

# Neuartiges Anlagenkonzept für parallel laufende Gurtförderer

---

Diplomarbeit  
von  
Gernot Schablhofer

In Kooperation mit der Firma  
Sandvik Mining and Construction  
Materials Handling GmbH & Co KG



eingereicht am  
Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre  
der  
Montanuniversität Leoben

Leoben, Oktober 2012

Betreuer:  
Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Franz Kessler  
Dipl.-Ing. Frank Feger

## **Aufgabenstellung**

Nebeneinander angeordnete Gurtförderanlagen haben einen eigenen Unterbau und Einhausungen sowie separate Antriebe. Für Wartungszwecke sind auch Gehwege an beiden Seiten jedes Gurtförderers vorzusehen.

Es soll im Rahmen der Diplomarbeit untersucht werden, ob sich zwei Gurtförderanlagen ineinander verschachteln lassen. Entweder wird dabei ein Gurtförderer über Reibschluss im Untertrum von einem angetriebenen Gurtförderer mitbewegt oder beide verschachtelten Gurtförderer werden separat angetrieben. Ein Ziel der Arbeit ist es zu untersuchen, ob durch diese Bauweise der Platzbedarf sowie Gewichtseinsatz der tragenden Stahlstruktur der Gesamtanlage minimiert werden kann. Ein Vergleich des neuen Konzepts mit heutzutage üblichen Anlagen soll die wirtschaftlichen Einsatzgrenzen der Neuentwicklung aufzeigen.

Zu den Aufgaben zählen eine Recherche zu bereits ausgeführten Gurtförderanlagen, die Entwicklung und Berechnung von Systemvarianten des neuartigen Anlagenkonzepts, Konzeptskizzen und Layoutzeichnungen von speziellen, auszuwählenden Anlagenteilen sowie ein wirtschaftlicher Vergleich der Varianten.

## **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.

Wartberg, am 01.10.2012

.....

(Schablhofer Gernot)

## **Danksagung**

An dieser Stelle bedanke ich mich bei Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Franz Kessler für die Unterstützung und Hilfestellung beim Verfassen meiner Arbeit.

Mein Dank gilt außerdem Herrn Dipl.-Ing. Frank Feger, Head of TechCenters Mobile Machines, Sandvik Mining Systems, der mir mit wertvollen Inputs und Denkanstößen zur Seite stand.

Weiters bedanke ich mich bei meinem Teamleiter im Engineering Department der Firma Sandvik, Herrn Karl Siebenbäck, der mir während des Verfassens der Arbeit, aber auch in der Studienzeit davor immer die Möglichkeit gab, meine Arbeitszeit als Mechanical Engineer flexibel einzuteilen, um Vorlesungen besuchen und für Prüfungen lernen zu können.

Der wohl größte Dank geht an meine Familie, auf deren Rückhalt und Unterstützung ich mich immer verlassen kann und vor allem an meine Eltern, die mir Zeit meines Lebens zur Seite stehen und mir meine Ausbildung überhaupt erst ermöglicht haben.



## Abstract

Bandförderanlagen sind weltweit im Einsatz und stellen durch ihren stationären Betrieb die effizienteste Methode zur Förderung von Schütt- und Stückgut dar.

Ist ein Band mit dem zu fördernden Massenstrom ausgelastet, wird ein zweites, parallel daneben laufendes System installiert.

In dieser Arbeit wird gezeigt, dass es möglich ist, zwei Förderbänder auch parallel übereinander zu führen und damit wirtschaftliche Vorteile zu erzielen, deren Ausmaß anhand einer Gegenüberstellung mit gängigen Ausführungen deutlich wird.

Vor der Durchführung dieser wirtschaftlichen Betrachtung wird ein passendes Konzept erarbeitet und durch Zeichnungen ausgewählter Anlagenteile die Möglichkeit der Umsetzung dargestellt.

Mit dem Bau eines Versuchsstandes wird die Funktionsfähigkeit verifiziert und Verhaltensweisen bei dieser neuartigen Konstellation untersucht.

Worldwide, belt conveyors are used as the most efficient way of conveying bulk material and general cargo because of their steady-state method of operation.

If a system is utilized with the mass flow to be conveyed, a second parallel running system will be installed alongside.

The purpose of this diploma thesis is to show that it's possible to operate two parallel systems one upon the other.

A comparison with common designs shows the commercial advantages of this new system. Before the implementation of this comparative study, a matching concept is developed and illustrated by drawings of selected parts of the plant.

With the construction of an experimental rig the functionality is verified and behaviors are examined at this new constellation.

# Inhaltsverzeichnis

Aufgabenstellung .....	2
Eidesstattliche Erklärung.....	3
Danksagung.....	4
Abstract.....	5
Inhaltsverzeichnis .....	6
Abbildungsverzeichnis .....	9
Tabellenverzeichnis .....	12
Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis .....	13
1 Einleitung.....	17
1.2 Bandförderer - Stand der Technik.....	17
1.2.1 Schlauchgurtförderer (Rollgurtförderer, engl.: Pipe Conveyor) .....	17
1.2.2 Spezialfördergurt „RopeCon“ .....	20
1.2.3 Spezialfördergurt „PocketLift“ .....	22
1.2.4 Spezialfördergurt „Sicon“ .....	24
1.2.5 Sandwich-Förderer .....	26
1.2.6 Pneumatisches Förderband.....	28
1.2.7 Konventionelle Gurtförderer.....	29
1.3 Verbesserungspotential .....	33
2 Bestimmung der Hauptdaten.....	34
2.1 Streckenführung.....	34
2.2 Fördergut.....	34
2.3 Vorgegebene Förderleistung .....	34
2.4 Fördergurt .....	35
2.4.1 Gurtbreite .....	35
2.4.2 Gurtgeschwindigkeit .....	35
2.4.3 Füllquerschnittsfläche .....	36
2.5 Erreichbare Förderleistung.....	38
2.6 Tragrollenstühle .....	38
2.6.1 Tragrollendurchmesser .....	39
2.6.2 Tragrollenabstand.....	40
2.7 Zusammenfassung .....	41
3 Berechnung, Konzeptfindung und Auslegung.....	42
3.1 Grundlagen .....	42

3.1.1	Bewegungswiderstände .....	42
3.1.2	Leistungsbedarf .....	45
3.1.3	Mindestgurtzugkräfte .....	46
3.2	Gesamtbewegungswiderstände und Leistungsbedarf der verschachtelten Anlage	47
3.2.1	Bewegungswiderstände .....	47
3.2.2	Leistungsbedarf .....	50
3.3	Anlagenkonzepte .....	50
3.3.1	Konzept 1 .....	51
3.3.2	Konzept 2 .....	51
3.3.3	Konzept 3 .....	58
3.4	Auslegung .....	65
3.4.1	Gurtzugkräfte im Betrieb, Vorspannkraft .....	65
3.4.2	Fördergurt .....	74
3.4.3	Trommeldurchmesser .....	78
4	Umsetzung .....	80
4.1	Bandgerüst .....	80
4.2	Aufgabestation .....	80
4.3	Abgabestation .....	81
4.4	Alternative mit getrenntem Untertrum .....	81
5	Versuchsstand .....	82
5.1	Auslegung .....	82
5.2	Konstruktion .....	82
5.3	Versuchsdurchführung .....	85
5.3.1	Vorbereitung .....	85
5.3.2	Versuche mit flachem Untertrum .....	86
5.3.3	Versuche mit gemuldetem Untertrum .....	91
5.3.4	Zusammenfassung .....	93
6	Wirtschaftliche Betrachtung .....	94
6.1	Bandgerüst .....	94
6.2	Gerüstunterbau .....	96
6.2.1	Unterbau mit Begehungen .....	96
6.2.2	Unterbau für ein Gerüst mit Wartungsfahrzeug .....	97
6.3	Abgabestation .....	98
6.4	Aufgabestation .....	101
6.5	Ergebnisse .....	103
6.5.1	Gemeinsames Untertrum .....	104

6.5.2 Getrenntes Untertrum.....	104
7 Ausblick .....	106
Literaturverzeichnis .....	107
Anhang A.....	108
Anhang B.....	119
Anhang C.....	150

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Einteilung der Stetigförderer.....	17
Abbildung 2: Schlauchgurtförderer: Prinzip.....	18
Abbildung 3: Schlauchgurtförderer: Gutaufgabe.....	18
Abbildung 4: Schlauchgurtförderer: Tragrollenstühle (links); Prinzipskizze (rechts).....	19
Abbildung 5: Schlauchgurtförderer: Einsatzbeispiel.....	19
Abbildung 6: RopeCon: Vergleich mit einem konventionellen Förderband.....	20
Abbildung 7: RopeCon: Einsatzbeispiel.....	21
Abbildung 8: RopeCon: Abwurfstelle.....	21
Abbildung 9: PocketLift: Gesamtanlage links; Bandsystem rechts.....	22
Abbildung 10: PocketLift Typ II: Konzeptskizze.....	23
Abbildung 11: Fliehkraftentleerung.....	23
Abbildung 12: Sicon: schematische Anlage.....	24
Abbildung 13: Sicon: Aufbau.....	24
Abbildung 14: Sicon: Gutaufgabe.....	25
Abbildung 15: Sicon: Gutabgabe.....	25
Abbildung 16: Sicon: Umlenkscheibe (oben) und Antriebsscheibe (unten).....	26
Abbildung 17: Sandwich-Förderer: Prinzip.....	27
Abbildung 18: Sandwich-Förderer: Niederhalter.....	27
Abbildung 19: Sandwich-Förderer: „Loop Belt Elevator“.....	28
Abbildung 20: Pneumatisches Förderband: Prinzip.....	28
Abbildung 21: Aitik Kupfermine in Nord-Schweden.....	30
Abbildung 22: Eisenerz Minen: Kiruna (Schweden) links; Sydvaranger Gruve in Norwegen rechts.....	30
Abbildung 23: Mae Moh Braunkohle Mine in Thailand.....	31
Abbildung 24: Schaufelradbagger und Bandwagen im Zusammenspiel.....	31
Abbildung 25: Bandbrücke des Braunkohlekraftwerks in Belchatow, Polen.....	32
Abbildung 26: Bandbrücke des Kraftwerks in Civitavecchia, Italien.....	32
Abbildung 27: Theoretischer Füllquerschnitt.....	36
Abbildung 28: Böschungswinkel.....	37
Abbildung 29: Frequenzabhängigkeit.....	37
Abbildung 30: Hauptwiderstände.....	40
Abbildung 31: Nebenwiderstände.....	44
Abbildung 32: Nutzungsbogen.....	46
Abbildung 33: Nutzungs- und Ruhebogen; $\alpha_N = \varphi_N$ .....	46

Abbildung 34: Mehrtrommelantrieb; $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ .....	47
Abbildung 35: Basiskonzept .....	48
Abbildung 36: Konzept 1 .....	51
Abbildung 37: Konzept 2.....	51
Abbildung 38: Konzept 2, Gurtzugkräfte .....	52
Abbildung 39: Konzept 2, Band 1, Umfangskräfte und Umschlingungswinkel .....	53
Abbildung 40: Konzept 2, Band 1 .....	55
Abbildung 41: Konzept 3.....	58
Abbildung 42: Konzept 3, Gurtzugkräfte .....	59
Abbildung 43: Konzept 3, Umfangskräfte und Umschlingungswinkel.....	60
Abbildung 44: Band 1, Gurtzugkräfte .....	66
Abbildung 45: Gurtzugkraftverlauf Band 1 .....	67
Abbildung 46: Zwischenantriebe Band 1 .....	67
Abbildung 47: Gurtzugkraftverlauf mit Zwischenantrieben Band 1 .....	69
Abbildung 48: Vorspannkraft Band 1 .....	69
Abbildung 49: Band 2, Gurtzugkräfte .....	70
Abbildung 50: Gurtzugkraftverlauf Band 2.....	70
Abbildung 51: Zwischenantriebe Band 2.....	71
Abbildung 52: Gurtzugkraftverlauf mit Zwischenantrieben Band 2 .....	72
Abbildung 53: Vorspannkraft Band 2 .....	73
Abbildung 54: Stahlseilgurt Aufbau .....	77
Abbildung 55: Trommelarten .....	78
Abbildung 56: Versuchsstand Übersicht.....	83
Abbildung 57: Versuchsstand Tragrollenstuhl Obertrum .....	83
Abbildung 58: Versuchsstand Tragrollenstühle Untertrum .....	84
Abbildung 59: Versuchsstand Spanneinrichtung Gurt 1 .....	84
Abbildung 60: Versuchsstand Lastaufbringer .....	85
Abbildung 61: Versuchsstand Gurtverbindung .....	86
Abbildung 62: Versuchsstand Schwingungen im Untertrum.....	87
Abbildung 63: Versuchsstand Wellenbildung im Untertrum.....	88
Abbildung 64: Versuchsstand Gurtstau vor Antriebstrommel 2.....	88
Abbildung 65: Versuchsstand Gurtstau bei verschobenem Rollenstuhl 3.....	89
Abbildung 66: Versuchsstand Lastaufbringer .....	90
Abbildung 67: Versuchsstand V-Mulde .....	92
Abbildung 68: Versuchsstand Niederhalter zwischen Rollenstuhl 3 und AT2 .....	93
Abbildung 69: Vergleich Gerüste.....	94

Abbildung 70: Vergleich Gerüste redundant.....	95
Abbildung 71: Vergleich Stahlbau Abgabestation .....	99
Abbildung 72: Vergleich Gurtsystem Abgabestation (schematisch).....	99
Abbildung 73: Vergleich Stahlbau Aufgabestation.....	102
Abbildung 74: Vergleich Gurtsystem Aufgabestation (schematisch) .....	102

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Fördergut-Eigenschaften.....	34
Tabelle 2: Mindestgurtbreiten.....	35
Tabelle 3: Fördergeschwindigkeit.....	35
Tabelle 4: Tragrollen-Mantellänge.....	36
Tabelle 5: Tragrollendurchmesser.....	40
Tabelle 6: Zusammenfassung der Hauptdaten.....	41
Tabelle 7: Fiktiver Reibungsbeiwert.....	42
Tabelle 8: Masse der Tragrollenmulde.....	43
Tabelle 9: Richtwerte für die Masse ( $2m_G' + m_R'$ ) in [kg/m].....	43
Tabelle 10: Reibungsbeiwert.....	53
Tabelle 11: Konzept 3, Zusammenfassung.....	64
Tabelle 12: Zusammenfassung Gurtzug- und Vorspannkkräfte (stationärer Betriebszustand) .....	74
Tabelle 13: Antriebsleistungen.....	74
Tabelle 14: Umfangskräfte im Anfahrzustand.....	75
Tabelle 15: Zusammenfassung Gurtzug- und Vorspannkkräfte (Anfahrzustand).....	75
Tabelle 16: Technische Daten Stahlseilgurte.....	76
Tabelle 17: Gurtzug- und Vorspannkkräfte ohne Zwischenantriebe (stationär und instationär).....	77
Tabelle 18: Gegenüberstellung St 2800, St 5400.....	78
Tabelle 19: Faktor $c_1$ .....	79
Tabelle 20: Genormte Trommeldurchmesser [mm].....	79
Tabelle 21: Vergleich Gerüste.....	95
Tabelle 22: Ergänzungen für redundante Anlage.....	96
Tabelle 23: Vergleich Unterbau (Begehungen).....	97
Tabelle 24: Vergleich Unterbau (Fahrzeug).....	98
Tabelle 25: Vergleich Abgabestation.....	101
Tabelle 26: Ergänzung für redundante Abgabestation.....	101
Tabelle 27: Vergleich Aufgabestation.....	103
Tabelle 28: Ergänzung für redundante Aufgabestation.....	103
Tabelle 29: Amortisationslängen; gemeinsames Untertrum.....	104
Tabelle 30: Amortisationslängen; getrenntes Untertrum.....	105



## Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
$A_{1,th}$	Theoretische Teilquerschnittsfläche 1	$m^2$
$A_{2,th}$	Theoretische Teilquerschnittsfläche 2	$m^2$
$A_{th}$	Theoretische Füllquerschnittsfläche	$m^2$
B	Gurtbreite	m
b	Nutzbare Gurtbreite	m
C	Längenbeiwert	-
$c_I$	Faktor abhängig vom Zugträgermaterial	-
$D_R$	Tragrollendurchmesser	mm
f	Fiktiver Reibungsbeiwert	-
$F_H$	Hauptwiderstand	N
$F_{HO}$	Hauptwiderstand im Obertrum	N
$F_{HU}$	Hauptwiderstand im Untertrum	N
$F_N$	Nebenwiderstand	N
$F_{NO}$	Nebenwiderstand im Obertrum	N
$F_{NU}$	Nebenwiderstand im Untertrum	N
$f_O$	Fiktiver Reibungsbeiwert im Obertrum	-
$F_S$	Sonderwiderstand	N
$F_{St}$	Steigungswiderstand	N
$F_{StO}$	Steigungswiderstand im Obertrum	N
$F_{StU}$	Steigungswiderstand im Untertrum	N
$F_{TO}$	Erforderliche Mindestgurtzugkraft im Obertrum	N
$F_{TU}$	Erforderliche Mindestgurtzugkraft im Untertrum	N
$f_U$	Fiktiver Reibungsbeiwert im Untertrum	-

$F_U$	Umfangskraft	N
$F_{UZ}$	Umfangskraft des Zwischenantriebs	N
$F_W$	Bewegungswiderstand	N
H	Förderhöhe	m
$h_{rel}$	Relativer Durchhang	-
$I_m$	Massenstrom	t/h
$I_{m,N}$	Nennmassenstrom	t/h
$I_V$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h
$I_{V,N}$	Nennvolumenstrom	m <sup>3</sup> /h
$I_{V,th}$	Theoretischer Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h
k	Kantenlänge	mm
$k_{max}$	Breitenbezogene Gurtspannung	N/mm
$K_A$	Anlauffaktor	-
$k_N$	Nennbruchkraft bezogen auf die Gurtbreite	N/mm
L	Förderlänge	m
$l_M$	Tragrollen-Mantellänge	mm
$L_O$	Tragrollenabstand im Obertrum	m
$L_U$	Tragrollenabstand im Untertrum	m
$m_G'$	Masse des Fördergurtes pro Meter	kg/m
$m_{GO}'$	Masse des Fördergurtes im Obertrum pro Meter	kg/m
$m_{GU}'$	Masse der Fördergurte im Untertrum pro Meter	kg/m
$m_L'$	Masse des Fördergutes pro Meter	kg/m
$m_R'$	Masse aller drehenden Tragrollenteile pro Meter	kg/m
$m_{RO}'$	Masse aller drehenden Tragrollenteile im Obertrum pro Meter	kg/m
$m_{RU}'$	Masse aller drehenden Tragrollenteile im Untertrum pro Meter	kg/m
$n_R$	Grenzdrehzahl der Tragrollen	U/min

$P_{M,erf}$	Erforderliche Motorleistung	W
$P_{MN}$	Installierte Motorleistung	W
$P_{MNZ}$	Installierte Motorleistung des Zwischenantriebs	W
$P_W$	Antriebsleistung	W
$P_{W,Heck}$	Antriebsleistung am Heck der Anlage	W
$P_{W,Kopf}$	Antriebsleistung am Kopf der Anlage	W
$P_{WZ}$	Antriebsleistung des Zwischenantriebs	W
s	Schlupf	-
S	Sicherheitsfaktor	-
T	Gurtzugkraft	N
$T_V$	Vorspannkraft	N
$T_V^*$	Vorspanngurtzugkraft	N
$T_Z$	Gurtzugkraft im Bereich des Zwischenantriebs	N
U	Bewegungs-Hauptwiderstand	%
U'	Laufwiderstand der Tragrollen	%
U''	Walkwiderstand	%
v	Fördergeschwindigkeit	m/s
$\alpha$	Umschlingungswinkel	rad
$\alpha_N$	Winkel des Nutzungsbogen	rad
$\beta$	Böschungswinkel, Schüttwinkel	°
$\delta_{max}$	Maximale Steigung/Gefälle	°
$\delta_{min}$	Minimale Steigung/Gefälle	°
$\eta$	Wirkungsgrad des Antriebsmotors	-
$\lambda$	Muldungswinkel	°
$\mu$	Reibungskoeffizient zwischen Förderband und Trommel	-
$\mu_i$	Reibungskoeffizient (innere Reibung)	-

$\mu_w$	Reibungskoeffizient (Wandreibung)	-
$\varrho$	Schüttdichte	t/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Effektiver Füllungsgrad	-
$\varphi_{\text{Betr.}}$	Betriebsfaktor	-
$\varphi_{\text{St}}$	Abminderungsfaktor bei geneigter Förderung	-
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AT	Antriebstrommel
ATZ	Antriebstrommel des Zwischenantriebs
Bzw.	Beziehungsweise
Ca.	Circa
Engl.	Englisch
Etc.	Et cetera
LKW	Lastkraftwagen
Max.	Maximum, maximal
OT	Obertrum
Sog.	Sogenannte
U.a.	Unter anderem, unter anderen
Usw.	Und so weiter
UT	Untertrum
Vgl.	Vergleiche
Z.B.	Zum Beispiel

# 1 Einleitung

Bandförderer zählen zu den wichtigsten Stetigförderern für Schütt- und Stückgut (Abbildung 1). Sie bilden neben anderen Vertretern wie Becherwerken, Kratzer-, Trogketten- und Schneckenförderern sowie auch Seilbahnen u.a. die Gruppe der mechanischen Förderer mit umlaufendem Zugorgan. Wo bei Bandförderern und Einseilbahnen sowohl Zug- als auch Tragorgan vom Fördergurt bzw. Förderseil gebildet vereinigt umlaufen, sind bei allen anderen Förderern Zug- und Tragmittel voneinander getrennt. Beispielsweise dient bei Becherwerken die Kette bzw. der Gurt (je nach Ausführung) als Zugmittel und der Becher bildet das Tragorgan. Eine ähnliche Einteilung ergibt sich bei Förderschnecken mit einem rotierenden Zugorgan (der Schnecke) und dem ortsfesten Tragorgan in Form des Troges.

Ergänzend erwähnt seien Stetigförderer ohne Zugorgan. Häufige Vertreter dieser Gruppe sind Schwingförderer, also Schüttelrutschen und Schwingrinnen für den Schüttguttransport, als Bunkerabzugssysteme, für Entwässerungsmaßnahmen oder zur Säuberung von Sandgussteilen nach dem Ausformen. Aber auch Systeme ohne Energiezufuhr wie Schwerkraftförderer (Kurven- und Wendelrutschen) sowie Rollenbahnen (getrieben oder treibend) finden in der Praxis häufig Anwendung.

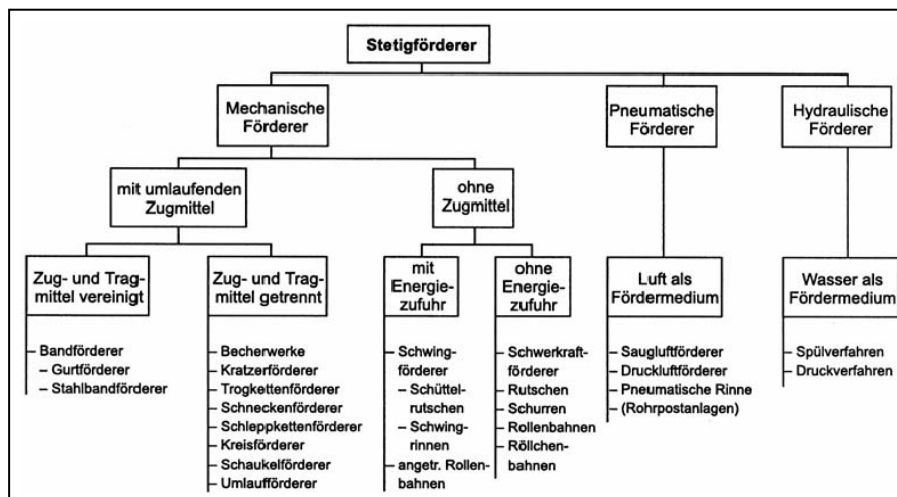


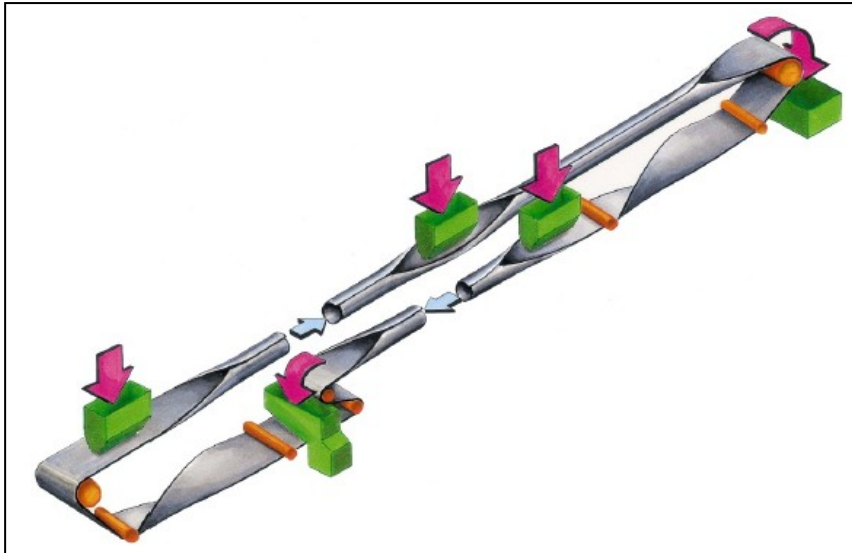
Abbildung 1: Einteilung der Stetigförderer<sup>1</sup>

## 1.2 Bandförderer - Stand der Technik

### 1.2.1 Schlauchgurtförderer (Rollgurtförderer, engl.: Pipe Conveyor)

Abbildung 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Schlauchgurtförderers mit mehreren Auf- und Abgabestellen.

