200 - 860	860,000 mm	6	U 200	Stahlprofil
DIN 1026-2 - UPE 100 - 1380	1380,000 mm	4	UPE 100	Stahlprofil
Antriebswelle	1	1		Welle
snv110-f-l__1212-tvh__dh212	1	6		Stehlager
Antriebstrommel	1	1		Rohrleitung
RLK_110_70_x_90	1	8		Ringspannelement
DIN 6885 - A 18 x 11 x 110	1	2		Paßfeder
Kupplungshuelse	1	2		Kupplung
K87AM180_20210812_154523	1	1		Kegelradgetriebe
3GZF500018-270_STEP	1	1		Asynchronmotor
Welle_Umlenktrommel	1	2		Welle
Umlenktrommel	1	2		Rohrleitung
DIN 1025 - IPB 100-1600	1600,000 mm	3	IPB 100	Stahlprofil
Trägrollenhalterungsblech Odeg	1	9		Blechbiegeteil
Trägrolle_DIN15207	1	9		Trägrolle
Trägrollenhalterungsblech 15°	1	6		Blechbiegeteil
Trägrollenhalterungsblech 30°	1	6		Blechbiegeteil
Trägrollenhalterungsblech 45°	1	6		Blechbiegeteil
Formrohr_Trägrollenstation	1	6		Rohrleitung
DIN EN 10056-1 - L100x100x10	1300,000 mm	4	L100x100x10	Stahlprofil
DIN 6880 - 22-1300	1300,000 mm	4	22	Stahlprofil
DIN 1026-2 - UPE 220 - 200	200,000 mm	4	UPE 220	Stahlprofil
Einlegeblech_spannsystem	1	1		Blech
Einlegeblech_spannsystem	1	1		Blech
Welle_Spanntrommel	1	1		Welle
uct212	1	2		Spannlager
Spanntrommel	1	1		Rohrleitung
DIN1026-1 - U 160 - 1260	1260,000 mm	2	U 160	Stahlprofil
DIN 1026-2 - UPE 160 - 800	800,000 mm	2	UPE 160	Stahlprofil
Unterlegblech_Motor	1	1		Blech
DIN 1026-2 - UPE 160 - 973	973,000 mm	2	UPE 160	Stahlprofil
DIN1027 - Z 40 - 1260	1260,000 mm	2	Z 40	Stahlprofil
acx580_01_r3_b052_shrinkwrap	1	1		Frequenzumrichter
Trägrolle_DIN15207_l1400	1	2		Trägrolle
Blechhalterung_untertrum	1	4		Blechbiegeteil
DIN 6880 - 36 x 34-5000	5000,000 mm	2	36 x 34	Stahlprofil
EN 10058 - 80 x 10 - 5000	5000,000 mm	2	80 x 10	Stahlprofil
DIN EN 10056-1 - L150x100x12	5500,000 mm	2	L150x100x12	Stahlprofil

DIN1026-1 - U 200 - 1500	1500,000 mm	15	U 200	Stahlprofil
DIN 6880 - 28 x 16-200	200,000 mm	60	28 x 16	Stahlprofil
DIN 174 - 25 x 5 - 200	200,000 mm	30	25 x 5	Stahlprofil
DIN 174 - 28 x 10 - 200	200,000 mm	30	28 x 10	Stahlprofil
DIN EN 10219-2 - 50 x 30 x 4	800	112	50 x 30 x 4	Rohrleitung
AufsteckrohrV2	1	112		Schweißteil
L410.B31.150	1	112		Lastrolle
Belastungsgewicht_1kg	1	1335		Blechteil
SKF_6304 Rillenkugellager	1	448		Rillenkugellager
Spannblock_fuehrung_2	1	448		Blechteil
Spannblock_fuehrung	1	448		Blechteil
Exzenter	1	448		Schweißteil
DIN EN 10056-1 - L100x75x10	5500,000 mm	2	L100x75x10	Stahlprofil
EN 10058 - 60 x 8 - 5000	5000,000 mm	2	60 x 8	Stahlprofil
DIN 174 - 25 x 15 - 5000	5000,000 mm	2	25 x 15	Stahlprofil
DIN1026-1 - U 120 - 1550	1550,000 mm	1	U 120	Stahlprofil
EN 10058 - 16 x 10 - 120	120,000 mm	2	16 x 10	Stahlprofil
EN 10058 - 16 x 8 - 120	120,000 mm	2	16 x 8	Stahlprofil
EN 10058 - 15 x 5 - 120	120,000 mm	4	15 x 5	Stahlprofil
Halterungsblech_Lasermessger.	1	14		Blechbiegeteil
Bosch_GLM50C	1	1		Lasermessgerät
DIN 1025 - IPB 160-3500	3500,000 mm	6	IPB 160	Stahlprofil
DIN 1025 - IPB 160-1920	1920,000 mm	3	IPB 160	Stahlprofil
DIN 1025 - IPB 160-4660	4660,000 mm	2	IPB 160	Stahlprofil
DIN EN 10056-1 - L45x30x4-5000	5000,000 mm	4	L45x30x4	Stahlprofil
Normgitterrost_800x1000	1	10		Normstufe
DIN 1026-2 - UPE 100 - 5045	5045,000 mm	4	UPE 100	Stahlprofil
DIN EN 10056-1 - L45x30x4-810	810,000 mm	2	L45x30x4	Stahlprofil
Stiegenprofil	1	2		Blechbiegeteil
Gitterrost_Normstufe_800x240	1	20		Normstufe
Stiegenprofil_MIR	1	2		Blechbiegeteil
EN 10210-2 - 40 x 40 x 3,2 - 1050	1050,000 mm	10	40 x 40 x 3,2	Rohrleitung
EN 10210-2 - 40 x 40 x 3,2 - 910	910,000 mm	2	40 x 40 x 3,2	Rohrleitung
EN 10210-2 - 40 x 40 x 3,2	5147,359 mm	2	40 x 40 x 3,2	Rohrleitung
EN 10210-2 - 40 x 40 x 3,2	2234,564 mm	2	40 x 40 x 3,2	Rohrleitung
DIN 1025 - IPB 100-830	830,000 mm	6	IPB 100	Stahlprofil
DIN 1025 - IPB 100-1850	1850,000 mm	6	IPB 100	Stahlprofil
Seilrolle_750kg_ds10	1	8		Seilführungsrolle
DIN 471 - 20x1,2	1	16		Wellensicherungsring
Anschweisplatte_seilrolle	1	8		Blechteil
Bolzen_d20_2	1	8		Bolzen
DIN EN 10056-1 - L60x60x8-2350	2350,000 mm	2	L60x60x8	Stahlprofil
DIN EN 10056-1 - L60x60x8-957	957,000 mm	2	L60x60x8	Stahlprofil
DIN EN 10056-1 - L60x60x8-600	600,000 mm	2	L60x60x8	Stahlprofil
Spannplatte_gewicht	1	4		Blechteil
Waschbetonplatte60x60x5	1	14		Betonplatte
Waschbetonplatte20x60x5	1	4		Betonplatte
Gewindestange_m12	1	8		Gewindestange
DIN 6880 - 36 x 20-1500	1500,000 mm	6	36 x 20	Stahlprofil
Seil	7000mm	2	D=8mm	Stahlseil

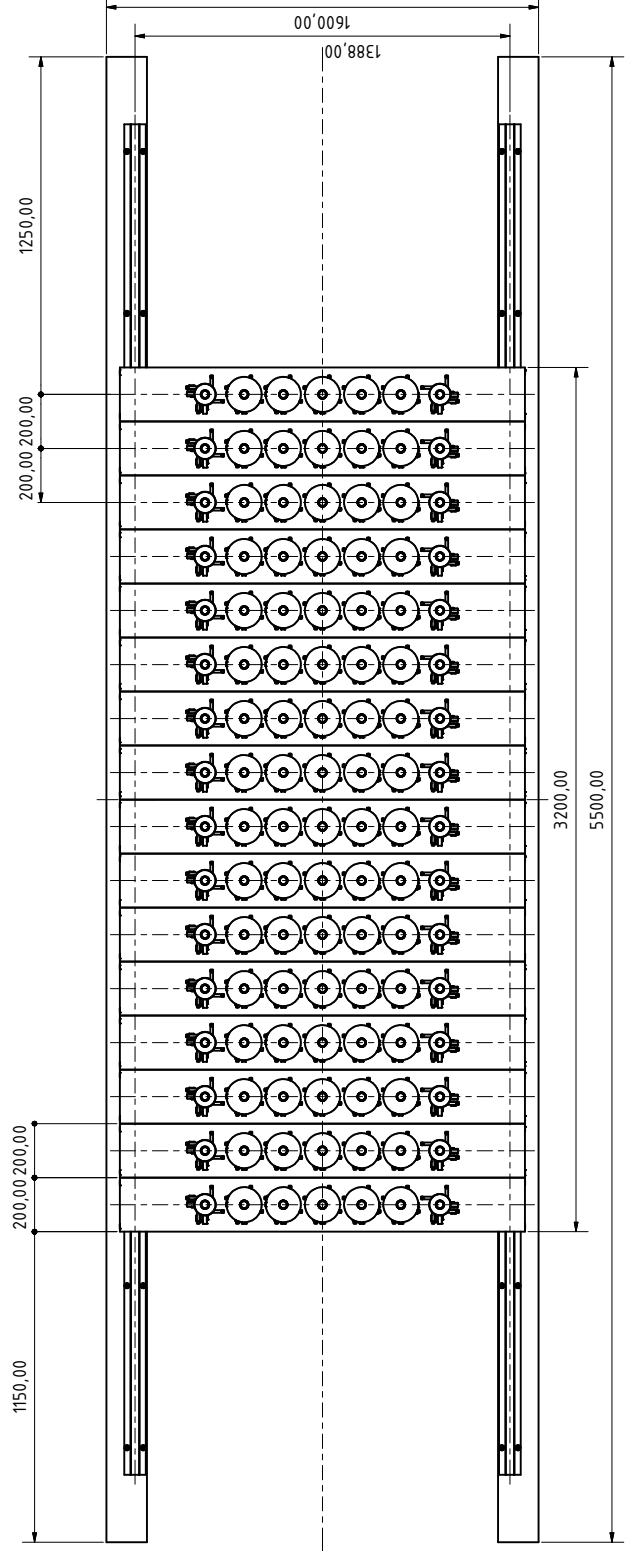
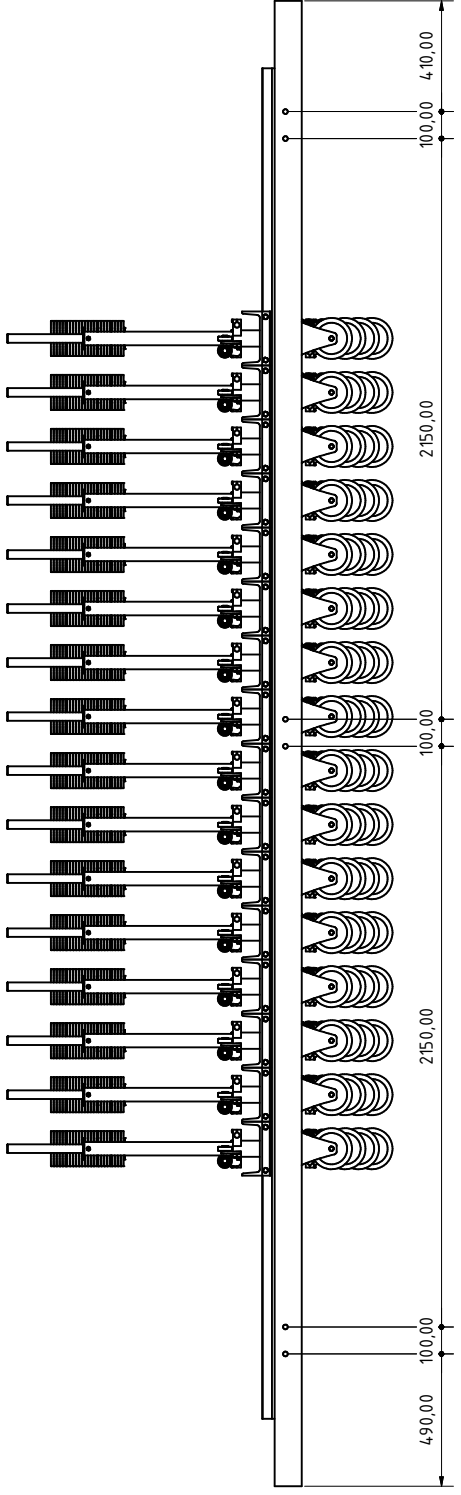
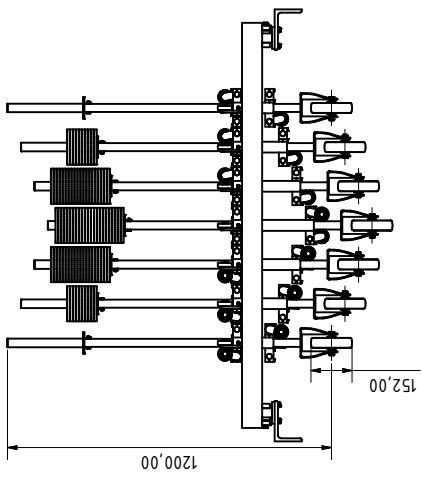
DIN EN 10210-2 - 40 x 40 x 3,2	1250	10	40 x 40 x 3,2	Rohrleitung
DIN EN 10210-2 - 40 x 40 x 3,2	1000	2	40 x 40 x 3,2	Rohrleitung
Fördergurt	18,5m	1		Gurtschleife
DIN 934 - M12	1	128		Sechskantmutter
DIN 933 - M12 x 40	1	60		Sechskantschraube
DIN 934 - M16	1	264		Sechskantmutter
DIN 933 - M16 x 50	1	40		Sechskantschraube
DIN 933 - M16 x 40	1	152		Sechskantschraube
DIN 933 - M8 x 25	1	18		Sechskantschraube
DIN 934 - M8	1	166		Sechskantmutter
DIN 933 - M12 x 45	1	16		Sechskantschraube
DIN 934 - M10	1	160		Sechskantmutter
DIN 933 - M10 x 40	1	44		Sechskantschraube
DIN 125 - A 13	1	16		Unterlegscheibe
DIN 933 - M12 x 55	1	8		Sechskantschraube
DIN 580 - M24	1	4		Ringschraube
ISO 4035 - M30	1	2		Sechskantmutter
DIN 934 - M6	1	4		Sechskantmutter
DIN 933 - M6 x 16	1	4		Sechskantschraube
DIN 933 - M16 x 55	1	4		Sechskantschraube
DIN 433 - 17	1	12		Unterlegscheibe
DIN 933 - M16 x 60	1	8		Sechskantschraube
DIN 933 - M16 x 45	1	28		Sechskantschraube
DIN 933 - M18 x 60	1	4		Sechskantschraube
DIN 934 - M18	1	8		Sechskantmutter
DIN 933 - M14 x 50	1	4		Sechskantschraube
DIN 934 - M14	1	4		Sechskantmutter
DIN 6912 - M10 x 25	1	36		Zylinderkopfschraube
DIN 933 - M10 x 28	1	60		Sechskantschraube
DIN 933 - M8 x 50	1	105		Sechskantschraube
DIN 6912 - M8 x 20	1	36		Zylinderkopfschraube
Screw GB 840 A M8 x 30	1	2		Reldelschraube
DIN 933 - M12 x 35	1	32		Sechskantschraube
DIN 934 - M24	1	2		Sechskantmutter
DIN 933 - M16 x 35	1	8		Sechskantschraube
DIN 933 - M12 x 50	1	4		Sechskantschraube
DIN 933 - M10 x 25	1	80		Sechskantschraube
DIN 933 - M18 x 50	1	4		Sechskantschraube
DIN 912 - M6 x 25	1	448		Zylinderkopfschraube
DIN 933 - M6 x 10	1	112		Sechskantschraube
DIN 6912 - M6 x 25	1	448		Zylinderkopfschraube
DIN 931-1 - M8 x 40	1	112		Sechskantschraube