<sup>1</sup> Quelle: Martin (2006), S.130



**Abbildung 2: Schlauchgurtförderer: Prinzip<sup>2</sup>**

Unmittelbar nach der Schüttgutaufgabe wird der Gurt durch mehrere Rollenstationen zu einem leicht überlappenden kreisförmigen Querschnitt eingeformt (Abbildung 3). Dabei ist eine dosierte Aufgabe zur Vermeidung von Überschüttung unbedingt erforderlich. Außerdem gilt es auf die Temperatur des Schüttgutes zu achten, um Hitzestaus und damit verbundene Anlagenausfälle zu vermeiden.

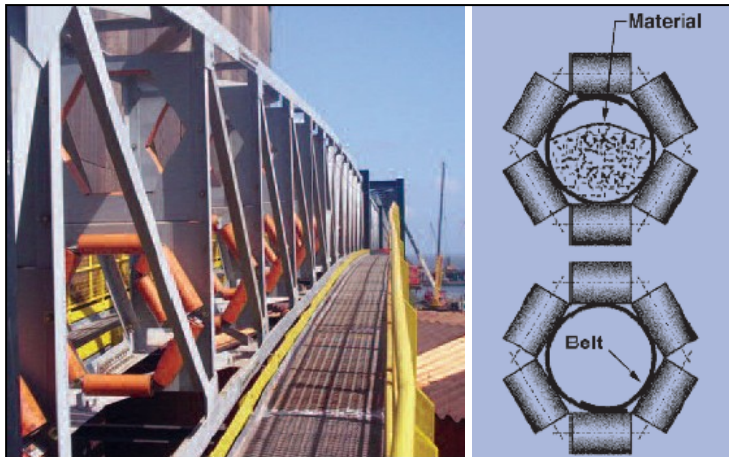
Vor dem Abwurf geschieht der gleiche Vorgang in umgekehrter Reihenfolge – der Schlauch wird geöffnet damit das Gut abgeworfen und der Gurt um die Umlenktrommel laufen kann. Zwischen Auf- und Abgabe wird der Schlauch, wie in Abbildung 4 zu sehen ist, in kreisförmig angeordneten Tragrollenstühlen geführt.



**Abbildung 3: Schlauchgurtförderer: Gutaufgabe<sup>3</sup>**

<sup>2</sup> Quelle: Bos (2011), S.3

<sup>3</sup> Quelle: Bateman Engineered Technologies (2012), S.2



**Abbildung 4: Schlauchgurtförderer: Tragrollenstühle (links); Prinzipskizze (rechts)<sup>4</sup>**

Die Stärke der Schlauchgurtförderer liegt in ihrer flexiblen Linienführung (Abbildung 5). Horizontal- als auch Vertikalkurven mit Radien bis 45 m (abhängig vom Schlauchdurchmesser) sind ohne Probleme realisierbar. Zum Vergleich: Ein konventioneller Gurtförderer hat einen Kurvenradius von ca. 300 m.

Durch die vollkommen abgeschlossene Förderung ist das Schüttgut von äußeren Einflüssen und umgekehrt die Umwelt von Belastungen aufgrund Staub oder verlorengem Material geschützt.



**Abbildung 5: Schlauchgurtförderer: Einsatzbeispiel<sup>5</sup>**

Erhöhte Kontroll- und Instandhaltungskosten und die aus der großen Anzahl an Tragrollen resultierenden erhöhten Bewegungswiderstände und damit verbundenen erforderlichen Antriebsleistungen (ungefähr das 2,5-fache von konventionellen Gurtförderern) limitieren den Einsatz auf Fälle, bei denen keine Alternativen möglich sind.

<sup>4</sup> Quelle: Bateman Engineered Technologies (2012), S.3-4

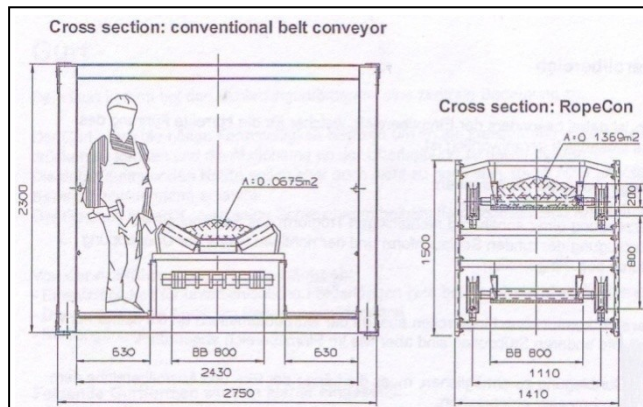
<sup>5</sup> Quelle: Bateman Engineered Technologies (2012), S.2

## 1.2.2 Spezialfördergurt „RopeCon“

Wie aus der Bezeichnung abgeleitet werden kann, ist der von der Firma Doppelmayr entwickelte RopeCon eine Kombination aus Gurtförder- und Seilbahntechnik.

Im Wesentlichen besteht er aus einem Wellkantengurt als Zug- und Tragorgan mit in bestimmten Abständen (ca. 8 m) aufvulkanisierten Achsen mit Seilrollen. Diese Rollen laufen auf je zwei Stahlseilen in Ober- und Untertrum, welche durch eine Art Rahmengestell in Position gehalten werden.

Bei gleicher Gurtbreite und Fördergeschwindigkeit reduziert sich verglichen mit einem konventionellen Gurtförderer die Querschnittsfläche der Gesamtanlage um 30 % und erhöht sich die Füllquerschnittsfläche um 50 %, wie aus Abbildung 6 ersichtlich ist. Es werden keinerlei Begehungen für Wartungszwecke benötigt, da alle beweglichen Teile, also die Seilrollen, umlaufen und von einem festen Punkt aus in bestimmten Wartungsintervallen überprüft werden können.



**Abbildung 6: RopeCon: Vergleich mit einem konventionellen Förderband<sup>6</sup>**

Durch Abstüzlängen von bis zu 2 km ist eine Förderung unabhängig von den Geländeeigenschaften möglich (Abbildung 7).

Gurtabstreifer, die durch die seitlichen Wellkanten und die in gleichen Abständen aufvulkanisierten Achsen schwierig zu gestalten wären, fallen weg, indem der Gurt nach dem Abwurf gewendet wird (geführte Wendung oder freie Wendung mit weniger Verlusten) und so die schmutzige Seite auch im Untertrum auf der Oberseite liegt.

<sup>6</sup> Quelle: Kessler (WS 2011/12), S.90





**Abbildung 7: RopeCon: Einsatzbeispiel<sup>7</sup>**

Da lediglich die Laufrollen und ansonsten keinerlei Führungs- oder Tragrollen im Einsatz sind, bleiben die Bewegungswiderstände gering und die erforderliche Antriebsleistung beträgt ungefähr die Hälfte jener von normalen Bandförderanlagen. Außerdem treten kaum Abrollgeräusche auf, wodurch der RopeCon ohne Zusatzeinrichtungen sogar in Siedlungsgebieten betrieben werden kann.

Ein weiterer Vorteil aufgrund der Führung auf den Seilen besteht darin, dass die Abwurfstelle durch Verlängerung bzw. Verkürzung des Gurtes ohne großen konstruktiven Aufwand verschiebbar ist (Abbildung 8).



**Abbildung 8: RopeCon: Abwurfstelle<sup>8</sup>**

Erst ab einer Förderlänge über 1000 m nimmt der verringerte Energiebedarf des RopeCon verglichen mit einem normalen Gurtförderer nennenswerte Größen an. Bei ca. 1000 m Länge sind die Kosten ungefähr deckungsgleich, bei kleineren Anlagen ist der RopeCon ungefähr um 1/3 teurer.

---

<sup>7</sup> Quelle: ContiTech AG (04/2009), S.90

<sup>8</sup> Quelle: Parker (09/2008)

Eine Abwandlung des RopeCon, die anstatt auf Drahtseilen auf Schienen fährt, ist der RailCon mit ansonsten analogem Aufbau und gleicher Funktionsweise. Dieser findet eher für Stückguttransport z.B. von Paletten in Bodennähe Einsatz, da Schienen nicht wie Drahtseile problemlos über weite Strecken freitragend installiert werden können.

### 1.2.3 Spezialfördergurt „PocketLift“

Der PocketLift ist eine Sonderform eines Gurtförderers für Steil- und Senkrechtförderung bis zu 500 m Förderhöhe (Abbildung 9). Er ist eine Weiterentwicklung der bereits bestehenden Flexowell-Technologie, einem Fördergurt mit seitlich in Kettrichtung verlaufenden gewellten Profilen und Querstegen in Schussrichtung für Bandneigungen von 45-90°.

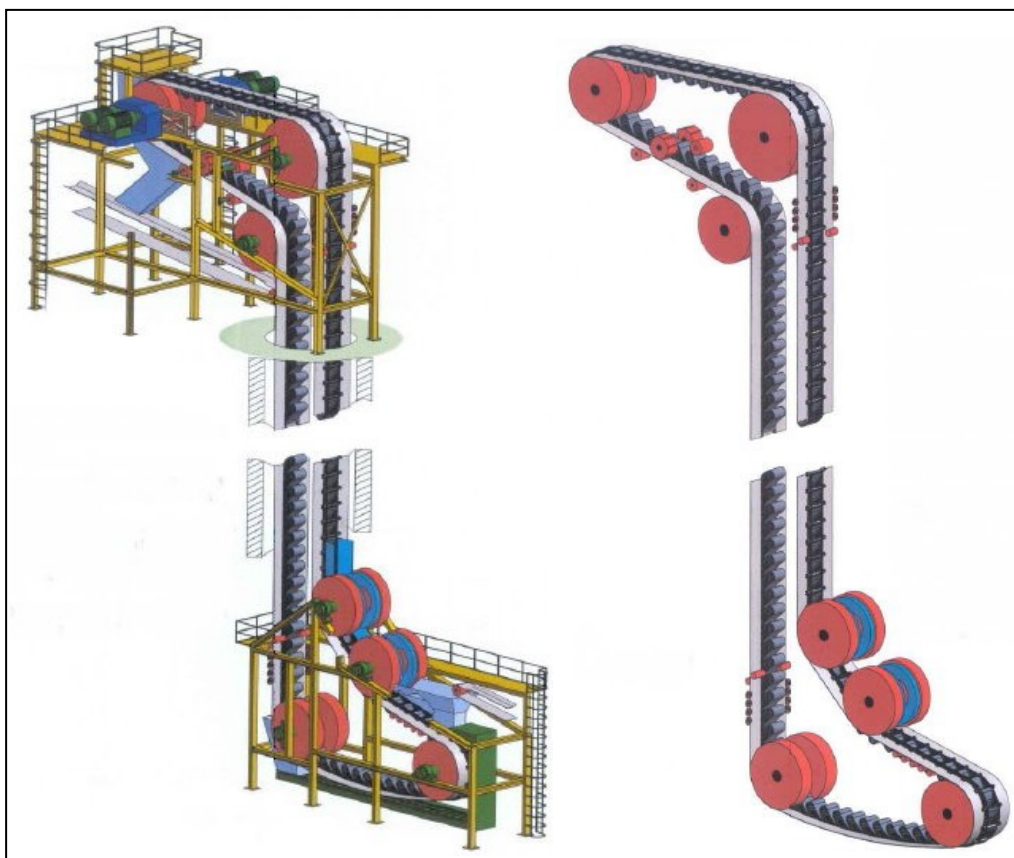


Abbildung 9: PocketLift: Gesamtanlage links; Bandsystem rechts<sup>9</sup>

Trag- und Zugmittel sind beim PocketLift voneinander getrennt. Wie in Abbildung 10 anhand eines Teilstückes des Förderbandes zu erkennen ist, dienen zwei Stahlseilgurtstreifen (1) die über Querträger (2) miteinander verbunden sind, zur Übertragung der Zugkräfte. An diese Querträger sind die eigentlichen Tragorgane, die Pockets oder Taschen (3) geschraubt. Die Seitenteile sind wie beim Flexowell-Gurt als Wellkante ausgeführt, um eine Umlenkung an den Trommeln zu ermöglichen.

<sup>9</sup> Vgl. Metso Minerals (Moers) GmbH (03/2004), S.3-4

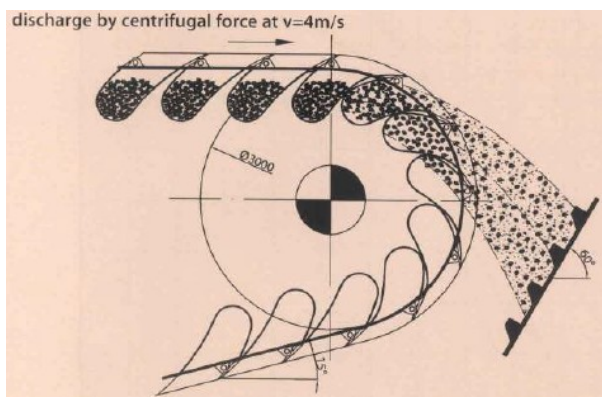


**Abbildung 10: PocketLift Typ II: Konzeptskizze<sup>10</sup>**

Die Fördergutaufgabe erfolgt durch Einschütten in horizontaler oder geneigter Bandposition. Es gibt drei Arten der Entleerung der Pockets, die primär von der Fördergeschwindigkeit und sekundär vom Durchmesser der Trommel abhängig sind (vergleichbar mit Becherwerken).

Diese Arten sind:

- Schwerkraftentleerung bei langsam laufenden Bändern ( $v < 1$  m/s).
- Schwerkraft- und Fliehkraftentleerung bei schneller laufenden Anlagen ( $1$  m/s  $< v < 2,5$  m/s).
- Reine Fliehkraftentleerung bei schnell laufenden Förderbändern ( $2,5$  m/s  $< v < 4$  m/s), siehe Abbildung 11.



**Abbildung 11: Fliehkraftentleerung<sup>11</sup>**

Der PocketLift erreicht eine Förderleistung von  $4000$  m<sup>3</sup>/h, abnehmend mit steigender Förderhöhe, bei einer Bandgeschwindigkeit von  $4$  m/s und einer Taschenbreite bis  $1200$  mm. Mit Gurtbreiten bis  $800$  mm werden Gesamtbreiten (Gurt, Tasche, Querträger) bis  $3000$  mm gemessen.

<sup>10</sup> Vgl. Metso Minerals (Moers) GmbH (03/2004), S.16

<sup>11</sup> Quelle: Metso Minerals (Moers) GmbH (03/2004), S.20

## 1.2.4 Spezialfördergurt „Sicon“

In Kurvengängigkeit und Linienführung nicht zu übertreffen ist der Sicon. Die schematische Darstellung der Hauptkomponenten einer Sicon-Anlage in Abbildung 12 zeigt die möglichen Kurvenradien von weniger als einem Meter und eine Umlenkung von bis zu 180° (auch in beladenem Zustand).

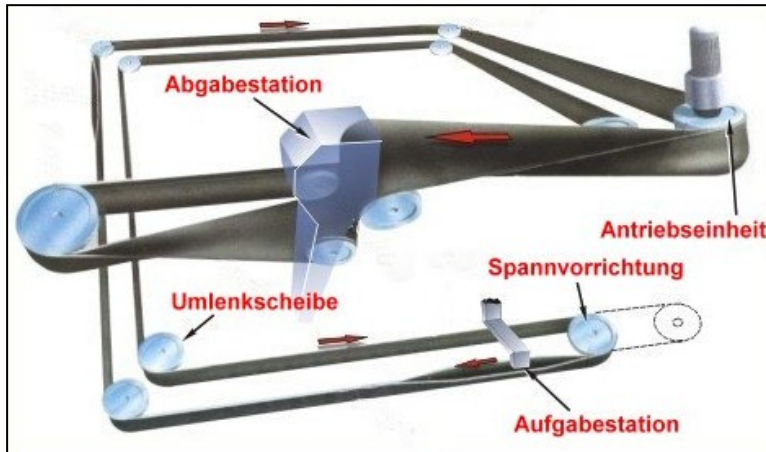


Abbildung 12: Sicon: schematische Anlage<sup>12</sup>

Anhand Abbildung 13 ist der Aufbau des Sicon gut zu beschreiben: Das Schüttgut (1) wird in einem zu einer Taschenform aufgebogenen Gurt (2) transportiert. Die Führungsrolle (3) und Stützrolle (4) lenken den Gurt über die zwei aufvulkanisierten Profile (6). In diese Profile ist wiederum je ein Stahlseil (5) einvulkanisiert, welches die Gurtzugkräfte überträgt. Führungs- und Stützrolle sind gemeinsam am Stahlbau (7) befestigt.

Dass diese zwei Stahlseile vertikal übereinander angeordnet sind, macht diese engen Kurvenradien erst möglich.

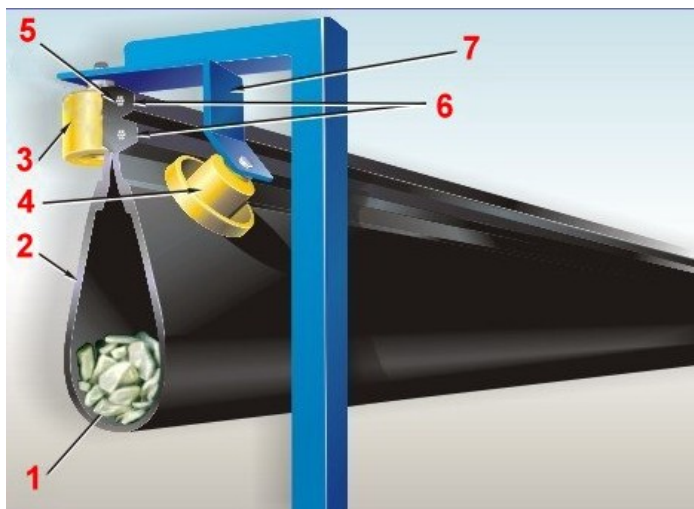
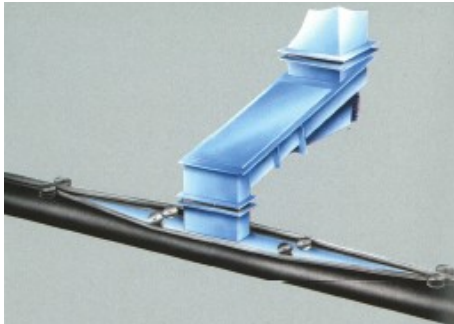


Abbildung 13: Sicon: Aufbau<sup>13</sup>

<sup>12</sup> Vgl. CKIT (2012)

<sup>13</sup> Vgl. CKIT (2012)

Die Beladung erfolgt ähnlich dem Schlauchgurtförderer durch Öffnen der Tasche vor und Schließen nach der Aufgabestation mit speziellen Führungsrollen (Abbildung 14). Diese geschlossene Förderung bringt erneut den Vorteil des emissionsfreien Transports und kann somit auch in geschlossenen Räumen angewendet werden.



**Abbildung 14: Sicon: Gutaufgabe<sup>14</sup>**

Beim Schüttgutabwurf, wie Abbildung 15 zeigt, öffnet sich der Gurt aufgrund der flachen Form der Umlenktrommel und nimmt nach Umlauf um die Trommel(n) die bereits bekannte Taschenform wieder ein, wodurch Gurtreinigungseinrichtungen nicht erforderlich sind.



**Abbildung 15: Sicon: Gutabgabe<sup>15</sup>**

Bei der Umlenkung ist darauf zu achten, auf welcher Seite des Gurtes sich die Scheibe befindet. Wird der Sicon an der flachen Seite umgelenkt, dann muss auch die Scheibe flach ausgeführt sein, wie am Beispiel einer Umlenktrommel in Abbildung 16 oben gezeigt wird. Erfolgt die Umlenkung hingegen an der profilierten Seite, dann wird eine Scheibe mit Nuten wie bei der Antriebseinheit in Abbildung 16 unten benötigt.

In Abbildung 16 sind außerdem die unterhalb der Scheiben angebrachten Gurtstützen zu erkennen (im Falle der Umlenkscheibe durch eine Konstruktion mit gebogenem Rundstahl

<sup>14</sup> Quelle: Contitech Transportbandsysteme GmbH (2007), S.4

<sup>15</sup> Quelle: Contitech Transportbandsysteme GmbH (2007), S.4



und bei der Antriebsscheibe darunter in Form eines konischen Ringes). Der Rundstahl wird bei der Umlenkung des unbeladenen Gurtes, und der Ring als Stützung des beladenen Gurtes verwendet.

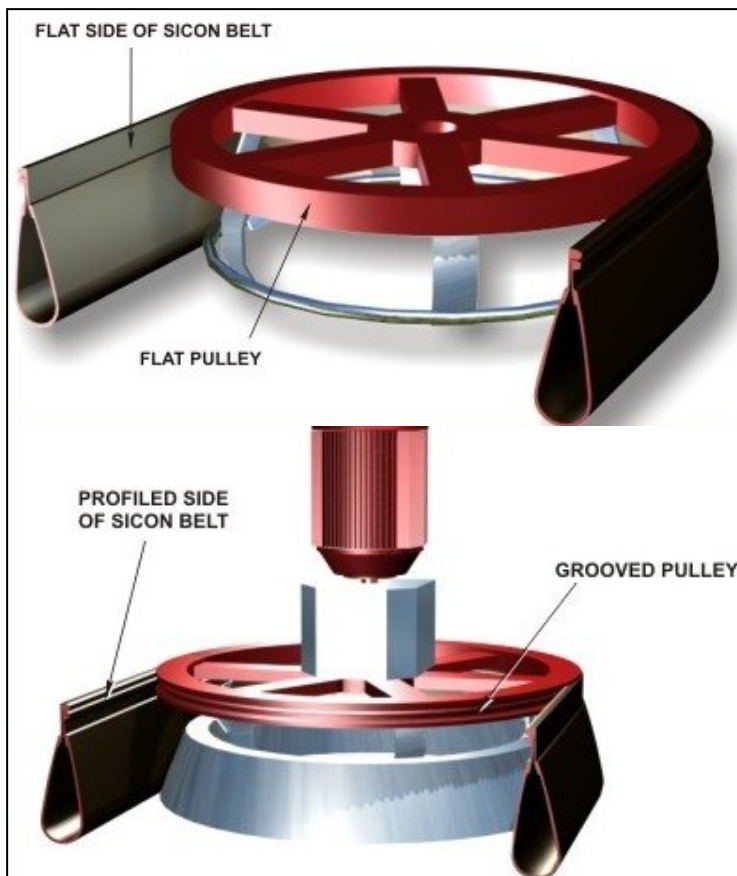


Abbildung 16: Sicon: Umlenkscheibe (oben) und Antriebsscheibe (unten)<sup>16</sup>

Die Förderleistung von bis zu 380 m<sup>3</sup>/h bei einer Fördergeschwindigkeit von 3 m/s für eine im aufgefalteten Zustand gemessene Gurtbreite von 1400 mm ist vergleichsweise gering. In Anbetracht der Stärken, wie der individuellen Linienführung oder der emissionsfreien Förderung, ist das Haupteinsatzgebiet vor allem in der innerbetrieblichen Materiallogistik mit vergleichsweise kurzen Förderstrecken zu finden.<sup>17</sup>

### 1.2.5 Sandwich-Förderer

Ein herkömmlicher Fördergurt mit glatter Deckplatte kann für Schüttguttransport bis zu einer Neigung von 20° verwendet werden. Beim Sandwich-Förderer kann mit dem gleichen Gurt sogar senkrecht gefördert werden, indem nach der Aufgabestelle das in sich stabilisierte Schüttgut durch einen zweiten Gurt abgedeckt wird.