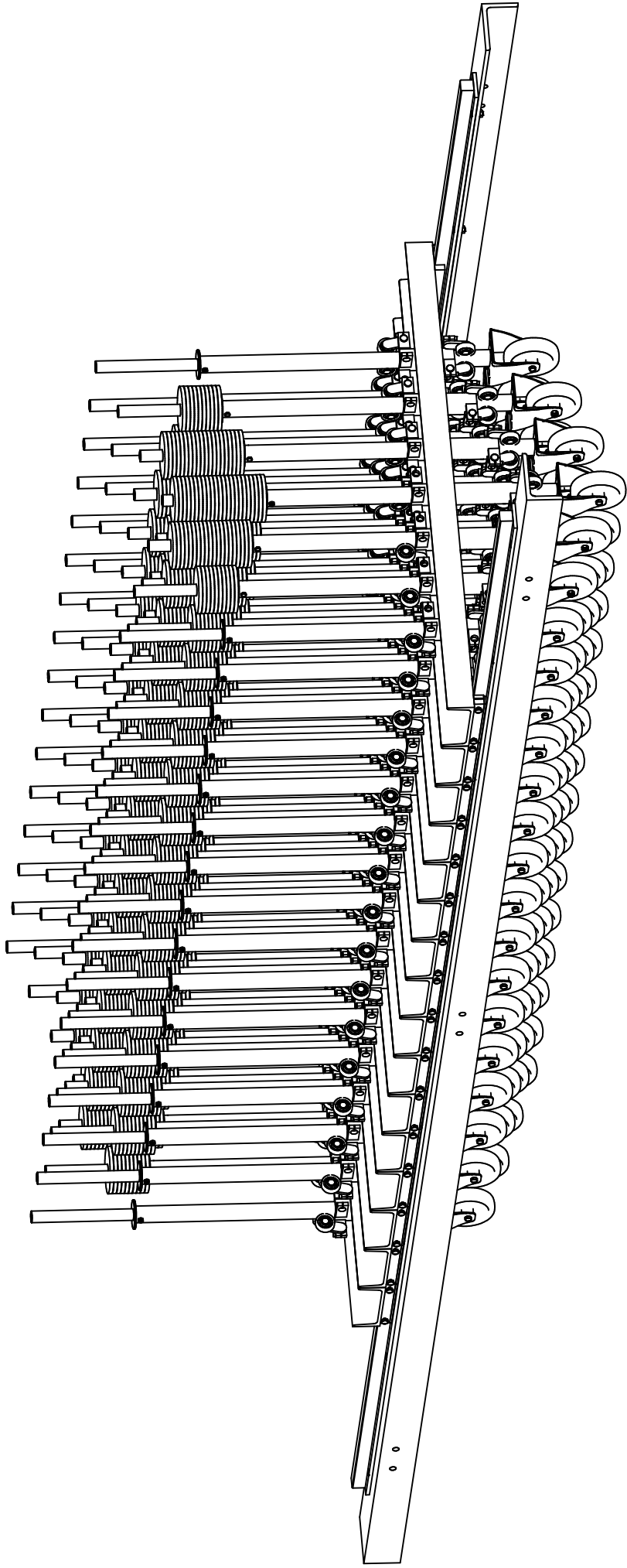
Name		Datum		Version	
Antriebseinheit		11/17/2021		1	
Antriebseinheit				A2	



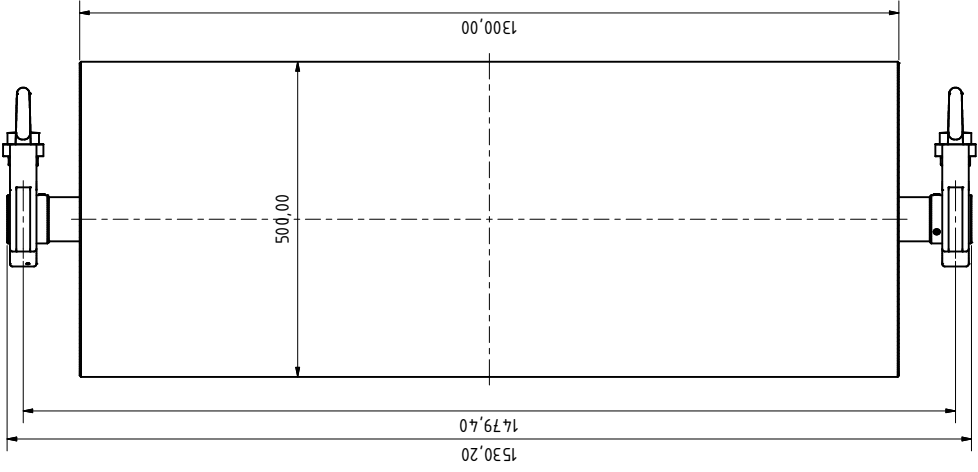
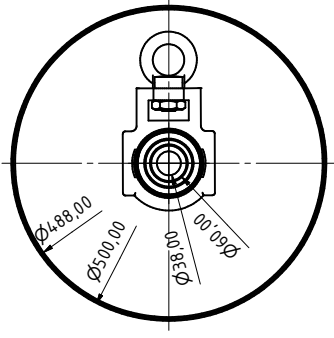
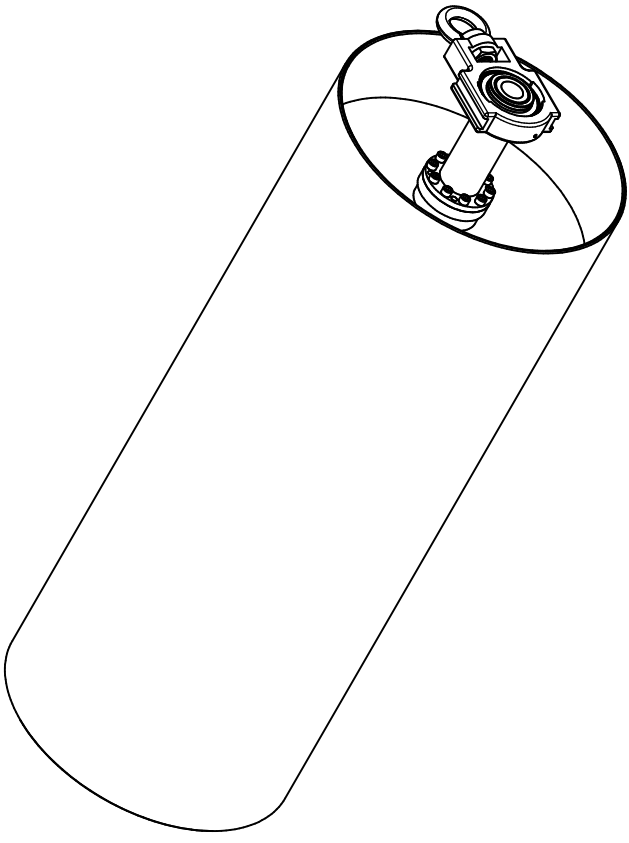
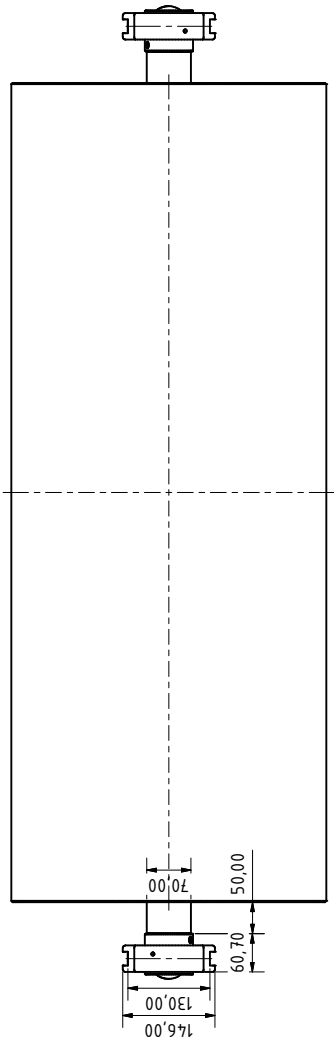
Name		Antriebstrommel	
Brummer-Nr.			
Datum		11/17/2021	
Gezeichnet			
Geprüft			
Bearbeitet			
Montiert			
Insgesamt			
Stückzahl			
Material			
Menge			
Status		Antrag	
Antrag-Nr.		1	
Antrag-Datum		A2	



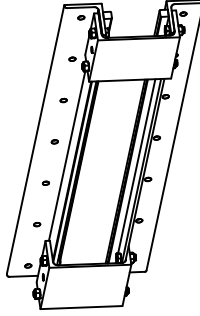
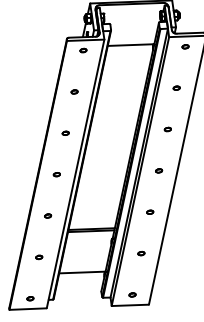
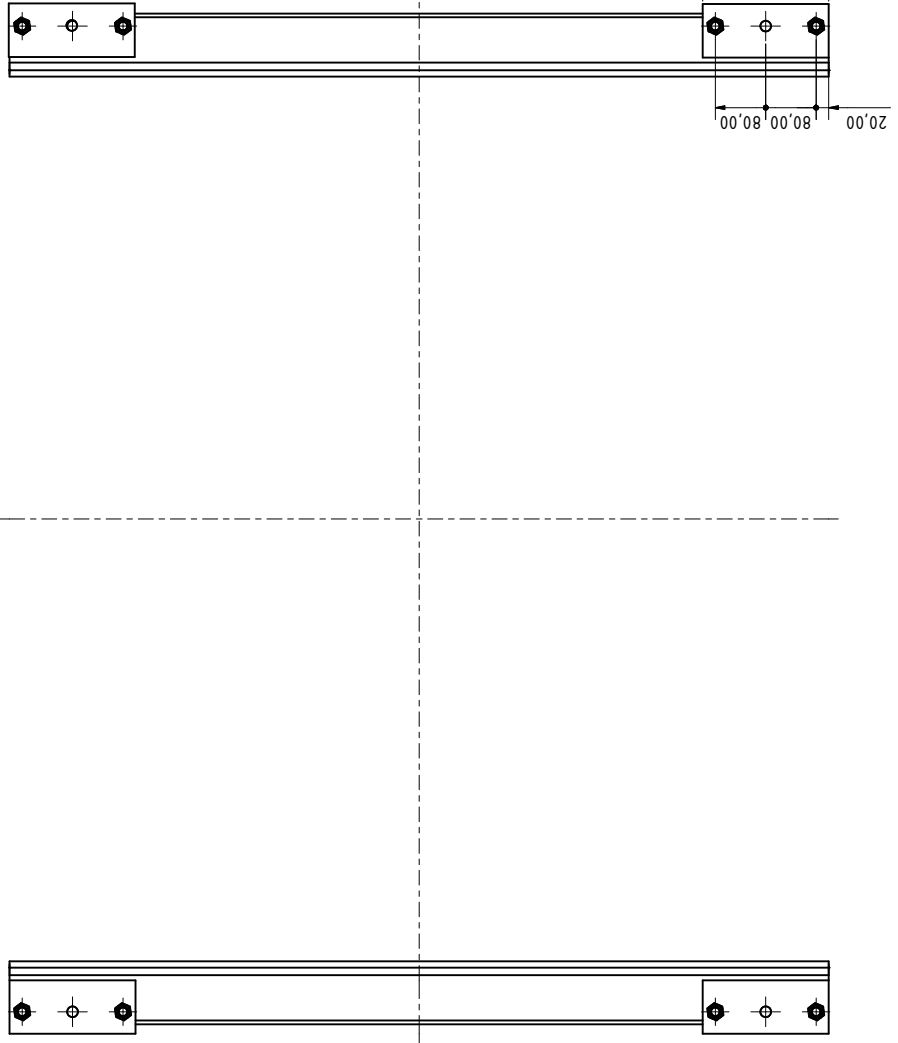
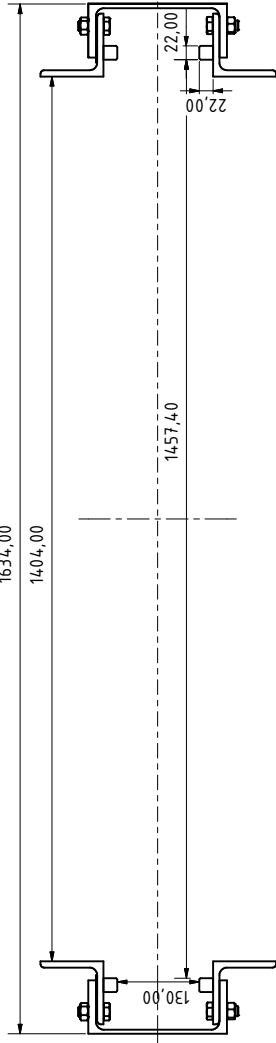
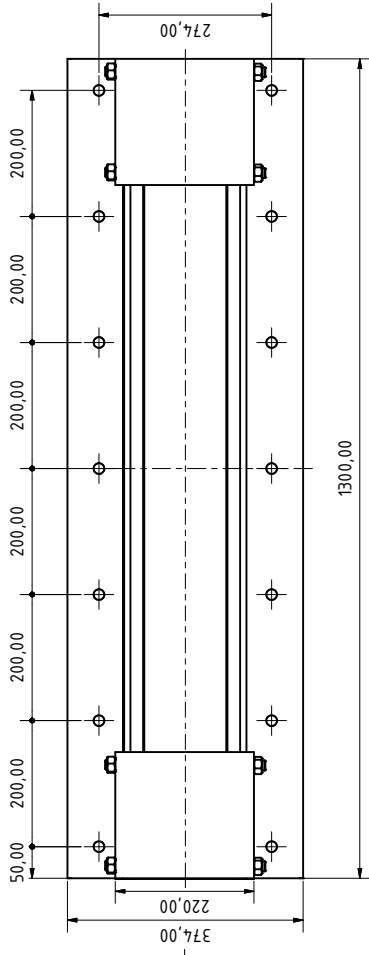
		Datum		Name	
		11/17/21		Belastungsystem	
		Zeichner		Belastungssystem	
		Korrigent		1	
		Bearbeiter		A2	
		Datum		2	
		Datum		3	
		Datum		4	
		Datum		5	
		Datum		6	
		Datum		7	
		Datum		8	