In Abbildung 17 ist die Aufgabe auf den eigentlichen Fördergurt (Gurt 1) und das Darüberlegen des Gurtes 2 gut zu erkennen.

<sup>16</sup> Vgl. CKIT (2012)

<sup>17</sup> Vgl. Contitech Transportbandsysteme GmbH (2007), S.6

Durch das Aneinanderpressen der Gurte wird verhindert, dass das eingeschlossene Material bei steigender Förderung abrutscht. Die Kraft wird entweder durch die Gurtzugkräfte oder durch spezielle Niederhalterkonstruktionen (Beispiel siehe Abbildung 18) aufgebracht. Dabei sollte der Böschungswinkel (Schüttwinkel) des transportierten Gutes nicht kleiner als  $20^\circ$  sein um eine problemlose Förderung zu gewährleisten.

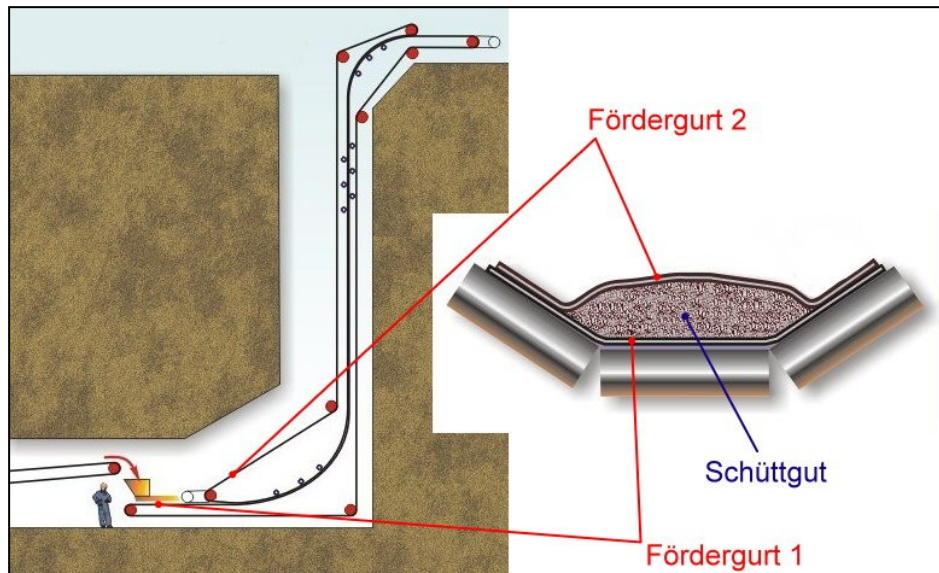


Abbildung 17: Sandwich-Förderer: Prinzip<sup>18</sup>

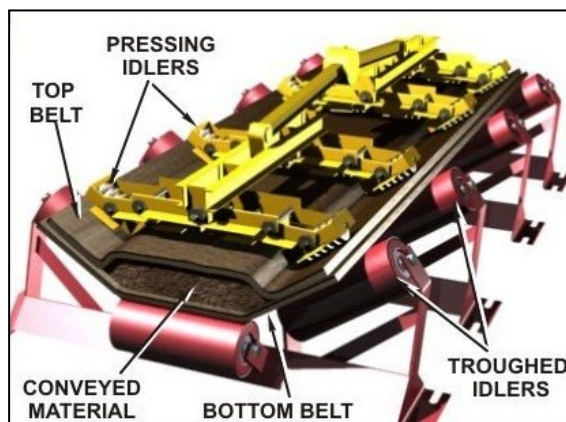


Abbildung 18: Sandwich-Förderer: Niederhalter<sup>19</sup>

Gurtbreiten bis zu drei Metern bei Fördergeschwindigkeiten bis 6 m/s ermöglichen Förderkapazitäten von 9000 t/h.

Die schematische Darstellung des „Loop Belt Elevator“ der US-amerikanischen Firma Stephens-Adamson zeigt die Möglichkeiten dieser Methode (Abbildung 19).

<sup>18</sup> Vgl. CKIT (2012)

<sup>19</sup> Vgl. CKIT (2012)

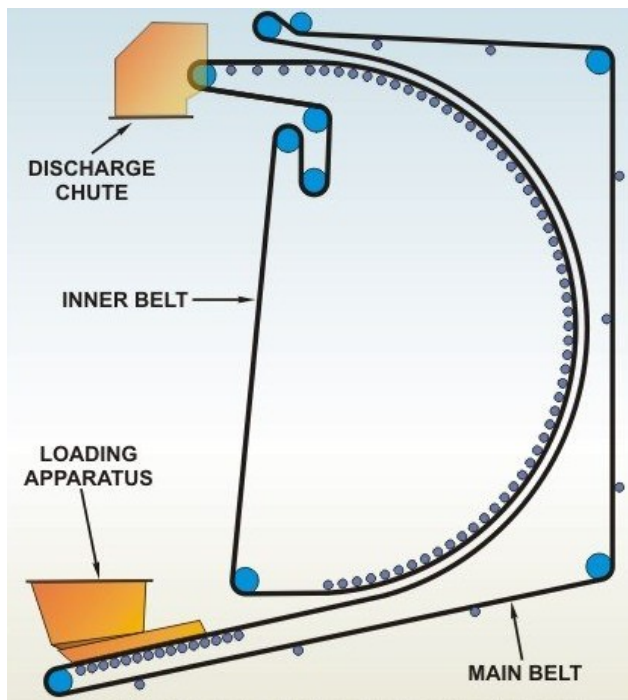


Abbildung 19: Sandwich-Förderer: „Loop Belt Elevator“<sup>20</sup>

### 1.2.6 Pneumatisches Förderband

Abbildung 20 zeigt den Aufbau eines pneumatischen Förderbandes anhand einer Prinzipskizze.

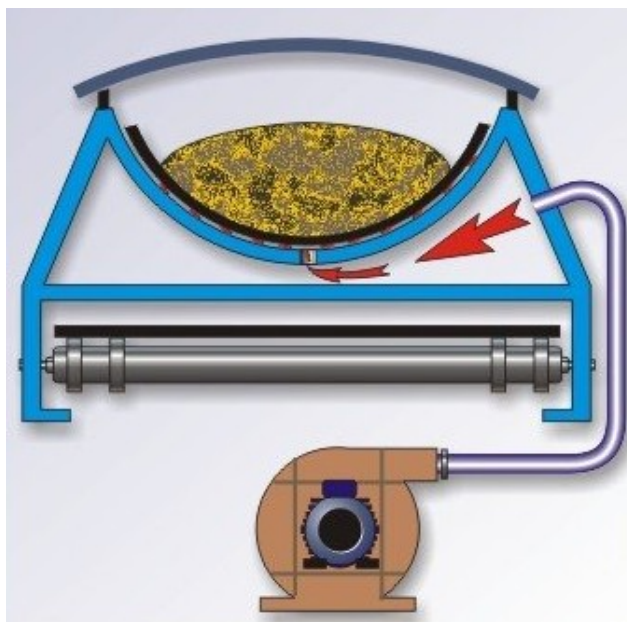


Abbildung 20: Pneumatisches Förderband: Prinzip<sup>21</sup>

<sup>20</sup> Vgl. CKIT (2012)

<sup>21</sup> Quelle: CKIT (2012)



Der Gurtrücklauf im Untertrum ist ident mit dem einer konventionellen Förderanlage mit Tragrollen. Auch die übrigen Anlagenteile wie Umlenk- und Antriebstrommeln, Spannstation und Abstreifer unterscheiden sich nicht, mit einer Ausnahme: dem Tragrollengerüst im Obertrum. Anstatt auf einem Gerüst mit Stützrollen gleitet der Gurt auf einem Luftkissen, wodurch die Bewegungswiderstände erheblich gesenkt werden. Ermöglicht wird das durch eine Luftkammer unterhalb des Gurtes. Diese Stahlkonstruktion hat in ihrer gewölbten Oberfläche, an die sich der Gurt exakt anschmiegt, eine Vielzahl von Löchern. Durch einen Kreiseldichter wird die Kammer mit Luft gefüllt, die wiederum durch die Löcher an der Oberseite ausströmt und so ein Luftkissen unter dem Gurt bildet, auf dem der Gurt samt Schüttgut gleiten kann.

Bei Förderanlagen mit Einhausung, wie es auch in Abbildung 20 dargestellt ist, muss eine Entlüftung ins Freie bzw. durch einen Filter vorgesehen werden.

Vorteile des pneumatischen Förderbandes sind die geringe erforderliche Antriebsleistung, kleinere Gurtzugkräfte aufgrund niedrigerer Widerstände, sowie weniger Geräuschemission und Schwingungen, bedingt durch das dämpfende Luftkissen.

Die Förderleistung nimmt durch eine mögliche Fördergeschwindigkeit von bis zu 10 m/s beachtliche Werte an.

## **1.2.7 Konventionelle Gurtförderer**

### **Überland-Förderbänder**

Der Schüttguttransport über längere Strecken ist sowohl mit LKW oder Eisenbahnwaggons möglich, als auch mithilfe von Überland-Förderbändern. Der Einsatz dieser Förderbänder ist eine umweltschonende, geräuscharme und kontinuierlich-fördernde Alternative, die weltweit im Einsatz ist. Durch Einhausungen beinahe staubfrei abgeschlossen, passen sie sich dem Gelände durch vertikale und horizontale Kurven im Band optimal an und gliedern sich somit ohne große Störungen in das Landschaftsbild ein.

Ein Vertreter dieser Überlandbänder ist in Abbildung 21 zu sehen. Mit einer Förderkapazität von 8000 t/h wird über eine Förderlänge von 7300 m Kupfer aus der Aitik-Mine in Schweden gefördert.



Abbildung 21: Aitik Kupfermine in Nord-Schweden<sup>22</sup>

### Untertage-Förderbänder

Förderanlagen Untertage (Beispiele siehe Abbildung 22) müssen widrigsten Bedingungen trotzen und ermöglichen einen raschen Vortrieb und Abtransport des Abraums und der Rohstoffe durch stetige Förderung.



Abbildung 22: Eisenerz Minen: Kiruna (Schweden) links; Sydvaranger Gruve in Norwegen rechts<sup>23</sup>

### Obertage-Minen-Förderbänder

Diese Gruppe von Bändern bildet eine Art Bindeglied zwischen den Abbauanlagen und den Haldenbeschickungs- bzw. Verlademaschinen. Das Förderband wird auf einer Seite der Mine durch einen Schaufelradbagger über einen Bandwagen beladen, oder bei Hartgestein durch Sprengungen über einen LKW und einen Brecher. Auf der anderen Seite wird das Schüttgut durch ein Haldenbeschickungsgerät auf ein Depot geschüttet oder über einen Schiffsbelader direkt auf einen Frachter geladen.

<sup>22</sup> Quelle: Sandvik Mining and Construction Materials Handling GmbH & Co KG (2010)

<sup>23</sup> Quelle: Sandvik Mining and Construction Materials Handling GmbH & Co KG (2012)

Wird vor der Gewinnung des eigentlichen Rohstoffes nur Abraum abgebaut, dann wird dieser meist mit dem Band um den Tagebau herum gefördert und die durch den Abbau entstandene Senke von der Gegenseite durch einen Absetzer aufgefüllt um das Gelände wieder anzugleichen.

Auf Schwellen montiert und durch Schienen verbunden, ergeben sich einzelne portable Module, die wie benötigt verschoben und erweitert werden können, um sich so den immer ändernden Bedingungen in einem Tagebau anzupassen (Abbildung 23).



Abbildung 23: Mae Moh Braunkohle Mine in Thailand<sup>24</sup>

### Förderbänder auf mobilen Maschinen

Hauptbestandteil und Kernelement jedes Schaufelradbaggers (engl. Bucket wheel excavators), Haldenbeschickungsgerätes (engl. Stacker, Spreader), Bandwagens (engl. Belt-wagon) oder kontinuierlichen Schiffsbe- und entladern (engl. Ship loader and unloader) ist ein im Vergleich mit den anderen Bändern kurzes Förderband. In Abbildung 24 ist die Interaktion zwischen Schaufelradbagger und Bandwagen zu erkennen. Der Bandwagen ist dabei das Bindeglied, das die Lücke zwischen dem sich bewegenden Bagger und dem festen Minenförderband schließt.



Abbildung 24: Schaufelradbagger und Bandwagen im Zusammenspiel<sup>25</sup>

<sup>24</sup> Quelle: Sandvik Mining and Construction Materials Handling GmbH & Co KG (2006)

<sup>25</sup> Quelle: Sandvik Mining and Construction Materials Handling GmbH & Co KG (2009)



## Bandbrücken

Entlang von Bandbrücken verlaufen meist zwei oder sogar drei Bandanlagen nebeneinander, zumeist komplett eingehaust und teilweise in beachtlichen Höhen. Sie finden in der innerbetrieblichen Schüttgutförderung Verwendung, beispielsweise in Nahrungsmittel- oder Energie erzeugenden Betrieben, wie es in Abbildung 25, dem Kohlekraftwerk in Belchatow (Polen) und Abbildung 26, dem Kohlekraftwerk Torrevaldaliga Nord in der Nähe von Rom zu sehen ist.



Abbildung 25: Bandbrücke des Braunkohlekraftwerks in Belchatow, Polen<sup>26</sup>

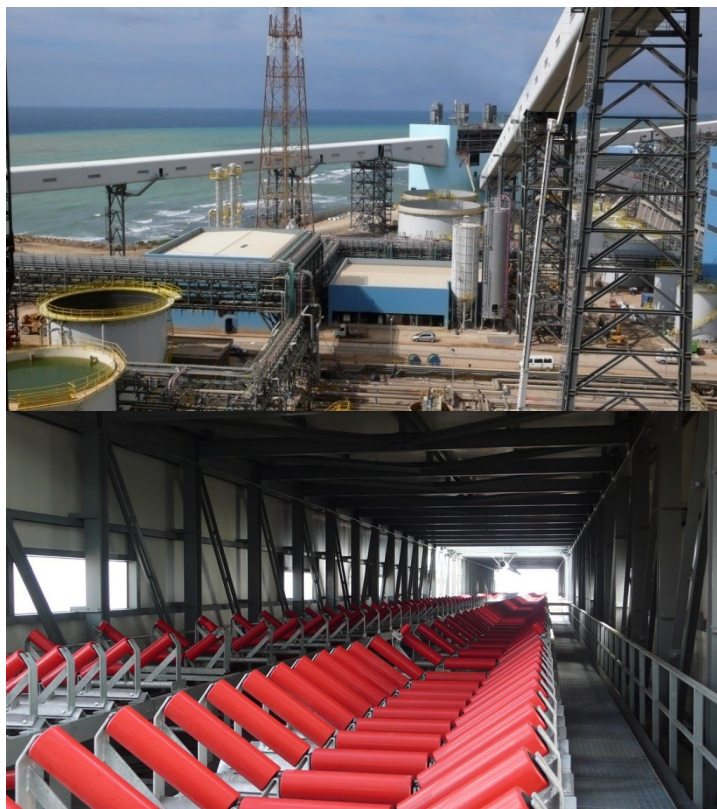


Abbildung 26: Bandbrücke des Kraftwerks in Civitavecchia, Italien<sup>27</sup>

<sup>26</sup> Quelle: Sandvik Mining and Construction Materials Handling GmbH & Co KG (2010)

<sup>27</sup> Quelle: Sandvik Mining and Construction Materials Handling GmbH & Co KG (2008)

### 1.3 Verbesserungspotential

Je schneller der Abraum beseitigt ist, desto eher kann mit der Rohstoffgewinnung begonnen werden. Mehr abgebaute Rohstoffmasse je Zeiteinheit bedeutet höhere Wirtschaftlichkeit. Wird ein Schiff in kürzerer Zeit be- oder entladen, können mehr Schiffe in der gleichen Zeit abgefertigt werden.

Dieser Trend zur Steigerung der Umschlagsleistung, verbunden mit einem ökologischen und ökonomischen Grundgedanken ist zu erkennen, und Verbesserungspotential ist stets gegeben.

Da die Förderleistung einer Bandanlage das Produkt aus Querschnittsfläche und Geschwindigkeit ist (siehe Kapitel 2), kann die Kapazität durch zwei Maßnahmen erhöht werden:

1. Durch die Vergrößerung des Nennquerschnittes durch Einsatz von mehrfach gemuldeten Tragrollenstühlen und breiten Fördergurten.
2. Durch die Erhöhung der Bandgeschwindigkeit.

Beiden Maßnahmen sind in der Realität allerdings aus physikalischer und technischer Sicht Grenzen gesetzt. Eine weitere Leistungssteigerung ist ab dann nur mehr durch den Bau einer zweiten, parallel laufenden Bandanlage möglich. Das bringt allerdings auch einige Nachteile mit sich: Mit einem zweiten Band steigt der bauliche Aufwand um das Zweifache. Es müssen größere Flächen gerodet werden und der Umfang zur Schaffung einer geeigneten Infrastruktur steigt.

Eine Möglichkeit, die Förderleistung durch ein zweites, parallel laufendes Band zu verdoppeln und diesen baulichen Mehraufwand in Grenzen zu halten ist jene, das zweite Band nicht parallel neben, sondern über dem Ersten laufen zu lassen. Die bebaute Fläche ist damit ident mit jener eines Bandes, und anstatt eines zweiten kompletten Fundamentes wird lediglich das Bestehende an die neuen Begebenheiten angepasst. Im Fall von Brückenbändern kann die Brückenbreite halbiert werden, und trotz eventuell notwendiger größerer Brückenhöhe und zusätzlicher Versteifungen kann das Gesamtgewicht der Anlage (Brücke und Band) gesenkt werden.

Je zwei, bzw. insgesamt drei Begehungen für Wartungszwecke könnten durch eine Art Wartungsfahrzeug, dass auf Schienen verfahrbar und in bestimmten Abständen entlang der Anlage installiert ist, ersetzt werden.

Anstatt von zwei Einhausungen zur überwiegend emissionsfreien Förderung wird dann nur mehr eine etwas adaptierte Abdeckhaube benötigt.

Trotz der komplizierteren Auf- und Abgabestationen könnte in diesem neuen Konzept großes Potential stecken, Gewicht und Kosten zu senken und die Förderkapazität gleichzeitig zu erhöhen. Wie weit eine Umsetzung aus technischer Sicht möglich ist, und wie diese aussehen könnte, wird im Folgenden untersucht.

## 2 Bestimmung der Hauptdaten

Grundlage für die Auslegung einer Bandförderanlage ist die Festlegung der Hauptdaten, die aus Erfahrungswerten und Annahmen für den jeweiligen Einsatzfall bestimmt bzw. berechnet werden.

Mithilfe dieser Daten ist eine erste Berechnung und Auslegung möglich, die nach Auswahl von bestimmten Anlagenteilen und der daraus resultierenden Kenntnis exakter Werte zu einem späteren Zeitpunkt zu korrigieren ist.

Alle in diesem Abschnitt festgelegten Daten beziehen sich auf ein Förderband. Dies gilt es bei der späteren Verschachtelung von zwei Bändern in eine Anlage zu berücksichtigen.

### 2.1 Streckenführung

Die Bandförderanlage verläuft horizontal über ihre gesamte Länge  $L=6000\text{ m}$ , also die Förderhöhe  $H=0\text{ m}$  und es treten entlang der Anlage keinerlei Steigungen oder Gefälle auf ( $\delta_{\min}=\delta_{\max}=0^\circ$ ).

### 2.2 Fördergut

Der Einsatzzweck ist die Förderung von überwiegend trockener Braunkohle mit einer Schüttdichte  $\rho=0,8\text{ t/m}^3$  und einem Schüttwinkel von  $15^\circ$ , wie Tabelle 1 zu entnehmen ist.

Als maximale Stückgutgröße wird eine Kantenlänge  $k=50\text{ mm}$  vorausgesetzt.

**Tabelle 1:Fördergut-Eigenschaften<sup>28</sup>**

Fördergut	Schüttdichte $\rho$ in $\text{t/m}^3$	Schüttwinkel in $^\circ$	max. Neigungswinkel $\delta$ 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	+		

### 2.3 Vorgegebene Förderleistung

Als zu erreichende Förderleistung wird ein Massenstrom  $I_m=9000\text{ t/h}$  (bezogen auf ein Förderband) zugrundegelegt.

Dies entspricht einem Volumenstrom:

<sup>28</sup> Quelle: ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.10

$$I_v = \frac{I_m}{\rho} \quad \text{[Gleichung 1]}$$

$$I_v = 11250 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Ob diese vorgegebenen Kapazitäten mit den nachfolgenden Festlegungen bezüglich Fördergurt und Gurtmuldung zu erreichen sind, gilt es im Anschluss zu überprüfen.

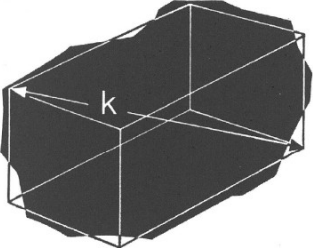
## 2.4 Fördergurt

### 2.4.1 Gurtbreite

Die Breite des Fördergurtes wird mit  $B=2200 \text{ mm}$  gewählt, womit die von der Stückgutgröße  $k$  abhängige Mindestgurtbreite nach Tabelle 2/Tabelle 2: Mindestgurtbreiten ohne Probleme übertroffen wird.

**Tabelle 2: Mindestgurtbreiten<sup>29</sup>**

Größe $k$ der Fördergutstücke in mm	Mindestgurtbreiten $B$ in mm
100	400
150	500
200	650
300	800
400	1000
500	1200
550	1400
650	1600
700	1800
800	2000



### 2.4.2 Gurtgeschwindigkeit

Anhand von Tabelle 3 wird für hohe Fördergutströme und eine große Förderlänge die Geschwindigkeit des Gurtes mit  $v=4,5 \text{ m/s}$  angenommen, was durch Berechnung des Nennvolumenstroms unter Einbeziehung der Füllquerschnittsfläche zu kontrollieren ist.

**Tabelle 3: Fördergeschwindigkeit<sup>30</sup>**

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

<sup>29</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.15

<sup>30</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.16

### 2.4.3 Füllquerschnittsfläche

Der theoretische Füllquerschnitt für flache, zweiteilige und dreiteilige Muldungsformen kann bei Horizontalförderung als die Summe der beiden Teilquerschnitte angesehen werden, wie es in Abbildung 27 für den Fall der dreiteiligen Anordnung zu erkennen ist<sup>31</sup>:

$$A_{th} = A_{1,th} + A_{2,th} \quad \text{[Gleichung 2]}$$

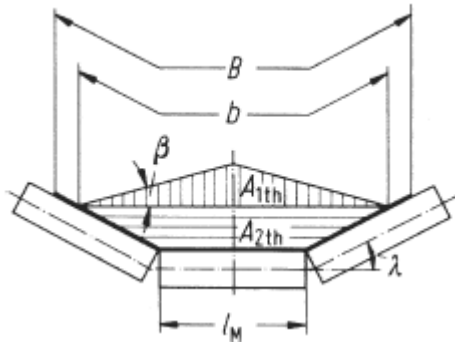


Abbildung 27: Theoretischer Füllquerschnitt<sup>32</sup>

Ausgehend von einer dreiteiligen Gurtstützung mit einem Muldungswinkel  $\lambda = 45^\circ$  im Obertrum und einer daraus resultierenden Tragrollen-Mantellänge  $l_M = 800$  mm (Tabelle 4), folgt die nutzbare Gurtbreite b nach DIN 22101 für  $B > 2000$  mm mit

$$b = B - 250 \text{ mm} \quad \text{[Gleichung 3]}^{33}$$

also

$$b = 1950 \text{ mm.}$$

Tabelle 4: Tragrollen-Mantellänge<sup>34</sup>

Muldungsform, Mantellänge	Gurtbreite B [mm]																	
	300	400	500	600	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200
flach $l_M$ [mm]	380	500	600	700	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200	2500	2800				
2-teilig $l_M$ [mm]	200	250	315	340	380	465	600	700	800	900	1000	1100	1250	1400	1500	1600	1700	1800
3-teilig $l_M$ [mm]	160	200	250	250	315	380	465	530	600	670	750	820	900	950	1050	1120	1150	
5-teilig $l_M$ [mm]					165	205	250	290	340	380	420	460	500	540	580	640	670	

Der Böschungswinkel  $\beta$ , auch Schüttwinkel genannt, wird einerseits von den Reibungsverhältnissen ( $\mu_w$ ) zwischen Schüttgut und Fördergurt, primär aber von der inneren Reibung ( $\mu_i$ ) im Fördergut bestimmt (Abbildung 28).