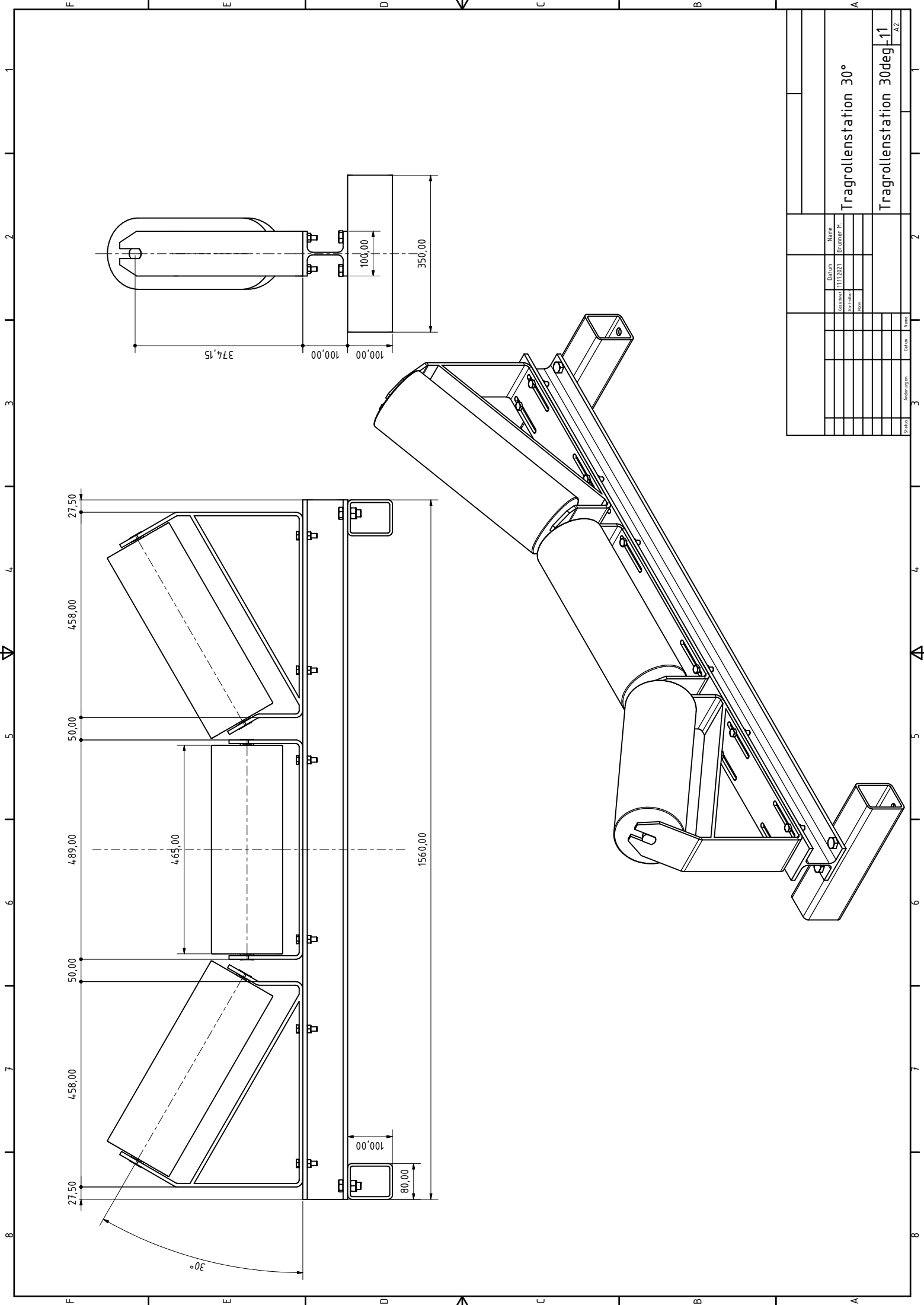
		Name Brügger, H.		2	
		Datum 11.12.21		A2	
		Zustimmung Autorisierung		Belastungssystem	
		Notiz		Belastungssystem	
				2	
				3	
				4	
				5	
				6	
				7	
				8	

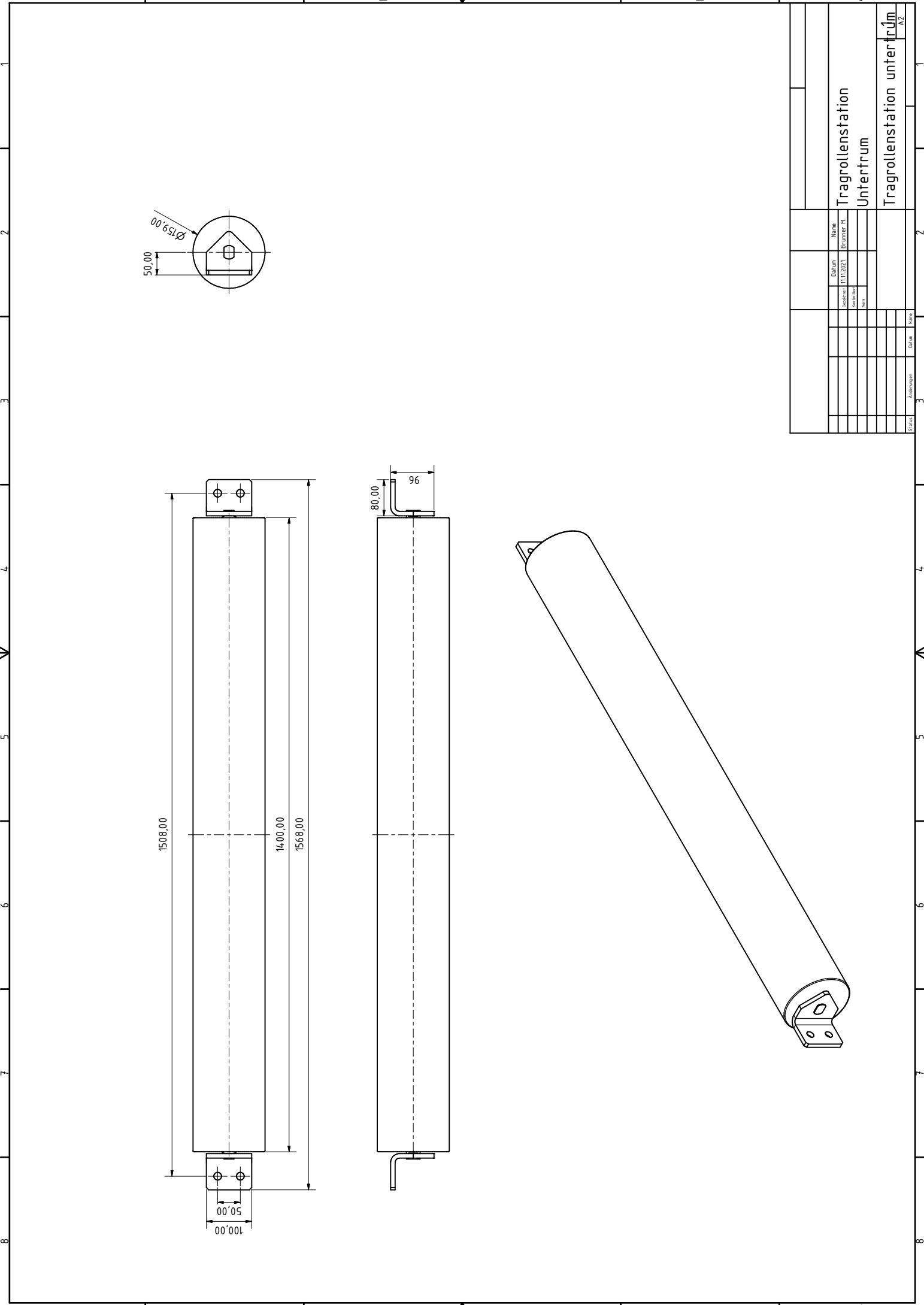


Name		Datum		Name		Datum		Name	
Spannfrommel		11.12.21		Spannfrommel				Spannfrommel	
1				Welle				1	
A2								A2	