Abbildung 29 zeigt die Frequenz als einen weiteren Einflussfaktor bei der Ausbildung des Schüttwinkels.

<sup>31</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.10

<sup>32</sup> Quelle: Grote & Feldhusen (2007), S.U59

<sup>33</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.10

<sup>34</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.19



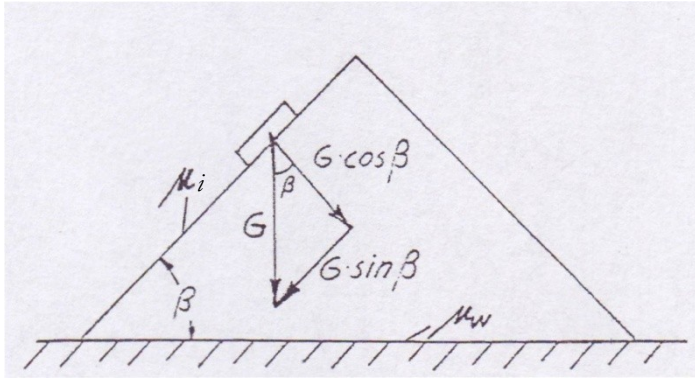


Abbildung 28: Böschungswinkel<sup>35</sup>

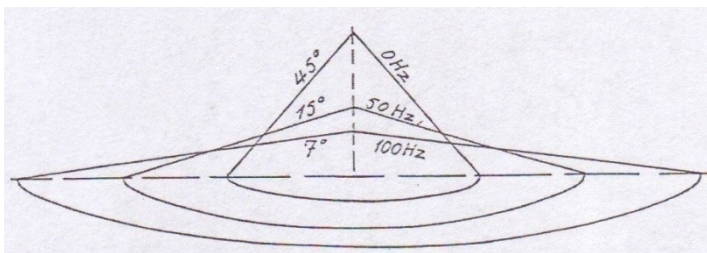


Abbildung 29: Frequenzabhängigkeit<sup>36</sup>

Durch die Wahl eines Böschungswinkels  $\beta=20^\circ$  für normal fließendes Schüttgut berechnet sich der theoretische Teilquerschnitt  $A_{1,th}$  mit

$$A_{1,th} = [l_M + (b - l_M) \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \frac{\tan \beta}{4} \quad \text{[Gleichung 4]}$$

zu

$$A_{1,th} = \underline{0,24 \text{ m}^2}$$

Der darunterliegende Teilquerschnitt  $A_{2,th}$  mit

$$A_{2,th} = \left[ l_M + \frac{(b - l_M)}{2} \cdot \cos \lambda \right] \cdot \frac{b - l_M}{2} \cdot \sin \lambda \quad \text{[Gleichung 5]}$$

zu

$$A_{2,th} = \underline{0,49 \text{ m}^2}$$

Aus Gleichung 2 folgt die gesamte Füllquerschnittsfläche:

$$A_{th} = A_{1,th} + A_{2,th}$$

$$A_{th} = \underline{0,73 \text{ m}^2}$$

<sup>35</sup> Quelle: Kessler (WS 2011/12), S.13

<sup>36</sup> Quelle: Kessler (WS 2011/12), S.14

<sup>37</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.11

## 2.5 Erreichbare Förderleistung

Mit den in Abschnitt 2.4.2 und 2.4.3 errechneten Werten lässt sich nun ausgehend vom theoretischen Volumenstrom  $I_{V,th}$

$$I_{V,th} = A_{th} \cdot v \quad \text{[Gleichung 6]}$$

$$I_{V,th} = 3,27 \text{ m}^3/\text{s} \triangleq 11783,50 \text{ m}^3/\text{h},$$

der tatsächlich erreichbare Nennvolumenstrom  $I_{V,N}$  (pro Förderband) ermitteln:

$$I_{V,N} = I_{V,th} \cdot \varphi. \quad \text{[Gleichung 7]}$$

Dabei wird  $\varphi$  als effektiver Füllungsgrad bezeichnet und setzt sich aus folgenden Faktoren zusammen:

- Betriebsfaktor  $\varphi_{Betr.}$ :
  - wird bestimmt durch die Eigenschaften des Fördergutes wie z.B. Stückigkeit oder maximale Kantenlänge und die Betriebsverhältnisse des Gurtförderers (Gleichmäßigkeit der Gutaufgabe, Geradlauf, u.a.).
  - kann bei gleichmäßiger Aufgabe und Geradlauf des Gurtes, wie in unserem Fall, laut DIN 22101 als  $\varphi_{Betr.}=1$  angenommen werden.
- Abminderungsfaktor bei geneigter Förderung  $\varphi_{St.}$ :
  - berücksichtigt die Reduktion des Teilquerschnitts  $A_{1,th}$  bei geneigter Förderung.
  - da horizontale, nicht steigende oder fallende Förderung angenommen wird, kann  $\varphi_{St.}=1$  gesetzt werden.<sup>38</sup>

$$\varphi = \varphi_{Betr.} \cdot \varphi_{St.} \quad \text{[Gleichung 8]}$$

in Gleichung 7 eingesetzt ergibt

$$I_{V,N} = I_{V,th} \cdot \varphi_{Betr.} \cdot \varphi_{St.}$$

$$I_{V,N} = \underline{11783,50 \text{ m}^3/\text{h}}.$$

Bzw. mit der Schüttdichte  $\rho = 0,8 \text{ t/m}^3$  aus Abschnitt 2.2 folgt für den erreichbaren Nennmassenstrom  $I_{m,N}$ :

$$I_{m,N} = I_{V,N} \cdot \rho \quad \text{[Gleichung 9]}$$

$$I_{m,N} = \underline{9426,77 \text{ t/h}}.$$

Verglichen mit den in Kapitel 2.3 vorgegebenen Werten ( $I_m = 9000 \text{ t/h}$ ,  $I_V = 11250 \text{ m}^3/\text{h}$ ) ist zu erkennen:

$$I_{V,N} > I_V \text{ bzw. } I_{m,N} > I_m,$$

die vorgegebene Förderkapazität wird mit den bisher getätigten Annahmen also problemlos erreicht.

## 2.6 Tragrollenstühle

Zur späteren Berechnung der Bewegungswiderstände sind die folgenden Angaben, die Tragrollenstühle betreffend noch unbedingt erforderlich.

---

<sup>38</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.11

## 2.6.1 Tragrollendurchmesser

Vorerst werden für Obertrum und Untertrum die gleichen Tragrollendurchmesser angenommen.

Dabei darf die Grenzdrehzahl  $n_R$  der Tragrollen in Abhängigkeit von Gurtgeschwindigkeit und Durchmesser nicht überschritten werden. Als Richtwert gilt eine Obergrenze von 600 U/min ( $n_R \leq 600$  U/min).

$$v = \frac{D_R}{2} \cdot \omega \quad \text{[Gleichung 10]}$$

mit

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_R \quad \text{[Gleichung 11]}$$

folgt daraus

$$v = \frac{D_R}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_R$$

und umgeformt:

$$n_R = \frac{v}{\pi \cdot D_R} \quad \text{[Gleichung 12]}$$

in der Einheit [U/s] und

$$n_R = \frac{v}{\pi \cdot D_R} \cdot 60 \quad \text{[Gleichung 13]}$$

in [U/min].

Mit den aus Tabelle 5 in Abhängigkeit von Gurtbreite und Tragrollen-Mantellänge entnommenen möglichen Durchmessern  $D_{R1} = 194$  mm und  $D_{R2} = 219$  mm ergibt das mit Gleichung 13 eine Grenzdrehzahl

$$n_{R1} = \frac{v}{\pi \cdot D_{R1}} \cdot 60$$

$$n_{R1} = 443 \text{ U/min} < 600 \text{ U/min}$$

bzw.

$$n_{R2} = \frac{v}{\pi \cdot D_{R2}} \cdot 60$$

$$n_{R2} = 392 \text{ U/min} < 600 \text{ U/min.}$$

Es sind also für diese Gurtgeschwindigkeit grundsätzlich beide Tragrollendurchmesser hinsichtlich Drehzahlgrenze geeignet.

Zur weiteren Auslegung wird  $D_R = D_{R1} = \underline{194 \text{ mm}}$  gewählt.

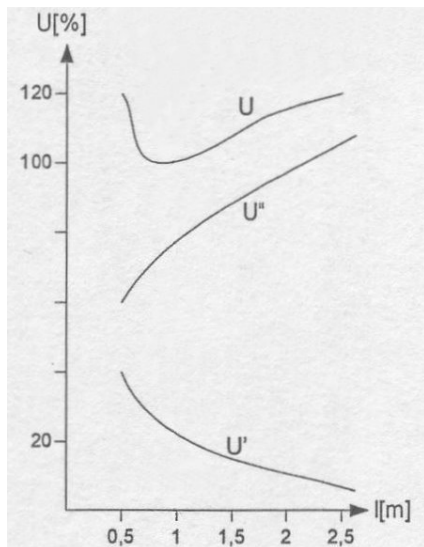
**Tabelle 5: Tragrollendurchmesser<sup>39</sup>**

Gurtbreite $B$	Muldenrolle $l_M$	Rollendurchmesser $D$ wahlweise	
500	200	63,5	89
650	250	63,5	89
800	315	89	108
1000	380	108	133
1200	465	133	159
1400	530	133	159
1600	600	133	159
1800	670	159	194
2000	750	159	194
2200	800	194	219
2400	900	194	219
2600	950	194	219
2800	1000	219	
3000	1100	219	

### 2.6.2 Tragrollenabstand

Die Wahl des richtigen Tragrollenabstandes in Ober- und Untertrum ist entscheidend. Zu kleine Abstände und eine somit größere Anzahl an Tragrollen erhöhen die Anschaffungs- und Instandhaltungskosten. Dies darf bei einer Anlage dieser Länge nicht außer Acht gelassen werden.

Große Abstände wiederum vermindern zwar den Laufwiderstand der Tragrollen  $U'$ , erhöhen aber den Walkwiderstand  $U''$  signifikant und in Summe erhöht sich der Bewegungs-Hauptwiderstand  $U$  (Abbildung 30).



**Abbildung 30: Hauptwiderstände<sup>40</sup>**

<sup>39</sup> Vgl. Grote & Feldhusen (2007), S.U59

<sup>40</sup> Quelle: Kessler (WS 2011/12), S.27

Als erste Annahme kann durch die folgende empirische Abhängigkeit ein Richtwert für den Tragrollenabstand im Obertrum definiert werden<sup>41</sup>:

$$L_O \leq 5 \cdot (k \cdot \rho)^{-0,2} \quad \text{[Gleichung 14]}$$

$$L_O \leq 1,51 \text{ m.}$$

Auf dieser Grundlage wird im Obertrum ein Tragrollenabstand von  $L_O = \underline{1,50 \text{ m}}$  gewählt.

Im Untertrum beträgt derselbe meist ungefähr das Zweifache:

$$L_U = 2 \cdot L_O \quad \text{[Gleichung 15]}$$

$$L_U = \underline{3 \text{ m.}}$$

## 2.7 Zusammenfassung

Damit sind die zur weiteren Auslegung und Berechnung relevanten Anlagendaten bestimmt und in Tabelle 6 noch einmal zusammengefasst.

**Tabelle 6: Zusammenfassung der Hauptdaten**

Förderlänge:	$L = \underline{6000 \text{ m}}$
Neigung:	$\delta_{\min} = \delta_{\max} = \underline{0^\circ}$
Schüttdichte:	$\rho = \underline{0,8 \text{ t/m}^3}$
Förderkapazität (pro Fördergurt):	$I_m = \underline{9000 \text{ t/h}}$ bzw. $I_v = \underline{11250 \text{ m}^3/\text{h}}$
Gurtbreite:	$B = \underline{2200 \text{ mm}}$
Gurtgeschwindigkeit:	$v = \underline{4,5 \text{ m/s}}$
Tragrollendurchmesser:	$D_R = \underline{194 \text{ mm}}$
Tragrollenabstand Obertrum:	$L_O = \underline{1,50 \text{ m}}$
Tragrollenabstand Untertrum:	$L_U = \underline{3 \text{ m}}$

<sup>41</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.19

## 3 Berechnung, Konzeptfindung und Auslegung

### 3.1 Grundlagen

Vor Ermittlung der Bewegungswiderstände und des Leistungsbedarfs der ineinander verschachtelten Förderbänder wird der Berechnungsablauf allgemein am Beispiel nur eines Gurtes im stationären Betriebszustand angeführt.

#### 3.1.1 Bewegungswiderstände

Der gesamte Bewegungswiderstand  $F_W$  setzt sich aus unterschiedlichen Widerständen zusammen:

$$F_W = F_H + F_N + F_{St} + F_S. \quad \text{[Gleichung 16]}$$

Hauptwiderstand  $F_H$ :

Dazu gehören alle Widerstände die entlang der Förderstrecke im Fördergut (Walkwiderstände durch die innere Reibung), an den Tragrollen (Laufwiderstände in den Lagern) und am Gurt (Walkwiderstand, Widerstände durch Eindrücken der Tragrollen) auftreten.

$$F_H = L \cdot f \cdot g \cdot [m_R' + (2 \cdot m_G' + m_L') \cdot \cos \delta] \quad \text{[Gleichung 17]}$$

mit dem fiktiven Reibungsbeiwert  $f$  aus Tabelle 7 und der auf einen Meter bezogenen Masse  $m_R'$  aller drehenden Tragrollenteile, aufgeteilt auf Ober- und Untertrum:

$$m_R' = m_{RO}' + m_{RU}'. \quad \text{[Gleichung 18]}$$

Dabei ist

$$m_{RO}' = \frac{m_{RO}}{L_O} \quad \text{[Gleichung 19]}$$

das Metergewicht des Obertrums, welches mit dem Quotienten aus der Masse der Tragrollenmulde  $m_{RO}$  aus Tabelle 8 und dem Tragrollenabstand  $L_O$  vorab abgeschätzt wird.

Analog folgt das Metergewicht des Untertrums mit  $m_{RU}$  (ebenfalls aus Tabelle 8) und  $L_U$ :

$$m_{RU}' = \frac{m_{RU}}{L_U}. \quad \text{[Gleichung 20]}$$

**Tabelle 7: Fiktiver Reibungsbeiwert<sup>42</sup>**

Richtwerte für f	f bei v in m/s					
	1	2	3	4	5	6
Ansteigende, horizontale oder leicht abwärts fördernde Anlagen (motorischer Antrieb)						
normale Ausführung Fördergut mit durchschnittlicher Reibung	0,016	0,0165	0,017	0,018	0,02	0,022
gut verlegt und mit leicht drehenden Tragrollen Fördergut mit geringer innerer Reibung	0,0135	0,014	0,015	0,016	0,017	0,019
ungünstige Betriebsbedingungen Fördergut mit großer innerer Reibung	0,023 bis 0,027					

<sup>42</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.34

**Tabelle 8: Masse der Tragrollenmulde<sup>43</sup>**

Gurtbreite B in mm	Tragrollen- Durchmesser in mm	Masse in kg			
		1teilig	2teilig	3teilig	5teilig
300	88,9	3,2	4,1		
	108	3,9	4,7	5,4	
	133	5,9	6,6	7,3	
400	88,9	4,5	5,5	6,1	
	108	6,6	7,8	8,4	
	133	8,9	10,4	11,1	
500	88,9	5,5	6,3	7,0	
	108	8,0	9,0	9,8	
	133	10,8	12,1	13,1	
650	88,9	6,7	7,4	8,3	9,0
	108	9,8	10,6	11,6	12,4
	133	13,3	14,2	15,6	16,3
800	108	11,7	13,2	13,6	14,2
	133	15,9	17,8	18,2	18,9
	159	21,9	24,7	26,3	28,0
1000	108	14,2	15,0	16,3	16,3
	133	19,3	20,5	22,3	21,7
	159	26,1	28,0	29,8	31,9
1200	133	21,8	23,3	25,0	24,3
	159	29,3	31,6	35,5	35,0
	1800	27,6	29,1	30,7	31,5
1400	133	25,1	26,5	28,0	28,5
	159	33,4	35,0	38,7	39,3
	1800	37,8	39,5	42,4	42,5
1600	133	30,2	31,8	33,3	33,5
	159	40,2	43,3	47,0	46,5
	193,7	69,1	76,4	80,1	89,5
1800	159	46,5	49,0	50,1	49,5
	192,2	77,8	82,6	93,2	95,5
	2400	50,7	51,5	53,5	53,0
2000	159	50,7	51,5	53,5	53,0
	193,7	86,6	91,4	93,2	100,5
	2400	86,6	91,4	93,2	100,5

Die Masse des Fördergurtes pro Meter  $m_G'$  ist gleich der Summe der Massen des Zugträgers und der Deckplatten. Da in den meisten Fällen in diesem Stadium der Berechnung weder Typ noch Aufbau des Gurtes bekannt sind, kann Tabelle 9 zur vorübergehenden Abschätzung herangezogen werden. Daraus wird mit der aus Gleichung 18 bezogenen Masse  $m_R'$  das Metergewicht des Gurtes bestimmt.

**Tabelle 9: Richtwerte für die Masse ( $2m_G'+m_R'$ ) in [kg/m]<sup>44</sup>**

B [mm]	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	3000	3200
leichte Anlage	30	37	54	63	81	106	118	128	140	161	180	200
normale Anlage	35	52	77	89	130	154	192	207	242	256	302	345
schwere Anlage	40	67	100	115	179	202	266	287	344	371	425	490

Die Fördergutmasse pro Meter  $m_L'$  ergibt sich aus dem Massenstrom und der Fördergeschwindigkeit<sup>45</sup>:

$$m_L' = \frac{I_m}{3,6 \cdot v} \quad \text{[Gleichung 21]}$$

<sup>43</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.30

<sup>44</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.29

<sup>45</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.29

Um die Hauptwiderstände für das Ober- bzw. Untertrum separat zu berechnen ist Gleichung 17 durch folgende zwei Gleichungen zu ersetzen:

$$F_{HO} = L \cdot f_O \cdot g \cdot [m_{RO}' + (m_G' + m_L') \cdot \cos \delta] \quad \text{[Gleichung 22]}$$

und

$$F_{HU} = L \cdot f_U \cdot g \cdot [m_{RU}' + m_G' \cdot \cos \delta] \quad \text{[Gleichung 23]}$$

mit

$$f_O \approx f_U \approx f. \quad \text{[Gleichung 24]}$$

#### Nebenwiderstand $F_N$ :

Darunter versteht man Widerstände die nicht entlang der ganzen Förderstrecke auftreten, sondern nur an bestimmten Bereichen der Anlage.

Diese beinhalten u.a. die Biege- und Trägheitswiderstände des Gurtes bei der Umlenkung um die Trommeln, die Reibungswiderstände an den unterschiedlichen Gurtabstreifern und Reinigern, die Trägheitswiderstände an der Aufgabestelle sowie die Widerstände durch Reibung in den Lagern der Antriebs- und Umlenktrommeln.

Bei langen Anlagen machen die Nebenwiderstände nur einen kleinen Anteil des Gesamtwiderstandes aus. In diesem Fall ist eine Einzelbestimmung von Biege-, Trägheits-, Reibungswiderständen, etc. nicht nötig und eine pauschale Berechnung aus den Hauptwiderständen zulässig:

$$F_N = (C-1) \cdot F_H. \quad \text{[Gleichung 25]}$$

Der darin enthaltene Längenbeiwert  $C$ , kann als eine gedachte Verlängerung der Anlage verstanden werden. Wie es aus Abbildung 31 gut ersichtlich ist, sinkt  $C$  mit steigender Anlagenlänge  $L$  deutlich ab, die Nebenwiderstände werden bei sehr langen Anlagen also kaum mehr berücksichtigt und oft einfach in den Sicherheitsfaktor mit eingerechnet.

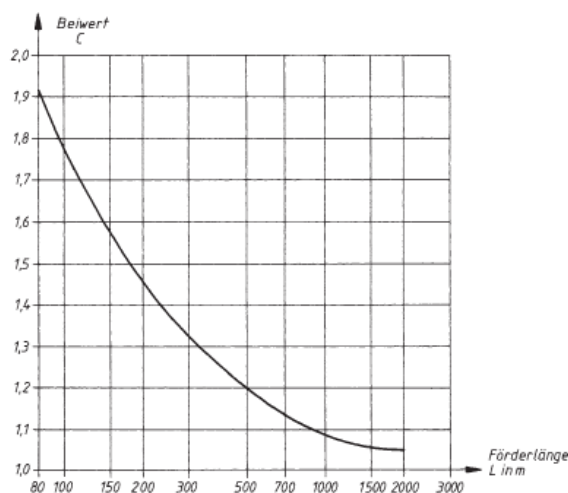


Abbildung 31: Nebenwiderstände<sup>46</sup>

<sup>46</sup> Quelle: Böge (2007), S.K53



Im Falle einer Aufteilung von  $F_H$  auf  $F_{HO}$  und  $F_{HU}$  muss auch bei den Nebenwiderständen zwischen Ober- und Untertrum unterschieden werden.

Gleichung 25 ist dann aufzuteilen auf

$$F_{NO} = (C-1) \cdot F_{HO} \quad \text{[Gleichung 26]}$$

und

$$F_{NU} = (C-1) \cdot F_{HU}. \quad \text{[Gleichung 27]}$$

#### Steigungswiderstand $F_{St}$ :

Dieser ergibt sich mit der Förderhöhe  $H$  und  $m_L$  (Gleichung 21):

$$F_{St} = m_L \cdot g \cdot H. \quad \text{[Gleichung 28]}$$

Da die Trägheitswiderstände des aufwärtsfahrenden Obertrums durch jene des gleichzeitig abwärtsfahrenden Untertrums (bzw. bei Abwärtsförderung umgekehrt) annähernd aufgehoben werden kann die Gurtmasse unberücksichtigt bleiben.

Bei gesonderter Betrachtung von Ober- und Untertrum gilt diese Konvention allerdings nicht und der Einfluss der Gurtmasse muss mit einbezogen werden.

Gleichung 28 ist zu ersetzen durch:

$$F_{StO} = (m_L + m_G) \cdot g \cdot H \quad \text{[Gleichung 29]}$$

und

$$F_{StU} = -m_G \cdot g \cdot H. \quad \text{[Gleichung 30]}$$

#### Sonderwiderstand $F_S$ :

Dazu gehören diverse Einzelwiderstände, die im Beiwert  $C$  bei den Nebenwiderständen noch nicht berücksichtigt wurden.

Der Sturzwiderstand der durch Reibung bei der Sturzstellung eines Tragrollenstuhls zur Aufbringung zusätzlicher Kräfte zum Zweck der „Gurtlenkung“ auftritt oder die Schurrenwiderstände durch Reibung zwischen dem Fördergut und den seitlichen Leitblechen am Schurrenausgang sind als Beispiele von Sonderwiderständen zu sehen.

### **3.1.2 Leistungsbedarf**

Die Antriebsleistung die zur Überwindung der Bewegungswiderstände aufgebracht werden muss ergibt sich durch Einsetzen von  $F_W$  aus Gleichung 16 in:

$$P_W = F_W \cdot v. \quad \text{[Gleichung 31]}$$

Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades  $\eta$  folgt die erforderliche Motorleistung:

$$P_{M,erf} = \frac{P_W}{\eta}. \quad \text{[Gleichung 32]}$$

Für diesen Motorwirkungsgrad wird ein Wert zwischen 0,8 und 0,9 vorgeschlagen.

### 3.1.3 Mindestgurtzugkräfte

Unter Mindestgurtzugkräfte sind jene Gurtzugkräfte zu verstehen, die zur Übertragung der Umfangskräfte von den Antriebstrommeln auf den Fördergurt geringstenfalls benötigt werden. Diese Kräfte müssen groß genug sein um die Grenzbedingung zu erfüllen und damit zu gewährleisten, dass für den Gurt keine Möglichkeit des Durchrutschens besteht.

Die Grenzbedingung (Eytelweinsche Gleichung) lautet:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha}, \quad \text{[Gleichung 33]}$$

mit der Reibungszahl  $\mu$  zwischen Trommel- und Gurtoberfläche und dem Umschlingungswinkel  $\alpha$  der beim Grenzfall theoretisch komplett ausgenutzt wird (Abbildung 32).

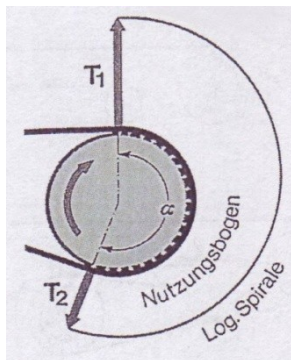


Abbildung 32: Nutzungsbogen<sup>47</sup>

Der Normalfall ist in Abbildung 33 abgebildet. Nicht der gesamte Winkel  $\alpha$  wird genutzt sondern etwa die Hälfte bis ein Drittel liegt als Ruhebogen, als eine Art Reserve vor:

$$\alpha_N \approx \left(\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}\right) \cdot \alpha. \quad \text{[Gleichung 34]}$$

Diese Reserve wird bei steigender Belastung immer kleiner und der Nutzungsbogen, sprich  $\alpha_N$  immer größer bis annähernd die Grenzbedingung erreicht wird:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \alpha_N} < e^{\mu \cdot \alpha}. \quad \text{[Gleichung 35]}$$

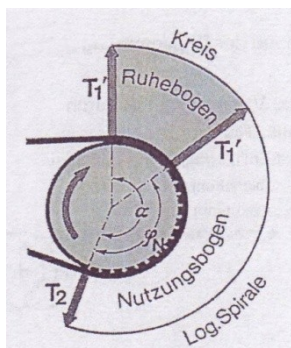


Abbildung 33: Nutzungs- und Ruhebogen;  $\alpha_N = \varphi_N$ <sup>48</sup>

<sup>47</sup> Vgl. Kessler (WS 2011/12), S.35

<sup>48</sup> Vgl. Kessler (WS 2011/12), S.35

Um die Übertragung weiter zu verbessern gibt es zwei Möglichkeiten:

- Erhöhung des Reibungskoeffizienten  $\mu$  durch Gummi- oder Keramikbelege auf den Antriebstrommeln oder
- Vergrößerung des Umschlingungswinkel  $\alpha$  durch Einschnürtrommeln.

Ist eine bestimmte Umfangskraft nach diesen Maßnahmen trotzdem noch immer nicht übertragbar, ist ein Mehrtrommelantrieb vorzusehen um so den Umschlingungswinkel  $\alpha$  weiter zu vergrößern (Abbildung 34).

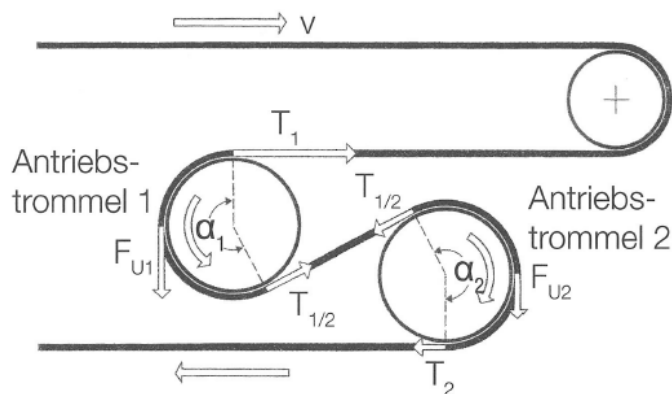


Abbildung 34: Mehrtrommelantrieb;  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$ <sup>49</sup>

Um den Zusammenhang zwischen der Eytelweinschen Gleichung und der durch den Antrieb bedingten Umfangskraft herzustellen wird im Folgenden die Differenz aus Mindestgurtzugkraft an der Auflaufseite und Mindestgurtzugkraft an der Ablaufseite der Antriebstrommel als zu übertragende Umfangskraft definiert:

$$F_U = T_1 - T_2. \quad [\text{Gleichung 36}]$$

## 3.2 Gesamtbewegungswiderstände und Leistungsbedarf der verschachtelten Anlage

### 3.2.1 Bewegungswiderstände

Zu Beginn wird für die Berechnung der Bewegungswiderstände ein erstes grobes Konzept der beiden verschachtelten Fördergurte benötigt. Die Kenntnis des genauen Gurtverlaufs und der Anordnung aller Trommeln und Rollen ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht notwendig.

Abbildung 35 zeigt ein derartiges Konzept.

Es besteht aus den zwei Förderbändern, Band 1 in cyan und Band 2 in blau dargestellt. Sie vereinigen sich im Punkt 1 und laufen gemeinsam im Untertrum, bis sie sich im Punkt 2 wieder trennen.

Die Gurtstützung im jeweiligen Obertrum erfolgt bei beiden Gurten durch einen dreiteiligen Tragrollenstuhl. Der zweiteilige Rollenstuhl im gemeinsamen Untertrum stützt die aufeinanderliegenden Gurte beim Rücklauf.

<sup>49</sup> Quelle: ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.50

Der Abstand der Abwurftrömmeln ist im Verhältnis zur Gesamtlänge der Anlage vernachlässigbar gering.

A symbolisiert die Aufgabe und B die Abgabe des Schüttgutes auf bzw. von Band 2, für Band 1 analog mit a und b dargestellt.

Wie Abbildung 35 ebenfalls zu entnehmen ist wird der Bewegungswiderstand auf das jeweilige Obertrum und das gemeinsame Untertrum aufgeteilt ( $F_{W01}$ ,  $F_{W02}$  und  $F_{WU}$ ).

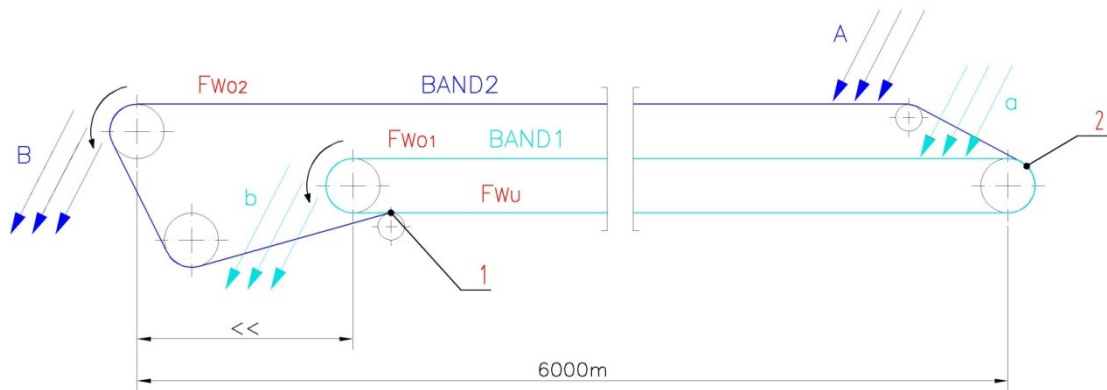


Abbildung 35: Basiskonzept

### Hauptwiderstände

Da der Abstand zwischen den zwei Kopftrömmeln gegenüber der Anlagenlänge vernachlässigbar gering ist, gilt:

- $L_1=L_2=L=6000\text{ m}$
- $m_{G01}'=m_{G02}'=m_G'$  im jeweiligen Obertrum
- $m_{GU}'=2 \cdot m_G'$  im Untertrum
- $m_{L1}'=m_{L2}'=m_L'$

Mit Gleichung 24 und Tabelle 7 folgt in Abhängigkeit von  $v$  und in Anbetracht durchschnittlichen Reibverhaltens und normaler Ausführung:

$$f_O \approx f_U \approx f = 0,02.$$

Die Streckenlast infolge der rotierenden Tragrollenteile im Obertrum berechnet sich sowohl für Band 1 als auch für Band 2 aus Gleichung 19:

$$m_{RO1}'=m_{RO2}'=m_{RO}'=\frac{m_{RO}}{L_O}.$$

Dabei ergibt sich die Masse der dreiteiligen Tragrollenmulde unter Berücksichtigung der Gurtbreite und des Tragrollendurchmessers aus Tabelle 8 zu  $m_{RO}=93,2\text{ kg}$ .

$$m_{RO1}'=m_{RO2}'=m_{RO}'=\frac{93,2}{1,5}=\underline{62,13\text{ kg/m}}.$$

Im Untertrum berechnet sich die Streckenlast mit Gleichung 20:

$$m_{RU}'=\frac{m_{RU}}{L_U},$$

wobei die Masse der zweiteiligen Tragrollenmulde ebenfalls Tabelle 8 mit  $m_{RU}=82,6$  kg entnommen werden kann:

$$m_{RU}' = \frac{82,6}{3} = \underline{27,53 \text{ kg/m.}}$$

Für eine Abschätzung der Gurtmasse folgt für eine normale Anlage aus Tabelle 9 die folgende Gleichung:

$$(2m_G' + m_R') = 207 \text{ kg/m.}$$

Umgeformt auf die Gurtmasse:

$$m_G' = \frac{207 - m_R'}{2}$$

und mit

$$m_R' = m_{RO}' + m_{RU}' = 89,67 \text{ kg/m}$$

aus Gleichung 18 eingesetzt, ergibt

$$m_G' = \underline{58,67 \text{ kg/m.}}$$

Letztlich fehlt nur noch das Metergewicht des Schüttgutes aus Gleichung 21:

$$m_L' = \frac{I_m}{3,6 \cdot v}$$

$$m_L' = \frac{9000}{3,6 \cdot 4,5} = \underline{555,56 \text{ kg/m.}}$$

Nun kann mit  $\cos\delta = \cos(0) = 1$  Gleichung 22 bzw. Gleichung 23 ausgewertet werden:

$$F_{HO1} = F_{HO2} = L \cdot f \cdot g \cdot [m_{RO}' + m_G' + m_L']$$

$$F_{HO1} = F_{HO2} = 796205,76 \text{ N} \triangleq \underline{796,21 \text{ kN}}$$

und

$$F_{HU} = L \cdot f \cdot g \cdot [m_{RU}' + 2 \cdot m_G']$$

$$F_{HU} = 170537,04 \text{ N} \triangleq \underline{170,54 \text{ kN.}}$$

### **Nebenwiderstände**

Mit dem aus Abbildung 31 abgelesenen Längenbeiwert  $C=1,05$  folgt aus Gleichung 26 und Gleichung 27:

$$F_{NO1} = F_{NO2} = (C-1) \cdot F_{HO1/HO2}$$

$$F_{NO1} = F_{NO2} = 39810,29 \text{ N} \triangleq \underline{39,81 \text{ kN}}$$

bzw.

$$F_{NU} = (C-1) \cdot F_{HU}$$

$$F_{NU} = 8526,85 \text{ N} \triangleq \underline{8,53 \text{ kN.}}$$

### Steigungswiderstände

Die Förderhöhe beträgt  $H=0\text{ m}$ , folglich ergibt sich aus Gleichung 29 und Gleichung 30:

$$F_{StO}=F_{StU}=\underline{0\text{ N}}.$$

### Sonderwiderstände

Vorerst werden keine Sonderwiderstände angenommen:

$$F_S=\underline{0\text{ N}}.$$

### Gesambewegungswiderstände

Durch das Einsetzen der in den letzten Abschnitten ermittelten Widerstandswerte resultiert aus Gleichung 16 der gesamte Bewegungswiderstand für jedes Obertrum und das Untertrum:

$$F_{WO1}=F_{WO2}=F_{HO1/HO2}+F_{NO1/NO2}+F_{StO}+F_S$$

$$F_{WO1}=F_{WO2}=836016,05\text{ N}\triangleq\underline{836,01\text{ kN}}$$

bzw.

$$F_{WU}=F_{HU}+F_{NU}+F_{StU}+F_S$$

$$F_{WU}=179063,89\text{ N}\triangleq\underline{179,07\text{ kN}}.$$

### 3.2.2 Leistungsbedarf

Die insgesamt erforderliche Antriebsleistung ist nach Gleichung 31:

$$P_{Wges}=F_{Wges}\cdot v$$

$$P_{Wges}=(F_{WO1}+F_{WO2}+F_{WU})\cdot v$$

$$P_{Wges}=8329931,95\text{ W}\triangleq\underline{8329,93\text{ kW}}.$$

Das entspricht nach Gleichung 32 einer erforderlichen Gesamtmotorleistung (als Summe der Leistungen aller in der Anlage befindlichen Antriebe mit einem durchschnittlichen Motor-Wirkungsgrad von  $\eta=0,85$ ) von

$$P_{Mges,erf}=\frac{P_{Wges}}{\eta}$$

$$P_{Mges,erf}=9799919,94\text{ W}\triangleq\underline{9799,92\text{ kW}}.$$

### 3.3 Anlagenkonzepte

Das Ziel dieses Kapitels ist die Ausarbeitung eines geeigneten Anlagenkonzeptes.

Die Gesamtleistung sollte im Sinne minimaler Gurtzugkräfte und optimaler Kraftübertragung auf die Antriebstrummeln aufgeteilt werden.

Für alle Konzepte gilt die Annahme dass entlang des Untertrums vom Zusammentreffen bis zum Trennen keinerlei Relativbewegungen zwischen den beiden Förderbändern auftreten, sie also ohne Schlupf ideal aufeinander liegen.

### 3.3.1 Konzept 1

Beide Trommeln von Band 1 sind angetrieben, und Band 2 wird durch Reibschluss mitbewegt, wie in Abbildung 36 gezeigt.

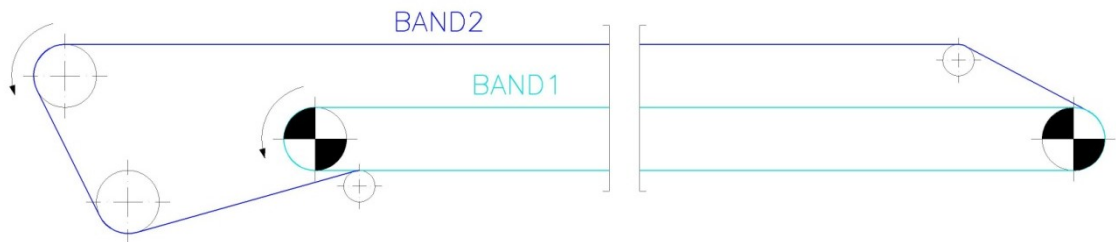


Abbildung 36: Konzept 1

Da die Aufteilung einer derartigen Antriebsleistung auf lediglich zwei Antriebstrommeln fraglich ist und außerdem keine sinnvolle Möglichkeit zur Gurtspannung besteht, kann dieses Konzept ohne weitere Berechnungen verworfen werden.

### 3.3.2 Konzept 2

Abbildung 37 zeigt einen Mehrtrommelantrieb von Band 1 an Kopf- und Heckstation. Band 2 wird wiederum ohne eigenen Antrieb nur durch Reibschluss mitbewegt.

Im Vergleich mit Konzept 1 wird hier die gesamte zu erbringende Leistung auf doppelt so viele Antriebstrommeln verteilt. Außerdem ist für beide Förderbänder eine Möglichkeit zur Vorspannung gegeben.

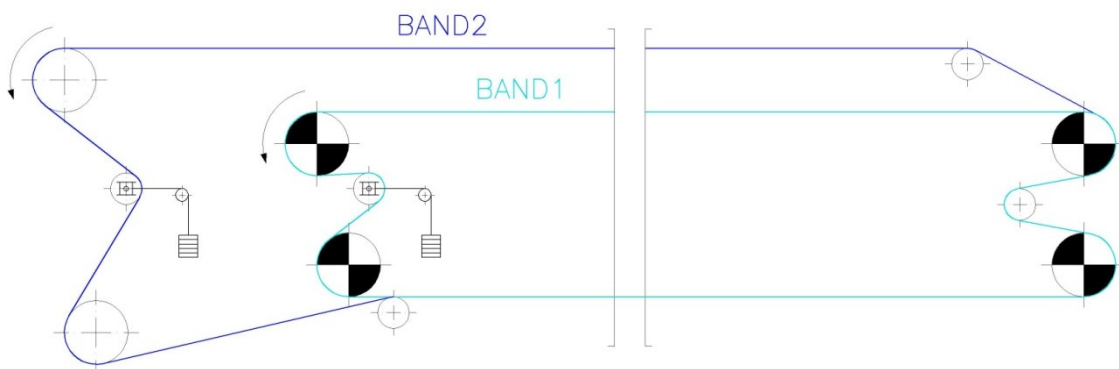


Abbildung 37: Konzept 2

## Nomenklatur und Zuordnung der Kräfte

In Abbildung 38 sind die Gurtzugkräfte für Konzept 2 in der Form  $T_{ij}$  eingezeichnet, wobei  $i$  für die Nummer des Gurtes und  $j$  für eine in Umlaufrichtung ansteigende Nummerierung steht.

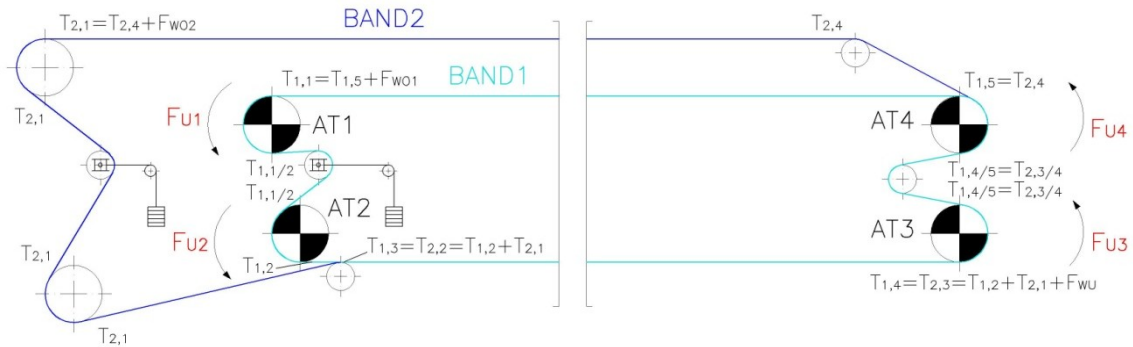


Abbildung 38: Konzept 2, Gurtzugkräfte

Beginnend bei Antriebsrollen 1 (AT1) von Band 1 mit  $T_{1,1}$  wird durch Einbringen der Umfangskraft  $F_{U1}$  die Gurtzugkraft auf  $T_{1,1/2}$  reduziert. Nach Umlenkung um die Spannrollen wird  $T_{1,1/2}$  durch  $F_{U2}$  bei AT2 zu  $T_{1,2}$ . Unmittelbar nach AT2 vereinigen sich beide Gurte. Aufgrund der Annahme eines Schlupfes  $s=0$  summieren sich die Kräfte beider Gurte in diesem Bereich und es ergibt sich für Gurt 1 bzw. Gurt 2:

$$T_{1,3} = T_{2,2} = T_{1,2} + T_{2,1} \quad \text{[Gleichung 37]}$$

mit der Gurtzugkraft  $T_{2,1}$  die ihren Ursprung vor der Abwurftrömmel von Band 2 hat und sich aufgrund von Umlenkungen ohne Kräfteinbringung nicht ändert.

Entlang des Rücklaufs summieren sich die Bewegungswiderstände im Untertrum und die Kraft an der Auflaufseite von AT3 beträgt:

$$T_{1,4} = T_{1,3} + F_{WU} \quad \text{[Gleichung 38]}$$

bzw.

$$T_{2,3} = T_{2,2} + F_{WU} \quad \text{[Gleichung 39]}$$

Mit Gleichung 37:

$$T_{1,4} = T_{2,3} = T_{1,2} + T_{2,1} + F_{WU} \quad \text{[Gleichung 40]}$$

$F_{U3}$  und  $F_{U4}$  reduzieren die Kräfte weiter und es bleibt an der Ablaufseite von AT4 letztendlich  $T_{1,5} = T_{2,4}$ . Der minimal größere Umschlingungswinkel von Gurt 1 gegenüber jenem von Gurt 2 wird dabei vernachlässigt und es wird angenommen dass beide Bänder AT4 im selben Punkt verlassen.

Die Gurte trennen sich und es folgt durch Aufsummieren der Bewegungswiderstände des jeweiligen Obertrums:

$$T_{1,1} = T_{1,5} + F_{W01} \quad \text{[Gleichung 41]}$$

bzw.

$$T_{2,1} = T_{2,4} + F_{W02} \quad \text{[Gleichung 42]}$$

Alle Gurtzugkräfte sind damit allgemein bestimmt.



## Umschlingungswinkel und Reibungsbeiwert

Abbildung 39 zeigt Band 1 mit den dazugehörigen Umfangskräften und Umschlingungswinkeln der jeweiligen Antriebstrommeln.

Es ergeben sich folgende Winkel:

$$\alpha_1 = 177^\circ \triangleq 3,029 \text{ rad}$$

$$\alpha_2 = 142^\circ \triangleq 2,478 \text{ rad}$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = 169^\circ \triangleq 2,950 \text{ rad}$$

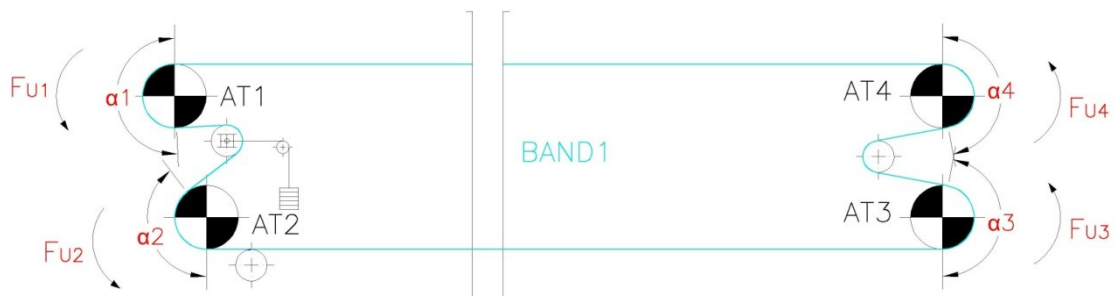


Abbildung 39: Konzept 2, Band 1, Umfangskräfte und Umschlingungswinkel

Der Reibungskoeffizient zwischen Trommelmantel und Gurtoberfläche ist Tabelle 10 zu entnehmen. Vorerst wird eine glatte, überwiegend trockene Stahltrommel mit  $\mu=0,3$  angenommen.

Tabelle 10: Reibungsbeiwert<sup>50</sup>

Betriebsbedingungen	Reibungsbeiwerte $\mu$ bei Trommeloberfläche			
	Blanke (Stahltrommel glatt)	Polyurethan-reibbelag (Pfeilnuten)	Gummi-reibbelag (Pfeilnuten)	Keramikreibbelag porig (Pfeilnuten)
trocken	0,35 bis 0,4	0,35 bis 0,4	0,4 bis 0,45	0,4 bis 0,45
nass (sauberes Wasser)	0,1	0,35	0,35	0,35 bis 0,4
nass verschmutzt (mit Lehm und Ton)	0,05 bis 0,1	0,2	0,25 bis 0,3	0,35

<sup>a</sup> Für Gurte mit PVC-Deckplatten sind etwa 10 % niedrigere Reibungsbeiwerte anzunehmen.