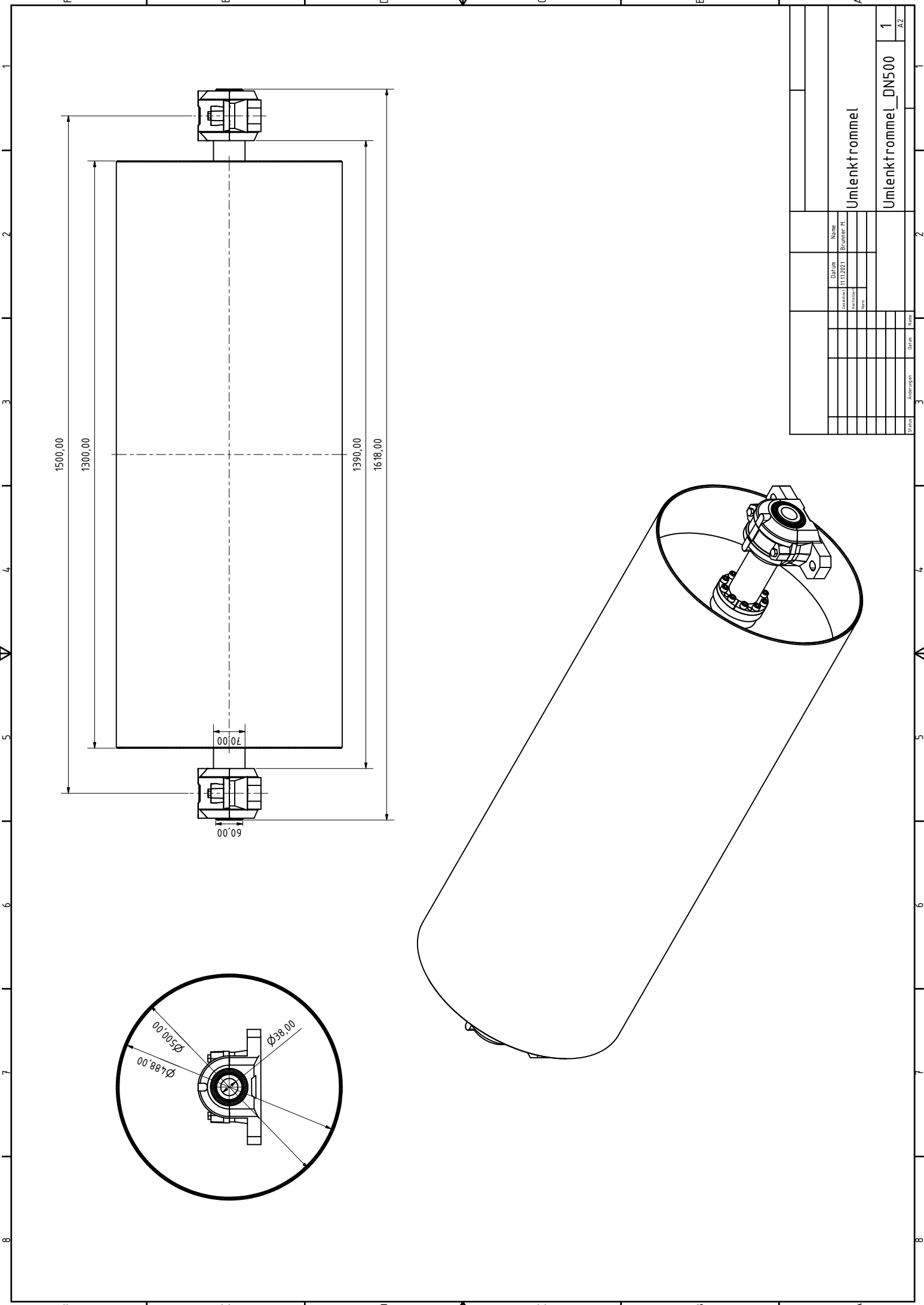


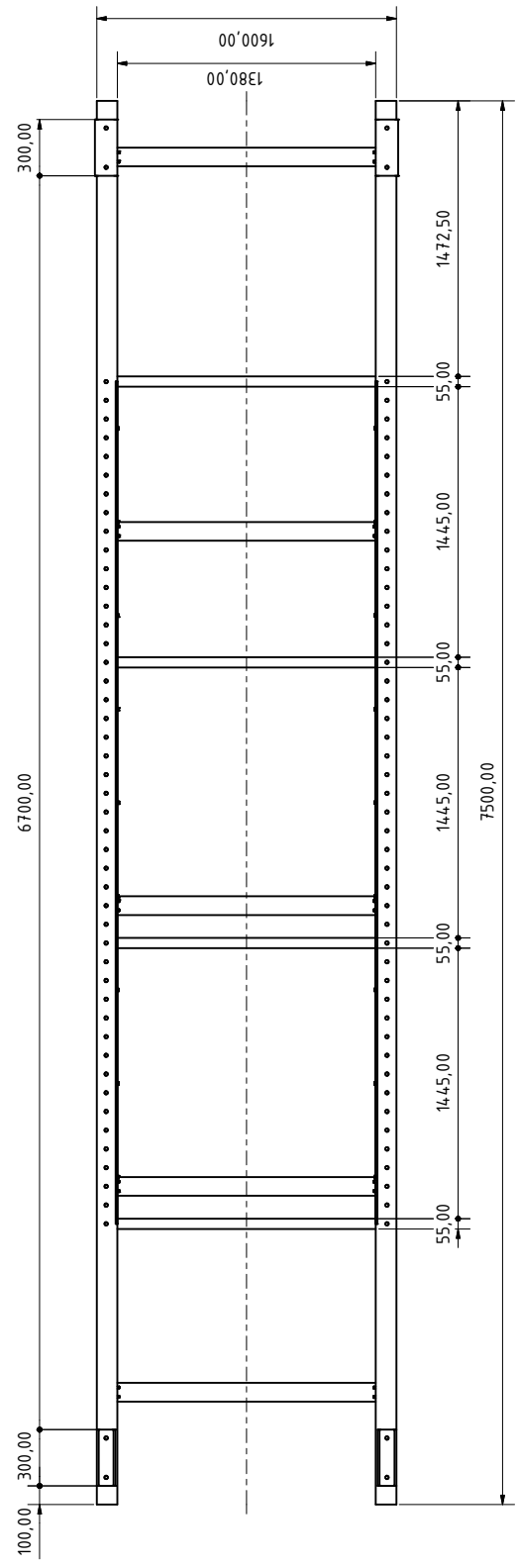
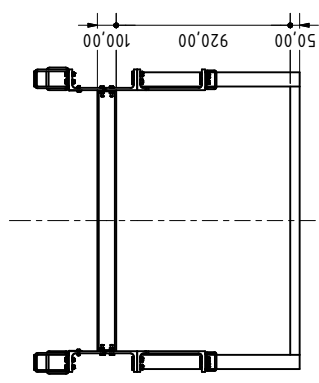
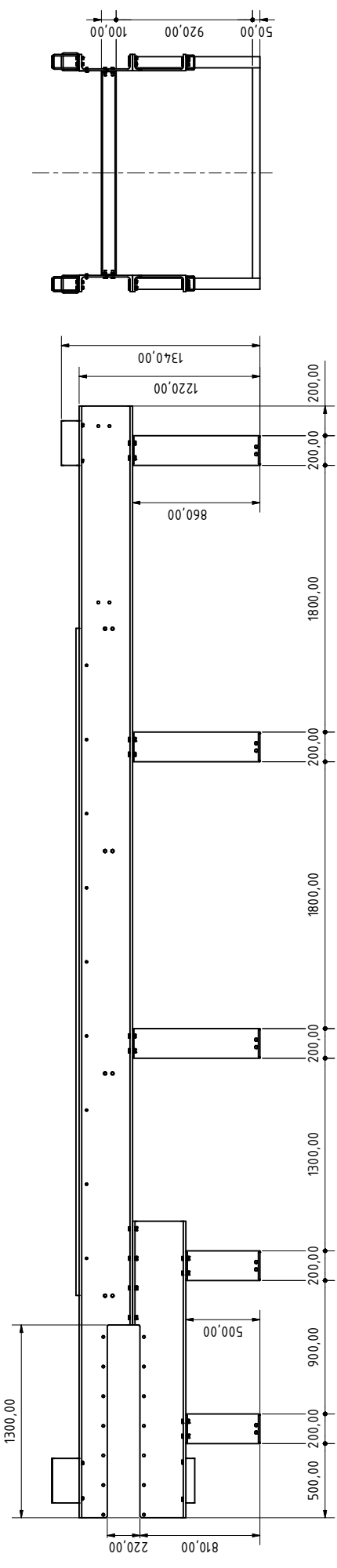
Name		Datum		Status	
Fuehrung-Spanntrommel		11/17/2021		Gezeichnet	
Spanntrommelfuehrungssystem		11/17/2021		Gezeichnet	
A2					