## Umfangskräfte

### Aufteilung der gesamten Antriebsleistung auf Kopf und Heck

Laut DIN 22101, Kapitel 7.2.2 ergeben sich minimale Gurtzugkräfte, wenn die Antriebsleistung im Verhältnis der Bewegungswiderstände von Ober- und Untertrum aufgeteilt wird<sup>51</sup>:

<sup>50</sup> Quelle: DIN 22101 (2002), S.24

<sup>51</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.19

$$\frac{P_{W,Kopf}}{P_{W,Heck}} = \frac{F_{W01}}{F_{WU}}$$

$$\frac{P_{W,Kopf}}{P_{W,Heck}} = 4,67. \quad \text{[Gleichung 43]}$$

Mit

$$P_{W,Kopf} + P_{W,Heck} = P_{Wges} = 8329931,95 \text{ W}$$

$$P_{W,Kopf} = 8329931,95 \text{ W} - P_{W,Heck} \quad \text{[Gleichung 44]}$$

ergibt das für Gleichung 43:

$$\frac{8329931,95 \text{ W} - P_{W,Heck}}{P_{W,Heck}} = 4,67$$

$$8329931,95 \text{ W} = P_{W,Heck} \cdot (1 + 4,67)$$

$$P_{W,Heck} = 1469431,10 \text{ W} \triangleq \underline{1469,43 \text{ kW.}}$$

Und aus Gleichung 44:

$$P_{W,Kopf} = 6860500,84 \text{ W} \triangleq \underline{6860,50 \text{ kW.}}$$

Durch die Verwendung von Gleichung 31 lassen sich die Bewegungswiderstände im Kopf- und Heckteil der Anlage berechnen:

$$P_{W,Kopf} = F_{W,Kopf} \cdot v$$

$$F_{W,Kopf} = \frac{P_{W,Kopf}}{v}$$

$$F_{W,Kopf} = 1524555,74 \text{ N} \triangleq \underline{1524,56 \text{ kN}}$$

und

$$F_{W,Heck} = \frac{P_{W,Heck}}{v}$$

$$F_{W,Heck} = 326540,24 \text{ N} \triangleq \underline{326,54 \text{ kN.}}$$

### Aufteilung von Kopf und Heck auf AT1 & AT2 bzw. AT3 & AT4

$F_{W,Kopf}$  teilt sich bei einem Zweitrommelantrieb folgendermaßen auf AT1 und AT2 auf<sup>52</sup>:

$$\frac{F_{U1}}{F_{U2}} = \frac{e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1} \cdot e^{\mu \cdot \alpha_2}$$

$$\frac{F_{U1}}{F_{U2}} = 2,82. \quad \text{[Gleichung 45]}$$

Mit

$$F_{W,Kopf} = F_{U1} + F_{U2}$$

$$F_{U1} = F_{W,Kopf} - F_{U2} \quad \text{[Gleichung 46]}$$

in Gleichung 45 eingesetzt folgt

$$\frac{F_{W,Kopf} - F_{U2}}{F_{U2}} = 2,82$$

$$F_{W,Kopf} = F_{U2} \cdot (1 + 2,82)$$

<sup>52</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.51

$$F_{U2} = \frac{F_{W,Kopf}}{3,82}$$

$$F_{U2} = 398702,48 \text{ N} \approx \underline{\underline{398,70 \text{ kN}}}$$

Aus Gleichung 46:

$$F_{U1} = 1125853,27 \text{ N} \approx \underline{\underline{1125,85 \text{ kN}}}$$

Analog funktioniert die Aufteilung von  $F_{W,Heck}$  auf AT3 und AT4:

$$\frac{F_{U3}}{F_{U4}} = \frac{e^{\mu \cdot \alpha_3} - 1}{e^{\mu \cdot \alpha_4} - 1} \cdot e^{\mu \cdot \alpha_4}$$

$$\frac{F_{U3}}{F_{U4}} = 2,42. \quad \text{[Gleichung 47]}$$

Mit

$$F_{W,Heck} = F_{U3} + F_{U4}$$

$$F_{U3} = F_{W,Heck} - F_{U4} \quad \text{[Gleichung 48]}$$

in Gleichung 47 eingesetzt folgt

$$\frac{F_{W,Heck} - F_{U4}}{F_{U4}} = 2,42$$

$$F_{W,Heck} = F_{U4} \cdot (1 + 2,42)$$

$$F_{U4} = \frac{F_{W,Heck}}{3,42}$$

$$F_{U4} = 95396,36 \text{ N} \approx \underline{\underline{95,40 \text{ kN}}}$$

Aus Gleichung 48:

$$F_{U3} = 231143,89 \text{ N} \approx \underline{\underline{231,14 \text{ kN}}}$$

### Mindestgurtzugkräfte

In diesem Abschnitt werden die erforderlichen Zugkräfte im Gurt für alle vier Antriebstrommeln in Anlehnung an Kapitel 3.1.3 berechnet (Abbildung 40).

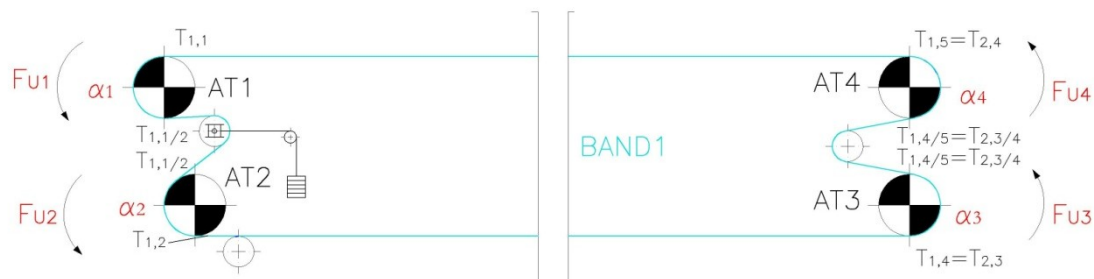


Abbildung 40: Konzept 2, Band 1

AT1:

Die Kräfte an AT1 ergeben sich durch Einsetzen von

$$F_{U1} = T_{1,1} - T_{1,1/2}$$

$$T_{1,1} = F_{U1} + T_{1,1/2}$$

aus Gleichung 36 in Gleichung 33:

$$\frac{T_{1,1}}{T_{1,1/2}} = e^{\mu \cdot \alpha_1}$$

$$\frac{F_{U1} + T_{1,1/2}}{T_{1,1/2}} = e^{\mu \cdot \alpha_1}$$

$$F_{U1} = T_{1,1/2} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1)$$

$$T_{1,1/2} = \frac{F_{U1}}{(e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1)}$$

zu

$$T_{1,1/2} = 760149,25 \text{ N} \triangleq \underline{760,15 \text{ kN}}$$

und

$$T_{1,1} = F_{U1} + T_{1,1/2}$$

$$T_{1,1} = 1886002,52 \text{ N} \triangleq \underline{1886,00 \text{ kN}}.$$

#### AT2:

Analog wie für AT1:

$$F_{U2} = T_{1,1/2} \cdot T_{1,2}$$

$$T_{1,1/2} = F_{U2} + T_{1,2}$$

aus Gleichung 36 in Gleichung 33 eingesetzt:

$$\frac{T_{1,1/2}}{T_{1,2}} = e^{\mu \cdot \alpha_2}$$

$$\frac{F_{U2} + T_{1,2}}{T_{1,2}} = e^{\mu \cdot \alpha_2}$$

$$F_{U2} = T_{1,2} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_{U2}}{(e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1)}$$

$$T_{1,2} = 361446,78 \text{ N} \triangleq \underline{361,45 \text{ kN}}.$$

Kontrolle:

$$T_{1,1/2} = F_{U2} + T_{1,2}$$

$$T_{1,1/2} = 760149,25 \text{ N} \triangleq \underline{760,15 \text{ kN}} \checkmark$$

#### AT3:

Bestimmung auf dieselbe Weise, wie sie von AT1 und AT2 bereits bekannt ist:

$$F_{U3} = T_{1,4} \cdot T_{1,4/5}$$

$$T_{1,4} = F_{U3} + T_{1,4/5}$$

aus Gleichung 36 in Gleichung 33 eingesetzt:

$$\frac{T_{1,4}}{T_{1,4/5}} = e^{\mu \cdot \alpha_3}$$

$$\frac{F_{U3} + T_{1,4/5}}{T_{1,4/5}} = e^{\mu \cdot \alpha_3}$$

$$F_{U3} = T_{1,4/5} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_3} - 1)$$

$$T_{1,4/5} = \frac{F_{U3}}{(e^{\mu \cdot \alpha_3} - 1)}$$

$$T_{1,4/5} = 162436,00 \text{ N} \hat{=} \underline{361,45 \text{ kN}}$$

$$(\Gamma_{2,3/4} = \Gamma_{1,4/5} = \underline{361,45 \text{ kN}})$$

und

$$T_{1,4} = 393579,88 \text{ N} \hat{=} \underline{393,58 \text{ kN}}$$

$$(\Gamma_{2,3} = \Gamma_{1,4} = \underline{393,58 \text{ kN}}).$$

AT4:

Analog:

$$F_{U4} = T_{1,4/5} - T_{1,5}$$

$$T_{1,4/5} = F_{U4} + T_{1,5}$$

aus Gleichung 36 in Gleichung 33 eingesetzt:

$$\frac{T_{1,4/5}}{T_{1,5}} = e^{\mu \cdot \alpha_4}$$

$$\frac{F_{U4} + T_{1,5}}{T_{1,5}} = e^{\mu \cdot \alpha_4}$$

$$F_{U4} = T_{1,5} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_4} - 1)$$

$$T_{1,5} = \frac{F_{U4}}{(e^{\mu \cdot \alpha_4} - 1)}$$

$$T_{1,5} = 67039,64 \text{ N} \hat{=} \underline{67,04 \text{ kN}}$$

$$(\Gamma_{2,4} = \Gamma_{1,5} = \underline{67,04 \text{ kN}}).$$

Kontrolle:

$$T_{1,4/5} = F_{U4} + T_{1,5}$$

$$T_{1,4/5} = 162436,00 \text{ N} \hat{=} \underline{361,45 \text{ kN}} \checkmark$$

### Kritische Betrachtung

Grundsätzlich ist zu überlegen ob die Formeln zur Leistungsaufteilung aus Norm und Literatur für diesen Sonderfall einer verschachtelten Anlage überhaupt Gültigkeit haben.

Die Gurtzugkraft  $T_{1,3}$  an der kritischen Stelle am Treffpunkt beider Gurte, wird durch Einsetzen von Gleichung 42 in Gleichung 37 bestimmt:

$$T_{1,3} = T_{2,2} = T_{1,2} + T_{2,4} + F_{wO2}$$

$$T_{1,3} = T_{2,2} = 1264502,46 \text{ N} \hat{=} \underline{1264,50 \text{ kN}}$$

Abgesehen davon, wie nun die Aufteilung der Leistung auf die Antriebstrommeln im Detail aussieht, ergeben sich immer erhebliche Gurtzugkräfte, was einen Betrieb der Anlage rein durch Reibschluss also ohne eigenen Antrieb für Band 2 als unwahrscheinlich erscheinen lässt.

Konzept 2 wird in dieser Form außerdem nicht umsetzbar sein, weil die Position der Spanntrommel von Band 1 nicht optimal ist. Die Spannung eines Gurtes sollte an einer Stelle mit möglichst geringer Gurtzugkraft erfolgen, was unmittelbar zwischen zwei Antriebstrommeln nicht der Fall ist.

Des Weiteren liegt die Spannstation von Band 2 direkt im Abwurfbereich von Band 1, was bei einer Verwirklichung auch zu berücksichtigen wäre.

In Anbetracht aller eben genannten Argumente wird auch Konzept 2 nicht umgesetzt.

### 3.3.3 Konzept 3

Nach Optimierungsmaßnahmen liegt ein neues Konzept wie in Abbildung 41 dargestellt vor.

Beide Förderbänder werden mit insgesamt drei Antriebstrommeln angetrieben, wobei die Trommeln von Band 1 teilweise auch zur Überwindung der Bewegungswiderstände von Band 2 dienen.

Zusätzlich werden, falls nötig, entlang der Strecke Zwischenantriebe, sog. „tripper drives“ installiert. Über die Notwendigkeit dieser zusätzlichen Antriebe kann allerdings erst zu einem späteren Zeitpunkt entschieden werden. Im Augenblick werden erstmal nur AT1, AT2 und AT3 berücksichtigt.

Das Spannen von Gurt 1 erfolgt nun nach der Antriebsstation, wo die Gurtzugkräfte minimal sind.

Die Spannstation von Gurt 2 liegt jetzt an einer besseren Stelle ohne Behinderung des Abwurfs von Band 1, ebenfalls nach der Antriebstrommel mit geringeren Gurtkräften.

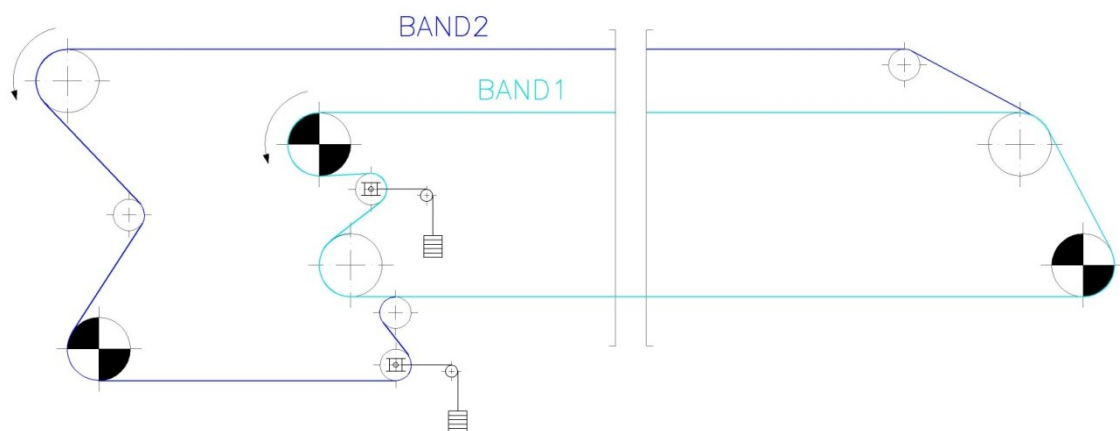


Abbildung 41: Konzept 3

## Nomenklatur und Zuordnung der Kräfte

Die Bezeichnung der Gurtkräfte erfolgt analog Konzept 2 mit  $T_{ij}$  für jeden Gurt ( $i=1,2$ ) in ansteigender Reihenfolge ( $j=1,2,\dots$ ), siehe Abbildung 42.

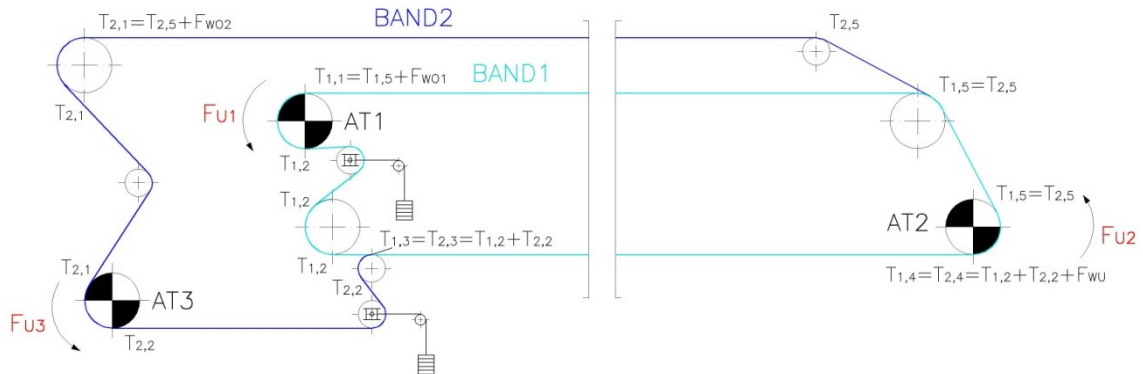


Abbildung 42: Konzept 3, Gurtzugkräfte

Mit dem Startpunkt an der Auflaufseite von AT1, also mit der Kraft  $T_{1,1}$  beginnt die Zuordnung. Über den Antrieb an AT1 kommt eine Umfangskraft  $F_{U1}$  ins System und reduziert  $T_{1,1}$  zu  $T_{1,2}$ .

Das Gleiche passiert bei Band 2, ausgehend von  $T_{2,1}$  die durch  $F_{U3}$  zu  $T_{2,2}$  an der Ablaufseite von AT3 wird.

Der kritische Bereich wird ebenso wie bei Konzept 2 zwischen dem Treffpunkt und dem Punkt der Trennung der Gurte liegen. Auch hier wird schlupffreies aufeinander Gleiten angenommen und  $T_{1,3}$  am Treffpunkt bestimmt als:

$$T_{1,3} = T_{2,3} = T_{1,2} + T_{2,2}. \quad \text{[Gleichung 49]}$$

Dazu summieren sich die Bewegungswiderstände entlang des Untertrums bis zur Auflaufseite von AT2:

$$T_{1,4} = T_{2,4} = T_{1,2} + T_{2,2} + F_{WU}. \quad \text{[Gleichung 50]}$$

Durch  $F_{U2}$  wird daraus  $T_{1,5} = T_{2,5}$  an der Ablaufseite und am Trennungspunkt der beiden Gurte, welcher idealisiert wieder als derselbe Punkt für Beide angenommen wird.

Erneutes Summieren der Bewegungswiderstände im jeweiligen Obertrum beendet die Bestimmung mit:

$$T_{1,1} = T_{1,5} + F_{W01} \quad \text{[Gleichung 51]}$$

und

$$T_{2,1} = T_{2,5} + F_{W02}. \quad \text{[Gleichung 52]}$$

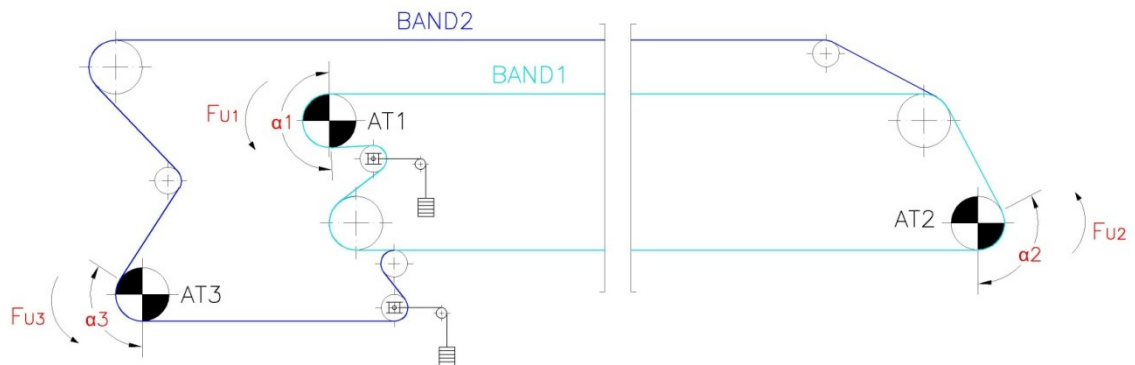
## Umschlingungswinkel und Reibungsbeiwert

Die in Abbildung 43 eingezeichneten Umschlingungswinkel betragen:

$$\alpha_1 = 183^\circ \hat{=} 3,194 \text{ rad}$$

$$\alpha_2 = 118^\circ \hat{=} 2,059 \text{ rad}$$

$$\alpha_3 = 123^\circ \hat{=} 2,147 \text{ rad}.$$



**Abbildung 43: Konzept 3, Umfangskräfte und Umschlingungswinkel**

Für eine glatte, überwiegend trockene Stahltrommel folgt nach Tabelle 10 erneut  $\mu=0,3$  als Reibungskoeffizient zwischen Trommelmantel und Gurtoberfläche.

### Umfangskräfte Variante 1

Als erste Variante wird die Gesamtleistung aus Abschnitt 3.2.2 zu gleichen Teilen auf die drei Antriebstrommeln AT1, AT2 und AT3 aufgeteilt:

$$P_{W1}=P_{W2}=P_{W3}=\frac{1}{3} \cdot P_{Wges}$$

$$P_{W1}=P_{W2}=P_{W3}=2776644 \text{ W} \triangleq 2776,64 \text{ kW.}$$

Mit  $F_W=F_U$  ergeben sich die Umfangskräfte anhand Gleichung 31 zu

$$P_W=F_U \cdot v$$

$$F_U=\frac{P_W}{v},$$

$$F_{U1}=F_{U2}=F_{U3}=\frac{P_{W1/2/3}}{v}$$

$$F_{U1}=F_{U2}=F_{U3}=617032,00 \text{ N} \triangleq 617,03 \text{ kN.}$$

### Mindestgurtzugkräfte Variante 1

AT2:

Die minimal erforderlichen Gurtzugkräfte an der heckseitigen Antriebstrommel ergeben sich durch Einsetzen der adaptierten Gleichung 36

$$F_{U2}=T_{1,4}-T_{1,5}$$

$$T_{1,4}=F_{U2}+T_{1,5}$$

in die Grenzbedingung nach Gleichung 33:

$$\frac{T_{1,4}}{T_{1,5}} = e^{\mu \cdot \alpha_2}$$

$$\frac{F_{U2}+T_{1,5}}{T_{1,5}} = e^{\mu \cdot \alpha_2}$$



$$F_{U2} = T_{1,5} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1)$$

$$T_{1,5} = \frac{F_{U2}}{(e^{\mu \cdot \alpha_2} - 1)}$$

zu

$$T_{1,5} = 721964,12 \text{ N} \hat{=} \underline{721,96 \text{ kN}}$$

$$(T_{2,5} = T_{1,5} = \underline{721,96 \text{ kN}})$$

und

$$T_{1,4} = F_{U2} + T_{1,5}$$

$$T_{1,4} = 1338996,12 \text{ N} \hat{=} \underline{1339,00 \text{ kN}}$$

$$(T_{2,4} = T_{1,4} = \underline{1339,00 \text{ kN}}).$$

AT1:

Analoge Vorgehensweise wie für AT2:

$$F_{U1} = T_{1,1} - T_{1,2}$$

$$T_{1,1} = F_{U1} + T_{1,2}$$

aus Gleichung 36 in Gleichung 33 eingesetzt:

$$\frac{T_{1,1}}{T_{1,2}} = e^{\mu \cdot \alpha_1}$$

$$\frac{F_{U1} + T_{1,2}}{T_{1,2}} = e^{\mu \cdot \alpha_1}$$

$$F_{U1} = T_{1,2} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_{U1}}{(e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1)}$$

ergibt

$$T_{1,2} = 383965,23 \text{ N} \hat{=} \underline{383,97 \text{ kN}}$$

und

$$T_{1,1} = F_{U1} + T_{1,2}$$

$$T_{1,1} = 1000997,23 \text{ N} \hat{=} \underline{1001,00 \text{ kN}}.$$

Gegenrechnung:

Mit Gleichung 51 lässt sich auf  $T_{1,5}$  rückrechnen:

$$T_{1,1} = T_{1,5}^* + F_{W01}$$

$$T_{1,5}^* = T_{1,1} - F_{W01}$$

$$T_{1,5}^* = 164981,18 \text{ N} \hat{=} \underline{164,98 \text{ kN}}.$$

Man erkennt, dass  $T_{1,5}^*$  als Gurtkraft ausgehend von der Mindestgurtzugkraft  $T_{1,1}$  an AT1, erheblich kleiner ist als jene  $T_{1,5}$  die zur Erfüllung der Grenzbedingung an AT2 benötigt wird.

Demnach müsste, um Durchrutschen an AT2 zu vermeiden, die Kraft und damit die Leistung an AT1 größer sein, was auf eine schlechte Aufteilung der Gesamtantriebsleistung schließen lässt.

Vor einer Neuaufteilung wird allerdings noch die Berechnung für AT3 durchgeführt.

### AT3:

Analoge Vorgehensweise wie für AT1 und AT2:

$$F_{U3} = T_{2,1} - T_{2,2}$$

$$T_{2,1} = F_{U3} + T_{2,2}$$

aus Gleichung 36 in Gleichung 33 eingesetzt:

$$\frac{T_{2,1}}{T_{2,2}} = e^{\mu \cdot \alpha_3}$$

$$\frac{F_{U3} + T_{2,2}}{T_{2,2}} = e^{\mu \cdot \alpha_3}$$

$$F_{U3} = T_{2,2} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_3} - 1)$$

$$T_{2,2} = \frac{F_{U3}}{(e^{\mu \cdot \alpha_3} - 1)}$$

ergibt

$$T_{2,2} = 682351,90 \text{ N} \triangleq \underline{682,35 \text{ kN}}$$

und

$$T_{2,1} = F_{U3} + T_{2,2}$$

$$T_{2,1} = 1299383,89 \text{ N} \triangleq \underline{1299,38 \text{ kN}}.$$

Gegenrechnung:

Mit Gleichung 52 lässt sich auf  $T_{2,5}$  rückrechnen:

$$T_{2,1} = T_{2,5}^* + F_{W02}$$

$$T_{2,5}^* = T_{2,1} - F_{W02}$$

$$T_{2,5}^* = 463367,84 \text{ N} \triangleq \underline{463,37 \text{ kN}}.$$

Also auch  $T_{2,5}^*$  als Gurtkraft ausgehend von der Mindestgurtzugkraft  $T_{2,1}$  an AT3, ist kleiner als jene  $T_{2,5}$  die zur Erfüllung der Grenzbedingung an AT2 benötigt wird.