Name		Datum		Name		Datum		Name	
Tragrollenstation		11.12.21		Tragrollenstation				Tragrollenstation	
Untertrum				Untertrum				Untertrum	
Tragrollenstation untertrum				Tragrollenstation untertrum				Tragrollenstation untertrum	
AZ				AZ				AZ	

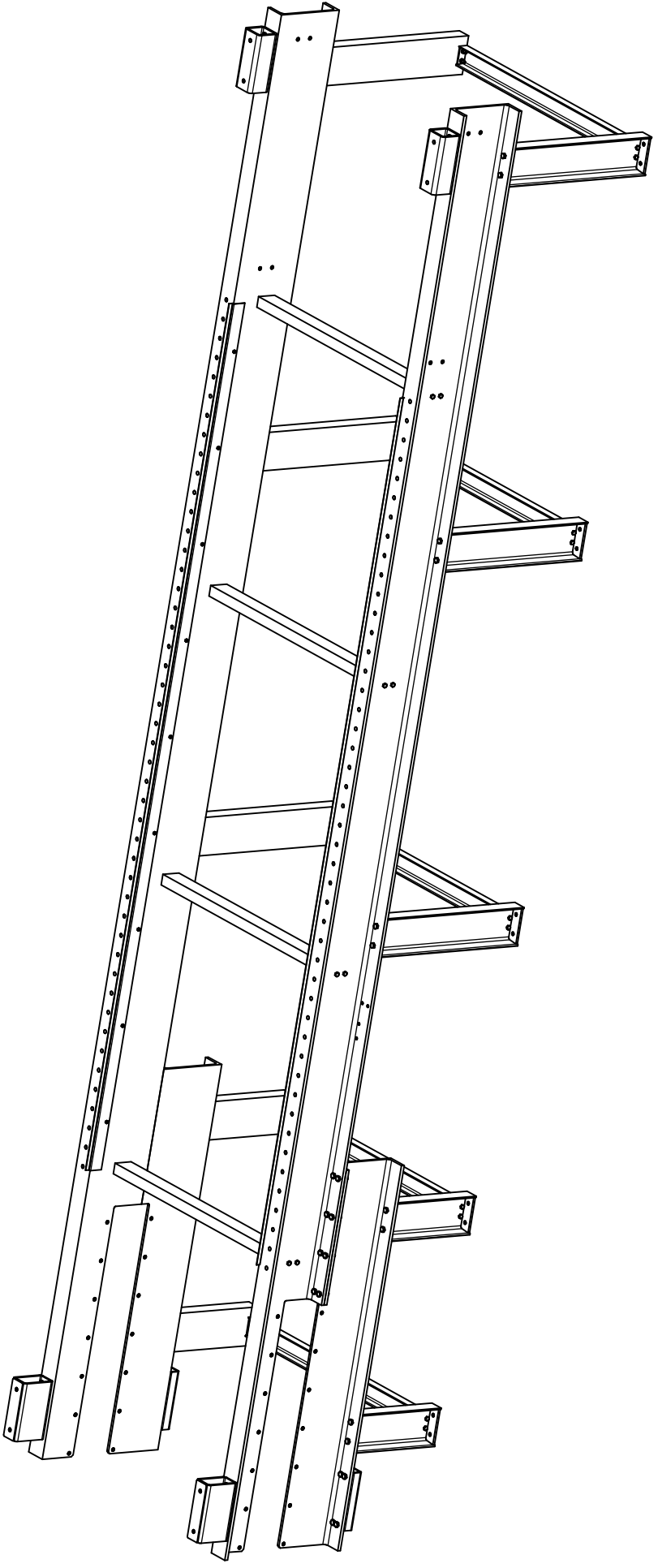




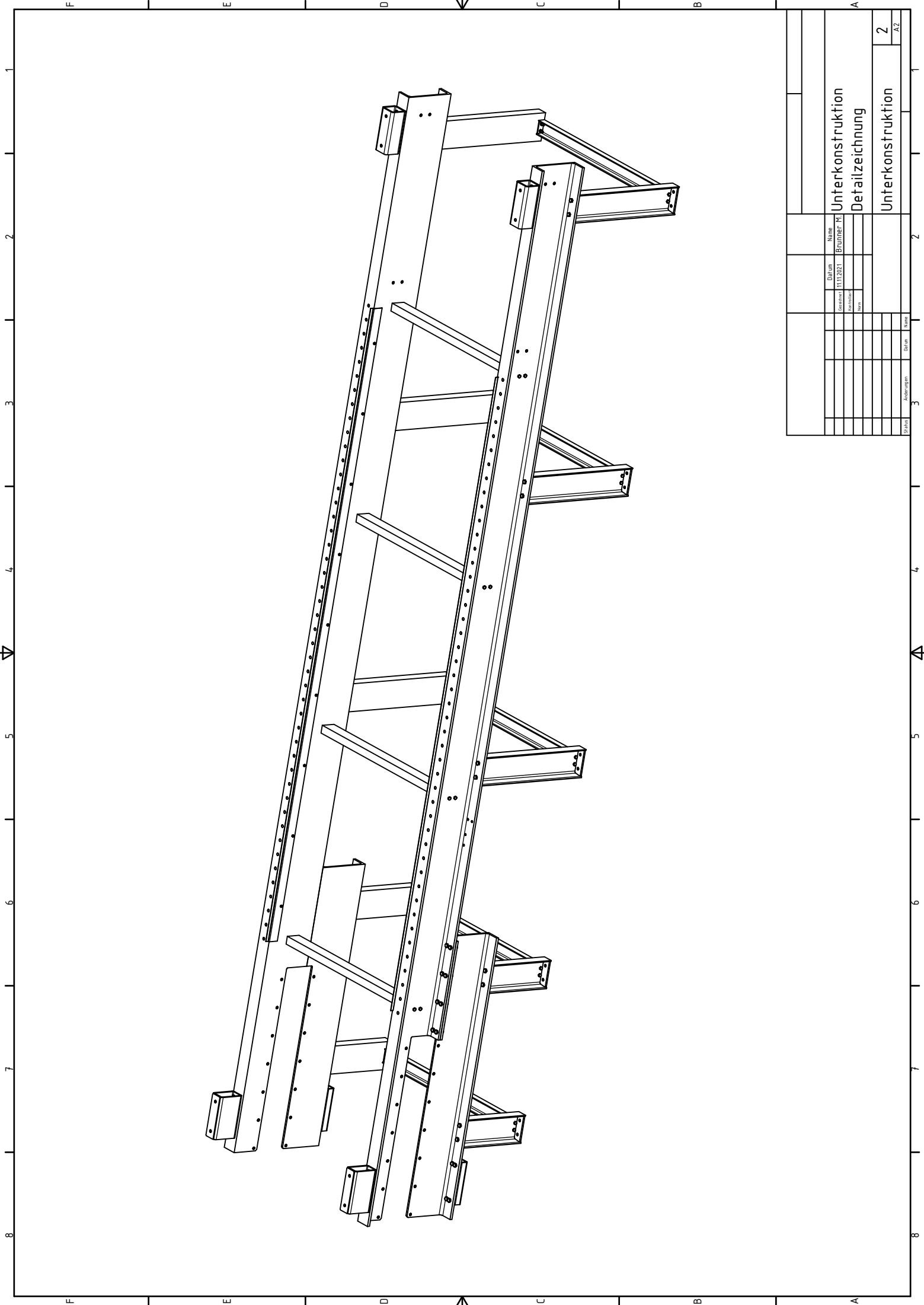
Datum		Name	
11/17/2021		Brunner, M.	
Gezeichnet		Gezeichnet	
Prüft		Prüft	
Abgezeichnet		Abgezeichnet	
Datum		Name	
1		1	
A2		A2	