Folglich ist diese Leistungsaufteilung zu gleichen Teilen nicht optimal und muss überarbeitet werden.

## **Umfangskräfte Variante 2**

Als zweite Variante wird die Gesamtleistung aus Abschnitt 3.2.2 nach folgenden Überlegungen auf die drei Antriebsstrommeln AT1, AT2 und AT3 aufgeteilt:

- Der Antrieb für AT1 wird so dimensioniert, dass die Bewegungswiderstände im Obertrum von Band 1  $F_{W01}$  überwunden werden:

$$P_{W1} = F_{WO1} \cdot v$$

$$P_{W1} = 3762072,22 \text{ W} \triangleq \underline{3762,07 \text{ kW}}$$

- Die Antriebseinheit von AT3 soll die Widerstände im Obertrum von Band 2  $F_{WO2}$  beherrschen:

$$P_{W3} = F_{WO2} \cdot v$$

$$P_{W3} = 3762072,22 \text{ W} \triangleq \underline{3762,07 \text{ kW}}$$

- Und der Antrieb von AT2 übernimmt die Widerstände im Untertrum  $F_{WU}$ :

$$P_{W2} = F_{WU} \cdot v$$

$$P_{W2} = 805787,51 \text{ W} \triangleq \underline{805,79 \text{ kW}}$$

Zur Probe muss die Summe dieser drei Leistungen die Gesamtleistung ergeben:

$$P_{W1} + P_{W2} + P_{W3} = P_{Wges}$$

$$\underline{8329,93 \text{ kW}} = 8329,93 \text{ kW}. \checkmark$$

Mit  $F_W = F_U$  ergeben sich die Umfangskräfte anhand Gleichung 31:

$$P_W = F_U \cdot v$$

$$F_U = \frac{P_W}{v}$$

zu

$$F_{U1} = F_{U3} = \frac{P_{W1/3}}{v}$$

$$F_{U1} = F_{U3} = 836016,05 \text{ N} \triangleq \underline{836,02 \text{ kN}}$$

und

$$F_{U2} = \frac{P_{W2}}{v}$$

$$F_{U2} = 179063,89 \text{ N} \triangleq \underline{179,06 \text{ kN}}$$

## **Mindestgurtzugkräfte Variante 2**

Die Vorgehensweise zur Gurtzugkraftermittlung ist ident mit jener für Variante 1.

Daher sind im Folgenden nur mehr die Ergebnisse für die Neuaufteilung angegeben.

AT2:

$$T_{1,5} = T_{2,5} = 209515,40 \text{ N} \triangleq \underline{209,52 \text{ kN}}$$

$$T_{1,4} = T_{2,4} = 388579,29 \text{ N} \triangleq \underline{388,58 \text{ kN}}$$

AT1:

$$T_{1,2} = 520234,12 \text{ N} \triangleq \underline{520,23 \text{ kN}}$$

$$T_{1,1} = 1356250,17 \text{ N} \triangleq 1356,25 \text{ kN}.$$

Gegenrechnung:

$$T_{1,5}^* = 520234,12 \text{ N} \triangleq 520,23 \text{ kN}.$$

Es gilt  $T_{1,5}^* > T_{1,5}$ , die Grenzbedingung ist erfüllt und es besteht seitens Antriebstrommel 1 keine Gefahr des Durchrutschens bei Antriebstrommel 2.

AT3:

$$T_{2,2} = 924517,92 \text{ N} \triangleq 924,52 \text{ kN}.$$

$$T_{2,1} = 1760533,97 \text{ N} \triangleq 1760,53 \text{ kN}.$$

Gegenrechnung:

$$T_{2,5}^* = 924517,92 \text{ N} \triangleq 924,52 \text{ kN}.$$

$T_{2,5}^* > T_{2,5}$  und Antriebstrommel 3 erfüllt damit ebenfalls die Grenzbedingung.

Außerdem ist die durchschnittliche Gurtzugkraft von Variante 2 kleiner als die von Variante 1 und somit erhält Variante 2 den Vorzug.

## Resümee

Konzept 3 erfüllt mit der Leistungsaufteilung nach Variante 2 alle Bedingungen und kann als Grundlage einer Umsetzung dienen.

In Tabelle 11 sind die wichtigsten Daten von Konzept 3 noch einmal zusammengefasst.

**Tabelle 11: Konzept 3, Zusammenfassung**

Antriebsleistung AT1:	$P_{w1} = 3762,07 \text{ kW}$
Antriebsleistung AT2:	$P_{w2} = 805,79 \text{ kW}$
Antriebsleistung AT3:	$P_{w3} = 3762,07 \text{ kW}$
Umfangskraft AT1:	$F_{U1} = 836,02 \text{ kN}$
Umfangskraft AT2:	$F_{U2} = 179,06 \text{ kN}$
Umfangskraft AT3:	$F_{U3} = 836,02 \text{ kN}$
Mindestgurtzugkräfte AT1:	$T_{1,2} = 520,23 \text{ kN}$
	$T_{1,1} = 1356,25 \text{ kN}$
Mindestgurtzugkräfte AT2:	$T_{1,5} = 209,52 \text{ kN}$
	$T_{1,4} = 388,58 \text{ kN}$
Mindestgurtzugkräfte AT2:	$T_{2,2} = 924,52 \text{ kN}$
	$T_{2,1} = 1760,53 \text{ kN}$

Mit dem gegenwärtigen Wissensstand können keine Aussagen über das Gurtverhalten beim gemeinsamen Rücklauf getroffen werden.

Wie sich die zwei Förderbänder in den Bereichen des Zusammentreffens und des Trennens, vor allem bei unterschiedlichen Beladungszuständen verhalten, ist ebenso unbekannt.

Vor einer Realisierung dieses Projektes ist es deshalb ratsam, diese Unbekannten anhand eines Versuchsstands (siehe Kapitel 5) genauer zu untersuchen.

## 3.4 Auslegung

### 3.4.1 Gurtzugkräfte im Betrieb, Vorspannkraft

Die im Betrieb tatsächlich auftretenden Gurtzugkräfte und deren Verlauf werden entlang jedes Förderbandes separat ermittelt. Dabei wird die im Bereich der jeweiligen Spannstation ermittelte Mindestgurtzugkraft als aufzubringende Vorspannkraft deklariert und durch Addition der Bewegungswiderstände und Subtraktion der Umfangskräfte die Gurtzugkräfte an allen markanten Punkten in Form einer Rundrechnung bestimmt.

Danach ist jede so ermittelte Vorspannkraft auf ihre Richtigkeit zu überprüfen – alle ermittelten Gurtkräfte müssen zwei Bedingungen erfüllen:

1. Die in Abschnitt 3.3.3 errechneten Mindestgurtzugkräfte zur Übertragung der Antriebsleistung und Erfüllung der Grenzbedingung (Tabelle 11) müssen vorhanden sein.
2. Im stationären Betriebszustand darf der relative Durchhang einen Wert von  $h_{rel}=0,01$  nicht überschreiten.<sup>53</sup> Die dafür notwendigen Gurtzugkräfte werden im Folgenden ermittelt:

- Erforderliche Mindestgurtzugkraft im Obertrum<sup>54</sup>:

$$F_{TO} = \frac{g \cdot (m'_L + m'_G) \cdot L_O}{8 \cdot h_{rel}}$$

$$F_{TO} = 112978,50 \text{ N} \hat{=} \underline{\underline{112,98 \text{ kN}}}$$

- Erforderliche Mindestgurtzugkraft im Untertrum<sup>55</sup>:

$$F_{TU} = \frac{g \cdot (2 \cdot m'_G) \cdot L_U}{8 \cdot h_{rel}}$$

$$F_{TU} = 43164,00 \text{ N} \hat{=} \underline{\underline{43,16 \text{ kN}}}$$

## Band 1

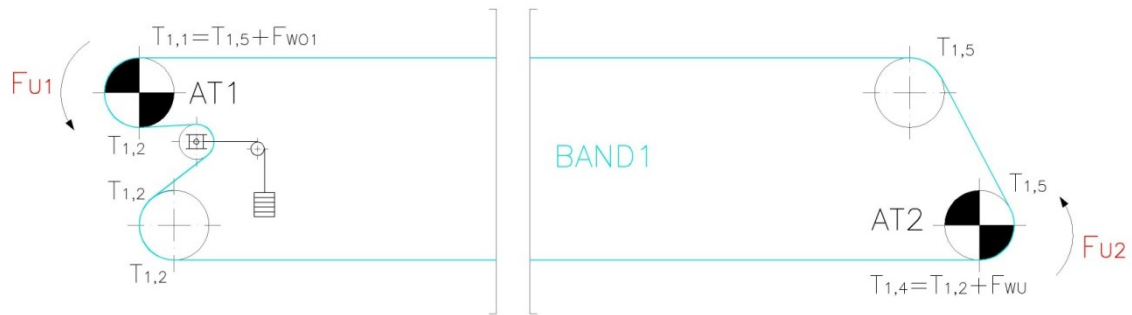
Zuerst werden die Gurtkräfte für Band 1 (Abbildung 44) bestimmt.

---

<sup>53</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.24

<sup>54</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.24

<sup>55</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.24



**Abbildung 44: Band 1, Gurtzugkräfte**

Begonnen wird an der Ablaufseite von Trommel AT1, indem die Mindestgurtzugkraft  $T_{1,2}^*$  als Vorspanngurtzugkraft  $T_{V1}^*$  eingesetzt wird:

$$T_{1,2}^* = T_{V1}^* = 520,23 \text{ kN.}$$

Weiter in Bewegungsrichtung folgt

$$T_{1,4} = T_{1,2}^* + F_{WU} = T_{V1}^* + F_{WU}$$

$$T_{1,4} = 699298,01 \text{ N} \triangleq 699,30 \text{ kN,}$$

$$T_{1,5} = T_{1,4} - F_{U2}$$

$$T_{1,5} = 520234,12 \text{ N} \triangleq 520,23 \text{ kN,}$$

$$T_{1,1} = T_{1,5} + F_{W01}$$

$$T_{1,1} = 1356250,17 \text{ N} \triangleq 1356,25 \text{ kN,}$$

und

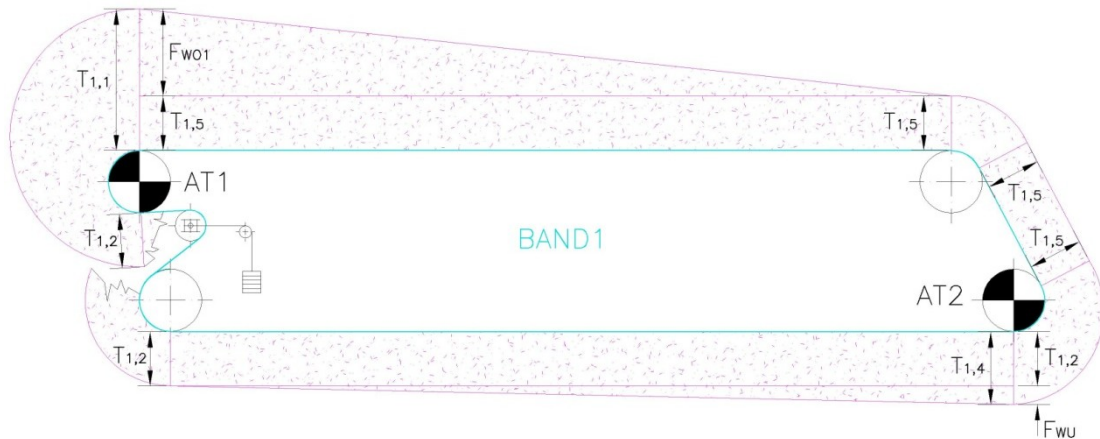
$$T_{1,2} = T_{1,1} - F_{U1}$$

$$T_{1,2} = 520234,12 \text{ N} \triangleq 520,23 \text{ kN.}$$

Da  $T_{1,2} = T_{1,2}^*$ , kann  $T_{V1}^* = T_{1,2}^*$  gesetzt werden, und es kann die Erfüllung der oben erwähnten Punkte 1. und 2. überprüft werden:

1. Alle Gurtzugkräfte aus Tabelle 11 werden mindestens aufgebracht. ✓
2. Die Gurtkräfte zur Begrenzung des Durchhangs ( $F_{TO}$ ,  $F_{TU}$ ) werden problemlos übertroffen. ✓

Aus der Tatsache, dass alle notwendigen Kriterien erfüllt werden, ist die Vorspanngurtzugkraft  $T_{V1}^* = 520,23 \text{ kN}$  und alle daraus berechneten Gurtzugkräfte korrekt. Der Gurtkraftverlauf wird graphisch in Abbildung 45 dargestellt.



**Abbildung 45: Gurtzugkraftverlauf Band 1**

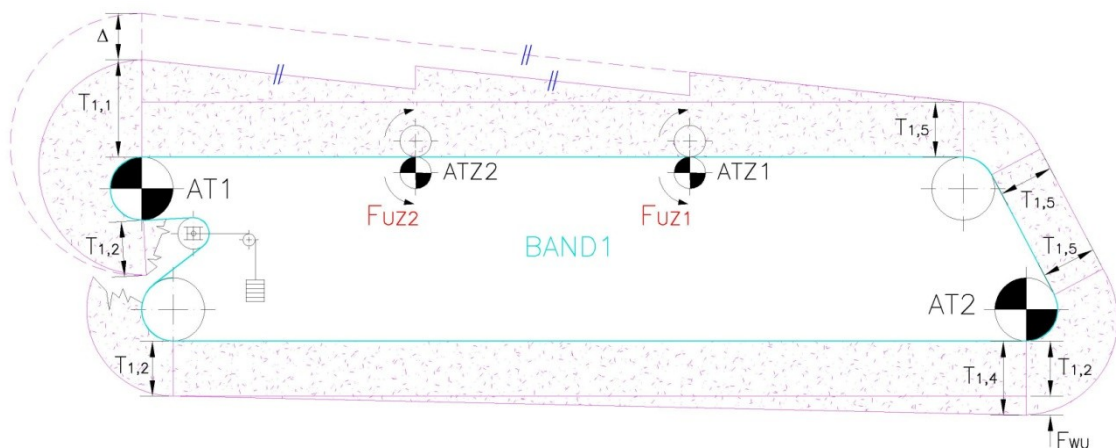
Auf Basis dieses Verlaufs wird die Position und Leistung von Zwischenantrieben („tripper drives“) im Obertrum zur Reduktion der Gurtkraft (hier  $T_{1,1}$ ) bestimmt. Nach je einem Drittel der Förderlänge werden ATZ1 bzw. ATZ2 installiert, wodurch die Gurtzugkraft jeweils um den Betrag der Umfangskraft absinkt und dann parallel zum bereits bekannten Verlauf wieder ansteigt (Abbildung 46). Es ergibt sich letztendlich ein um den Faktor  $\Delta$  kleineres  $T_{1,1}$ . Aus diesem neuen Verlauf können graphisch aus Abbildung 46 die Umfangskräfte  $F_{UZ1}$  und  $F_{UZ2}$  und daraus die Antriebsleistungen bestimmt werden:

$$F_{UZ1} = 219 \text{ kN},$$

$$F_{UZ2} = 219 \text{ kN},$$

$$P_{WZ1} = P_{WZ2} = F_{UZ1/UZ2} \cdot v$$

$$P_{WZ1} = P_{WZ2} = \underline{985,50 \text{ kW}}.$$



**Abbildung 46: Zwischenantriebe Band 1**

Die Leistung von AT1 kann um jene der zwei neuen Antriebe reduziert werden:

$$P_{W1} = P_{W1alt} - P_{WZ1} - P_{WZ2}$$

$$P_{W1} = 1791072,22 \text{ W} \triangleq \underline{1791,07 \text{ kW}}$$

(zum Vergleich bisher:  $P_{W1alt} = 3762,07 \text{ kW}$ ).

Das ergibt an AT1 eine neue zu übertragende Umfangskraft:

$$F_{U1} = \frac{P_{W1alt} - P_{WZ1} - P_{WZ2}}{v}$$

$$F_{U1} = 398016,05 \text{ N} \triangleq \underline{398,02 \text{ kN}}$$

(zum Vergleich bisher:  $F_{U1alt} = 836,02 \text{ kN}$ ).

Daraus resultieren neue zur Erfüllung der Grenzbedingung mindestens erforderliche Gurtzugkräfte an AT1:

$$T_{1,2} = \frac{F_{U1}}{(e^{\mu \cdot \alpha_1} - 1)}$$

$$T_{1,2} = 247676,50 \text{ N} \triangleq \underline{247,68 \text{ kN}}$$

(zum Vergleich bisher:  $T_{1,2alt} = 520,23 \text{ kN}$ )

und

$$T_{1,1} = F_{U1} + T_{1,2}$$

$$T_{1,1} = 645692,55 \text{ N} \triangleq \underline{645,69 \text{ kN}}$$

(zum Vergleich bisher:  $T_{1,1alt} = 1356,25 \text{ kN}$ ).

Also

$$\Delta = T_{1,1alt} - T_{1,1}$$

$$\Delta = 710,56 \text{ kN}.$$

Neue Mindestgurtzugkräfte erfordern eine Wiederholung der Rundrechnung mit folgenden Ergebnissen (in Abbildung 47 dargestellt):

$$T_{1,2}^* = T_{V1}^* = 247,68 \text{ kN},$$

$$T_{1,4} = T_{1,2}^* + F_{WU} = T_{V1}^* + F_{WU}$$

$$T_{1,4} = 426740,39 \text{ N} \triangleq 426,74 \text{ kN},$$

$$T_{1,5} = T_{1,4} - F_{U2}$$

$$T_{1,5} = 247676,50 \text{ N} \triangleq 247,68 \text{ kN},$$

$$T_{Z1} = T_{1,5} - 1/3 \cdot F_{W01}$$

$$T_{Z1} = 526348,52 \text{ N} \triangleq 526,35 \text{ kN},$$

$$T_{Z2} = T_{Z1} - F_{U21} + 1/3 \cdot F_{W01}$$



$$T_{z2} = 586020,53 \text{ N} \triangleq 586,02 \text{ kN},$$

$$T_{1,1} = T_{z2} - F_{Uz1} + 1/3 \cdot F_{W01}$$

$$T_{1,1} = 645692,55 \text{ N} \triangleq 645,69 \text{ kN}$$

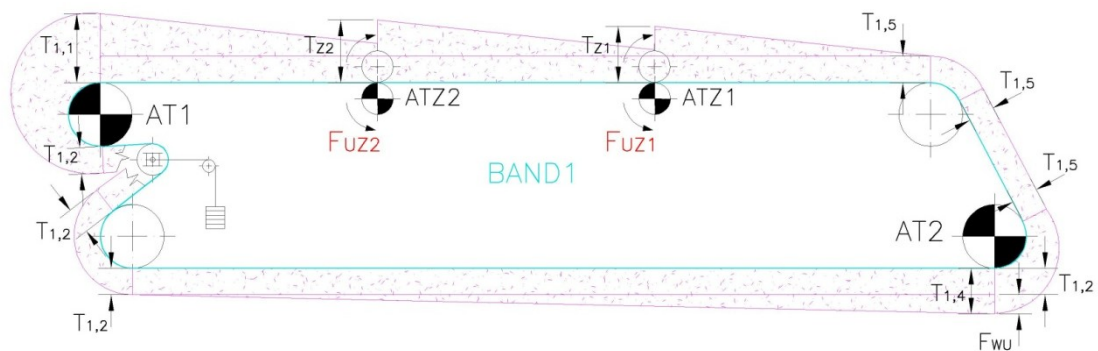
und

$$T_{1,2} = T_{1,1} - F_{U1}$$

$$T_{1,2} = 247676,50 \text{ N} \triangleq 247,68 \text{ kN}.$$

$$T_{1,2} = T_{1,2}^* \text{ also } T_{V1}^* = T_{1,2}^*.$$

Die beiden Kriterien für Grenzbedingung und Durchhangsbegrenzung sind erfüllt und die Vorspanngurtzugkraft  $T_{V1}^* = 247,68 \text{ kN}$ .

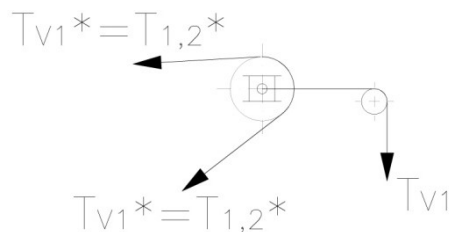


**Abbildung 47: Gurtzugkraftverlauf mit Zwischenantrieben Band 1**

Wie aus Abbildung 48 ersichtlich ist, errechnet sich die notwendige Vorspannkraft  $T_{V1}$  mit der Vorspanngurtzugkraft  $T_{V1}^*$  unter Vernachlässigung von Verlusten durch Reibung aus:

$$T_{V1} \approx 2 \cdot T_{V1}^* \quad \text{[Gleichung 53]}$$

$$T_{V1} \approx 495353,00 \text{ N} \triangleq 495,35 \text{ kN} \triangleq 50,49 \text{ t}.$$



**Abbildung 48: Vorspannkraft Band 1**

## Band 2

Der Ablauf wird für Band 2 wiederholt:

- 1) Bestimmung der Gurtkräfte mit Abbildung 49:

$$\begin{aligned}T_{2,2}^* &= T_{V2}^* = 924517,92 \text{ N} \triangleq 924,52 \text{ kN}, \\T_{2,4} &= 1103581,81 \text{ N} \triangleq 1103,58 \text{ kN}, \\T_{2,5} &= 924517,92 \text{ N} \triangleq 924,52 \text{ kN}, \\T_{2,1} &= 1760533,97 \text{ N} \triangleq 1760,53 \text{ kN}, \\T_{2,2} &= 924517,92 \text{ N} \triangleq 924,52 \text{ kN}.\end{aligned}$$

Wiederum sind die Grenzbedingung und die Durchhangsbegrenzung erfüllt.

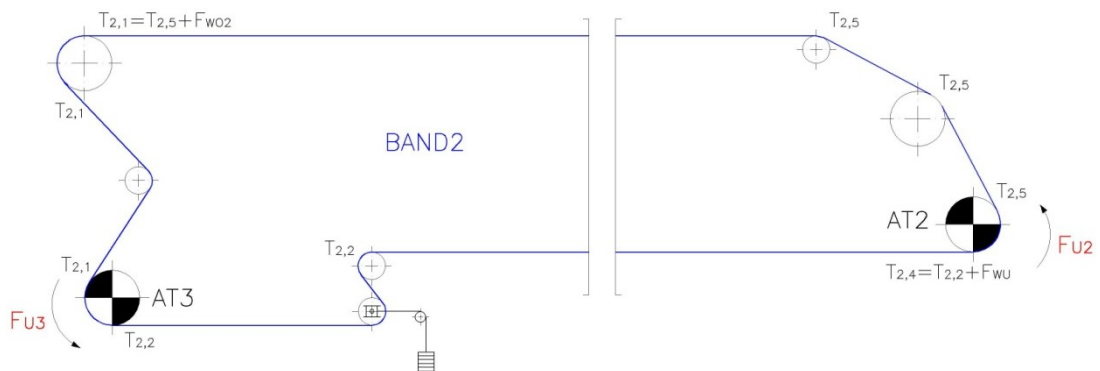


Abbildung 49: Band 2, Gurtzugkräfte

- 2) Die Ergebnisse aus 1) sind in Abbildung 50 dargestellt.