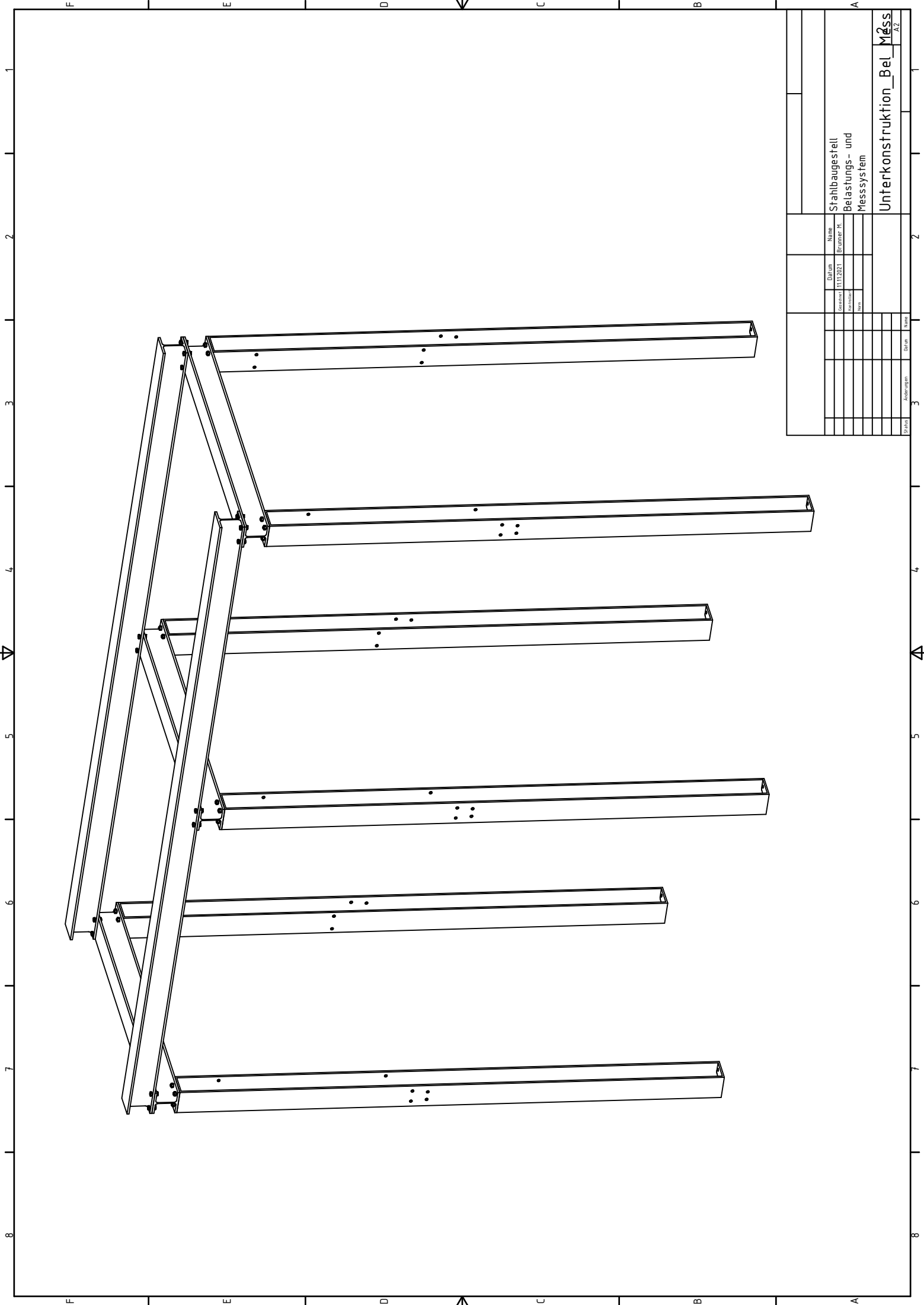
Unterkonstruktion
Detailzeichnung

Unterkonstruktion



		Name Brügger, M.		Datum 11.11.2021		Zustimmung Autorisierung		Blatt 2	
		Unterkonstruktion		Unterkonstruktion		Unterkonstruktion		2	
		Detailzeichnung		Detailzeichnung		Detailzeichnung		A2	
		Unterkonstruktion		Unterkonstruktion		Unterkonstruktion		2	
		Detailzeichnung		Detailzeichnung		Detailzeichnung		A2	





Name		Datum		Blatt	
Stahlbaugestell		11.12.21		2	
Belastungs- und		Gezeichnet		3	
Messsystem		Geprüft		4	
Unterkonstruktion_Bel		Skizziert		5	
Mess		Gezeichnet		6	
A2		Geprüft		7	
		Skizziert		8	
		Gezeichnet		9	
		Geprüft		10	
		Skizziert		11	
		Gezeichnet		12	
		Geprüft		13	
		Skizziert		14	
		Gezeichnet		15	
		Geprüft		16	
		Skizziert		17	
		Gezeichnet		18	
		Geprüft		19	
		Skizziert		20	
		Gezeichnet		21	
		Geprüft		22	
		Skizziert		23	
		Gezeichnet		24	
		Geprüft		25	
		Skizziert		26	
		Gezeichnet		27	
		Geprüft		28	
		Skizziert		29	
		Gezeichnet		30	
		Geprüft		31	
		Skizziert		32	
		Gezeichnet		33	
		Geprüft		34	
		Skizziert		35	
		Gezeichnet		36	
		Geprüft		37	
		Skizziert		38	
		Gezeichnet		39	
		Geprüft		40	
		Skizziert		41	
		Gezeichnet		42	
		Geprüft		43	
		Skizziert		44	
		Gezeichnet		45	
		Geprüft		46	
		Skizziert		47	
		Gezeichnet		48	
		Geprüft		49	
		Skizziert		50	
		Gezeichnet		51	
		Geprüft		52	
		Skizziert		53	
		Gezeichnet		54	
		Geprüft		55	
		Skizziert		56	
		Gezeichnet		57	
		Geprüft		58	
		Skizziert		59	
		Gezeichnet		60	
		Geprüft		61	
		Skizziert		62	
		Gezeichnet		63	
		Geprüft		64	
		Skizziert		65	
		Gezeichnet		66	
		Geprüft		67	
		Skizziert		68	
		Gezeichnet		69	
		Geprüft		70	
		Skizziert		71	
		Gezeichnet		72	
		Geprüft		73	
		Skizziert		74	
		Gezeichnet		75	
		Geprüft		76	
		Skizziert		77	
		Gezeichnet		78	
		Geprüft		79	
		Skizziert		80	
		Gezeichnet		81	
		Geprüft		82	
		Skizziert		83	
		Gezeichnet		84	
		Geprüft		85	
		Skizziert		86	
		Gezeichnet		87	
		Geprüft		88	
		Skizziert		89	
		Gezeichnet		90	
		Geprüft		91	
		Skizziert		92	
		Gezeichnet		93	
		Geprüft		94	
		Skizziert		95	
		Gezeichnet		96	
		Geprüft		97	
		Skizziert		98	
		Gezeichnet		99	
		Geprüft		100	