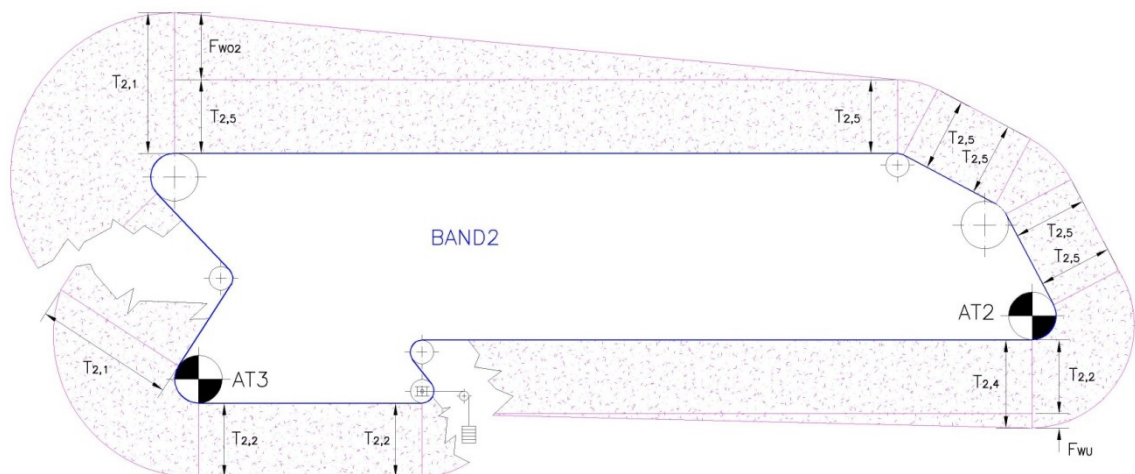


Abbildung 50: Gurtzugkraftverlauf Band 2

- 3) Die Installation der Zwischenantriebe ATZ3 und ATZ4 erfolgt nach dem gleichen Schema wie für Band 1 (Abbildung 51).

Mit den graphisch ermittelten Umfangskräfte  $F_{UZ3}$  und  $F_{UZ4}$  kann auf die entsprechenden Antriebsleistungen  $P_{WZ3}$  und  $P_{WZ4}$  zurück gerechnet werden:

$$F_{UZ3}=219 \text{ kN,}$$

$$F_{UZ4}=219 \text{ kN,}$$

$$P_{WZ3}=P_{WZ4}=F_{UZ3/UZ4} \cdot v$$

$$P_{WZ3}=P_{WZ4}=\underline{985,50 \text{ kW.}}$$

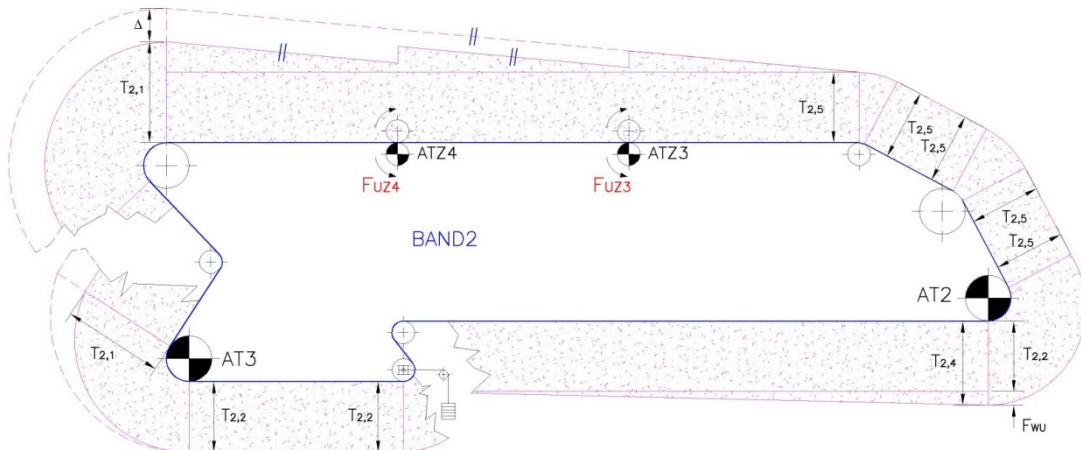


Abbildung 51: Zwischenantriebe Band 2

4) Die Leistung an AT3 wird um jene von ATZ3 und ATZ4 kleiner:

$$P_{W3}=P_{W3alt}-P_{WZ3}-P_{WZ4}$$

$$P_{W3}=1791072,22 \text{ W} \triangleq \underline{1791,07 \text{ kW}}$$

(zum Vergleich bisher:  $P_{W3alt}=3762,07 \text{ kW}$ ).

Das ergibt an AT3 eine neue zu übertragende Umfangskraft:

$$F_{U3}=\frac{P_{W3alt}-P_{WZ3}-P_{WZ4}}{v}$$

$$F_{U3}=398016,05 \text{ N} \triangleq \underline{398,02 \text{ kN}}$$

(zum Vergleich bisher:  $F_{U3alt}=836,02 \text{ kN}$ ).

5) Die neuen Mindestgurtzugkräfte betragen dann:

$$T_{2,2}=440150,60 \text{ N} \triangleq \underline{440,15 \text{ kN}}$$

(zum Vergleich bisher:  $T_{2,2alt}=924,52 \text{ kN}$ )

und

$$T_{2,1}=838166,65 \text{ N} \triangleq \underline{838,17 \text{ kN}}$$

(zum Vergleich bisher:  $T_{2,1alt}=1760,53 \text{ kN}$ ).

Die erforderliche Kraft kann durch den Einsatz der Hilfsantriebe also um

$$\Delta = T_{2,1alt} - T_{2,1}$$

$$\Delta = 922,37 \text{ kN}$$

reduziert werden.

- 6) Ergebnisse der Rundrechnung mit den neuen Mindestgurtzugkräften (Abbildung 52):

$$T_{2,2}^* = T_{V2}^* = 440150,60 \text{ N} \triangleq 440,15 \text{ kN},$$

$$T_{2,4} = 619214,50 \text{ N} \triangleq 619,21 \text{ kN},$$

$$T_{2,5} = 440150,60 \text{ N} \triangleq 440,15 \text{ kN},$$

$$T_{Z3} = 718822,62 \text{ N} \triangleq 718,82 \text{ kN},$$

$$T_{Z4} = 778494,64 \text{ N} \triangleq 778,49 \text{ kN},$$

$$T_{2,1} = 838166,65 \text{ N} \triangleq 838,17 \text{ kN},$$

$$T_{2,2} = 440150,60 \text{ N} \triangleq 440,15 \text{ kN}.$$

Erneut werden die Grenzbedingung und Durchhangsbegrenzung erfüllt.

- 7) Zur Berechnung der Vorspannkraft wird analog zu Gleichung 53 von Band 1, wiederum unter Vernachlässigung der Reibung, folgende Gleichung verwendet (Abbildung 53):

$$T_{V2} \approx 2 \cdot T_{V2}^* \quad \text{[Gleichung 54]}$$

$$T_{V2} \approx 880301,21 \text{ N} \triangleq \underline{880,30 \text{ kN}} \triangleq 89,74 \text{ t}.$$

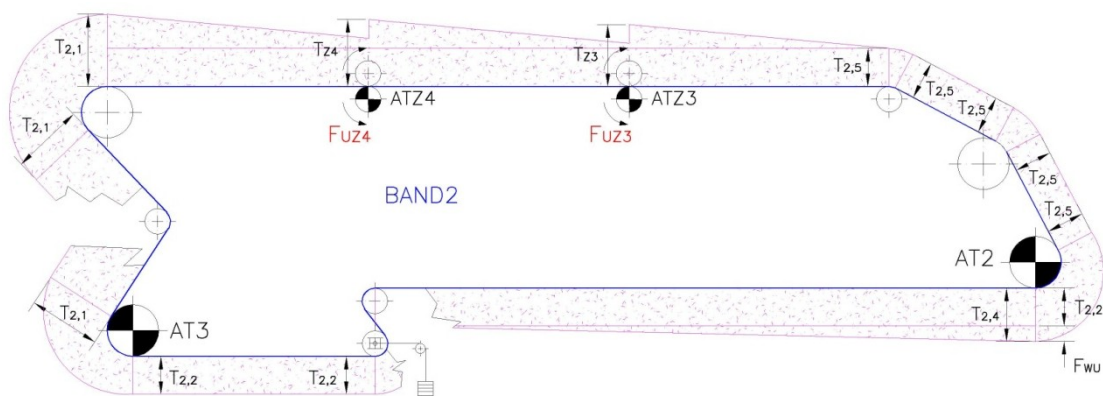
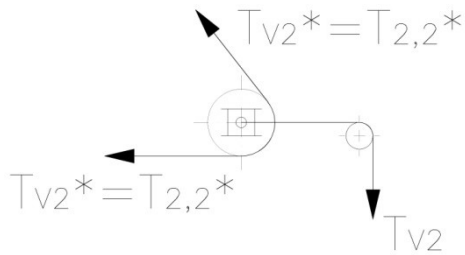


Abbildung 52: Gurtzugkraftverlauf mit Zwischenantrieben Band 2



**Abbildung 53: Vorspannkraft Band 2**

### **Gegenüberstellung Band 1 und Band 2**

Obwohl die Antriebsleistungen von AT2, ATZ1, ATZ2 und AT1 für Band 1 und AT2, ATZ3, ATZ4 und AT3 für Band 2 gleich groß sind und die minimalen Unterschiede in der Förderlänge vernachlässigt werden, treten Unterschiede in den Gurtzugkräften und dadurch auch in den Vorspannkraften auf. Diese Unterschiede lassen sich auf die unterschiedlichen Umschlingungswinkel an AT1 bzw. AT3 zurückführen.

Um einen möglicherweise auftretenden Schlupf im kritischen Punkt, also im Treffpunkt der beiden Gurte, möglichst gering zu halten ist es notwendig, dass beide Gurte in diesem Bereich dieselbe Kraft aufweisen.

$T_{1,2} = 247,68 \text{ kN}$  und  $T_{2,2} = 440,15 \text{ kN}$  unterscheiden sich allerdings erheblich.

Es gibt zwei Möglichkeiten um die beiden Kräfte einander anzugleichen:

Zum Einen kann durch konstruktive Änderungen die Lage der Trommeln soweit verändert werden, dass beide Umschlingungswinkel gleich groß werden, zum Anderen kann die Gurtvorspannkraft von Band 1 soweit erhöht werden, bis  $T_{1,2} = T_{2,2}$ .

Zur weiteren Berechnung wird die Vorspannkraft  $T_{V1}$  gleich  $T_{V2}$  gesetzt:

$$T_{V1} = T_{V2} = 880,30 \text{ kN} \triangleq 89,74 \text{ t.}$$

Damit gleichen sich auch die Gurtvorspannkraften einander an:

$$T_{V1}^* = T_{V2}^* = 440,15 \text{ kN.}$$

Aus der Tatsache, dass die eingebrachten Umfangkräfte und Trommelachsabstände gleich sind, ergeben sich für Band 1 und Band 2 idente Gurtzugkräfte.

### **Zusammenfassung**

Tabelle 12 fasst die in diesem Abschnitt bestimmten Gurtkräfte im Betrieb, sowie die notwendigen Vorspannkraften bzw. –massen nochmals zusammen:

**Tabelle 12: Zusammenfassung Gurtzug- und Vorspannkkräfte (stationärer Betriebszustand)**

$T_{1,1} = T_{2,1}$	838166,65 N $\hat{=} 838,17$ kN
$T_{1,2} = T_{2,2}$	440150,60 N $\hat{=} 440,15$ kN
$T_{1,4} = T_{2,4}$	619214,50 N $\hat{=} 619,21$ kN
$T_{1,5} = T_{2,5}$	440150,60 N $\hat{=} 440,15$ kN
$T_{Z1} = T_{Z3}$	718822,62 N $\hat{=} 718,82$ kN
$T_{Z2} = T_{Z4}$	778494,64 N $\hat{=} 778,49$ kN
$T_{V1} = T_{V2}$	880,30 kN $\hat{=} 89,74$ t

### 3.4.2 Fördergurt

Bei der Auslegung des Fördergurtes wird von der maximal auftretenden Gurtzugkraft ausgegangen.

Bisher wurde nur der stationäre Betriebszustand betrachtet, wobei die im Anfahrzustand kurzzeitig auftretenden Spannungsspitzen unberücksichtigt bleiben. Im Folgenden wird mit einem Anlauffaktor  $K_A$  und der installierten Antriebsleistung  $P_{MN}$  pauschal die erhöhte Umfangskraft  $F_{UA}$  beim Anfahren für jede Antriebstrommel bestimmt. Daraus ergibt sich durch neuerliche Rundrechnung die größte Gurtzugkraft.

Mit dieser maximalen Gurtzugkraft wird die breitenbezogene Gurtspannung  $k_{max}$  und des weiteren unter Berücksichtigung diverser Unsicherheiten über die Sicherheit  $S$  die Nennbruchkraft  $k_N$  des Gurtes berechnet, mit der eine Auswahl getroffen werden kann.

#### Gurtspannung $k_{max}$

Pauschale Bestimmung der Anfahr-Umfangskraft:<sup>56</sup>

$$F_{UA} = \frac{P_{MN} \cdot \eta}{v} \cdot K_A \cdot 1000. \quad \text{[Gleichung 55]}$$

Mit dem Anlauffaktor  $K_A \approx 1,3$  für Umrichterbetrieb und den installierten Antriebsleistungen aus Tabelle 13 ergeben sich die in Tabelle 14 zusammengefassten Umfangskräfte.

**Tabelle 13: Antriebsleistungen**

$P_{w1}$	1791,07 kW	$P_{M,erf1}$	2107,14 kW	$P_{MN1}$	2160 kW $\hat{=} 2x$	1080 kW
$P_{w2}$	805,79 kW	$P_{M,erf2}$	947,99 kW	$P_{MN2}$	970 kW $\hat{=} 1x$	970 kW
$P_{w3}$	1791,07 kW	$P_{M,erf3}$	2107,14 kW	$P_{MN3}$	2160 kW $\hat{=} 2x$	1080 kW
$P_{WZ1}$	985,50 kW	$P_{M,erfZ1}$	1159,41 kW	$P_{MNZ1}$	1250 kW $\hat{=} 1x$	1250 kW
$P_{WZ2}$	985,50 kW	$P_{M,erfZ2}$	1159,41 kW	$P_{MNZ2}$	1250 kW $\hat{=} 1x$	1250 kW
$P_{WZ3}$	985,50 kW	$P_{M,erfZ3}$	1159,41 kW	$P_{MNZ3}$	1250 kW $\hat{=} 1x$	1250 kW
$P_{WZ4}$	985,50 kW	$P_{M,erfZ4}$	1159,41 kW	$P_{MNZ4}$	1250 kW $\hat{=} 1x$	1250 kW

<sup>56</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.47

**Tabelle 14: Umfangskräfte im Anfahrzustand**

$F_{UA1}$	530400,00	N	$\triangleq$	530,40 kN
$F_{UA2}$	238188,89	N	$\triangleq$	238,19 kN
$F_{UA3}$	530400,00	N	$\triangleq$	530,40 kN
$F_{UZA1}$	306944,44	N	$\triangleq$	306,94 kN
$F_{UZA2}$	306944,44	N	$\triangleq$	306,94 kN
$F_{UZA3}$	306944,44	N	$\triangleq$	306,94 kN
$F_{UZA4}$	306944,44	N	$\triangleq$	306,94 kN

Nach Neuberechnung der Mindestgurtzugkräfte, Bestimmung einer Vorspanngurtzugkraft und neuerlicher Rundrechnung sowohl für Band 1 als auch für Band 2 und darauffolgender Vorspannkrafterhöhung von Band 1 im Sinne der Gurtkraftangleichung im kritischen Bereich, kommt man schließlich auf die in Tabelle 15 eingetragenen Gurt- und Vorspannkkräfte im Anfahrzustand.

**Tabelle 15: Zusammenfassung Gurtzug- und Vorspannkkräfte (Anfahrzustand)**

$T_{1,1A} = T_{2,1A}$	984564,96 N	$\triangleq$	984,56 kN
$T_{1,2A} = T_{2,2A}$	575686,90 N	$\triangleq$	575,69 kN
$T_{1,4A} = T_{2,4A}$	754750,79 N	$\triangleq$	754,75 kN
$T_{1,5A} = T_{2,5A}$	575686,90 N	$\triangleq$	575,69 kN
$T_{Z1A} = T_{Z3A}$	854358,91 N	$\triangleq$	854,36 kN
$T_{Z2A} = T_{Z4A}$	914030,93 N	$\triangleq$	914,03 kN
$T_{V1A} = T_{V2A}$	1151,37 kN	$\triangleq$	117,37 t

Aus Tabelle 12 und Tabelle 15 ist  $T_{1,1A} = T_{2,1A} = 984,56$  kN als größte Gurtzugkraft zu erkennen.  $T_{V1A} = T_{V2A}$  ist größer, allerdings ist das die Kraft an der Spanntrommel. Die Gurtzugkraft ist demnach nur halb so groß (vgl. Gleichung 53 und Gleichung 54).

Die Gurtspannung  $k_{\max}$  ist die maximale Gurtkraft bezogen auf die Gurtbreite:

$$k_{\max} = \frac{T_{1,1A/2,1A}}{B} \quad \text{[Gleichung 56]}$$

$$k_{\max} = 447,53 \text{ N/mm.}$$

### Nennbruchkraft $k_N$

Die Nennbruchkraft  $k_N$  als maßgebende Größe zur Gurtauswahl enthält die Gurtspannung  $k_{\max}$  und den Sicherheitsfaktor  $S$ , welcher u.a. die Alterung des Gurtwerkstoffes, Festigkeitsverlust an den Verbindungsstellen der Endlosgurte und zusätzliche Randdehnungen an Ein- und Ausmuldung berücksichtigt.

Mit einer Sicherheit  $S=6$  ergibt sich:

$$k_N = k_{\max} \cdot S \quad \text{[Gleichung 57]}$$

$$k_N = \underline{2685,18 \text{ N/mm.}}$$

## Gurtauswahl

Die Anwendung von Textilgurten kann sofort ausgeschlossen werden, da die Gurtdehnungen bei einer derartigen Anlagenlänge überdurchschnittlich groß wären und somit nur Stahlseilgurte in Frage kommen.

Anhand der Nennbruchkraft  $k_N$  kann aus Tabelle 16 der passende Gurt ausgewählt werden.

Typ: St 2800 (Aufbau siehe Abbildung 54).

Die Gesamtdicke des Gurtes setzt sich aus der Dicke des Zugträgers, der Deck- und der Laufplattendicke zusammen.

In Anlehnung an Tabelle 16 würde das eine Mindestdicke von

$$7,1 \text{ mm} + 5 \text{ mm} + 5 \text{ mm} = \underline{17,1 \text{ mm}}$$

ergeben, wobei es abhängig von Korngröße, Schüttgutform und -temperatur, Umgebungsbedingungen, etc. Anpassungen zu treffen gilt.

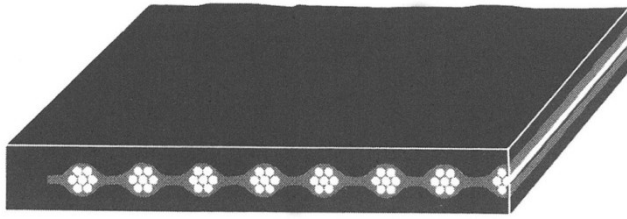
**Tabelle 16: Technische Daten Stahlseilgurte<sup>57</sup>**

Technische Daten (Richtwerte)										
Typ	Nennbruchkraft	Seildurchmesser	Seilteilung	Gurtverbindung Länge $l_v^{1)}$	Anzahl Stufen	Gurtbreite bei 30°-Muldung mind. <sup>3)</sup>	Durchmesser der Antriebstrommel mind.	Bezugsdehnung bei 10% der Mindestbruchkraft	Gewicht des Gurtkerns <sup>4)</sup>	Mindest-Deckplattendicke
	N/mm	mm	mm	mm		mm	mm			
ST 500	500	2,9	12,5	500	1	400	500	0,1 - 0,3	6,3	3
St 630	630	2,9	10	550	1					
St 800	800	3,6	12	600	1					
St 1000	1000	4,9	12	600	1					
St 1120	1120	4,3	11	650	1	500	630	0,1 - 0,3	10,1	3
St 1250	1250	4,8	14	650	1					
St 1400	1400	4,0	9	1000	2					
St 1600	1600	5,5	15	750	1					
St 1800	1800	5,5	13,5	1150	2	650	800	0,1 - 0,3	15,2	4
St 2000	2000	5,5	12	1150	2					
St 2250	2250	5,5	11	1150	2					
St 2500	2500	7,1	15	1350	2					
St 2800	2800	7,1	13,5	1450	2	800	1000	0,1 - 0,3	18,6	5
St 3150	3150	7,9	15	1650	2					
St 3500	3500	8,4	15	2350	3					
St 4000	4000	8,9	15	2650	3					
St 4500	4500	9,6	16	2800	3	1000	1400	0,15 - 0,3	27,0	7
St 5000	5000	10,7	17	4050	4					
St 5400	5400	11,2	17	4450	4					
St 6300	6300	12,3	18	2)	2)					
St 7100	7100	13,1	19	2)	2)	1200	1800	0,15 - 0,3	40,9	9

<sup>57</sup>

Quelle: ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2010)





**Abbildung 54: Stahlseilgurt Aufbau**<sup>58</sup>

Nähere Untersuchungen über das Muldungs- oder Dehnungsverhalten des Gurtes oder Angaben hinsichtlich Deckplattenauslegung (Dicke, Werkstoff, usw.) sind nicht Hauptinhalt der vorliegenden Arbeit.

### Gurtauswahl einer Anlage ohne Hilfsantriebe als Vergleich

Für eine äquivalente Anlage, allerdings ohne Zwischenhilfsantriebe wäre die Auswahl des Gurtes wie folgt zu treffen:

Aus den größer zu dimensionierenden Hauptantrieben, den daraus resultierenden Umfangskräften im Anfahrzustand und den damit verbundenen erhöhten Mindestgurtzugkräften ergeben sich nach Festlegung der Vorspannkraft alle Gurtkräfte entlang der Anlage.

Analog wie zu Beginn dieses Kapitels werden die Gurtzugkräfte für den Anfahrzustand, diesmal allerdings ohne Zwischenantriebe, ermittelt.

Tabelle 17 fasst die für die Gurtauswahl interessanteren, weil größeren, Anfahr-Gurtkräfte zusammen.

**Tabelle 17: Gurtzug- und Vorspannkräfte ohne Zwischenantriebe (stationär und instationär)**

$T_{1,1A}' = T_{2,1A}'$	2041699,9 N $\triangleq$ 2041,70 kN
$T_{1,2A}' = T_{2,2A}'$	575686,90 N $\triangleq$ 575,69 kN
$T_{1,4A}' = T_{2,4A}'$	754750,79 N $\triangleq$ 754,75 kN
$T_{1,5A}' = T_{2,5A}'$	575686,90 N $\triangleq$ 575,69 kN
$T_{V1A}' = T_{V2A}'$	1151,37 kN $\triangleq$ 117,37 t

Aus  $T_{1,1A}'$  bzw.  $T_{2,1A}'$  als maximaler Zugkraft ergibt sich über die Gurtspannung die Nennbruchkraft:

$$k_N' = 5568,27 \text{ N/mm.}$$

Für die Anlage ohne Zwischenantriebe ist nach Tabelle 16 ein Fördergurt des Typs St 5400 (Sicherheit  $S=5,8$ ) notwendig.

Die Mindestdicke dieses Gurtes beträgt:

$$11,2 \text{ mm} + (2 \cdot 8 \text{ mm}) = 27,2 \text{ mm.}$$

<sup>58</sup> Quelle: ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.88

Die Vorteile des Einsatzes von Zwischenantrieben sind durch Gegenüberstellung der zwei ermittelten Gurttypen in Tabelle 18 zu erkennen. Der Fördergurt, der den überwiegenden Anteil der Anlagenkosten ausmacht, ist für den St 2800 wesentlich dünner und damit leichter und kostengünstiger. Ein leichterer Gurt bedeutet auch kleinere Trommeln und Tragrollen und der Stahlbau samt Fundamente kann kleiner dimensioniert werden.

**Tabelle 18: Gegenüberstellung St 2800, St 5400**

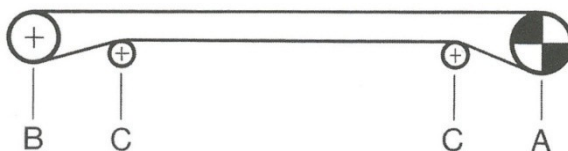
	St 2800	St 5400
Dicke des Zugträgers [mm]	7,1	11,2
Mindestdeckplattendicke [mm]	5	8
Mindestantriebs- trommeldurchmesser [mm]	1000	1600
Masse des Zugträgers (ohne Deckplatte) [kg/m <sup>2</sup> ]	19,9	38,4
Gesamtmasse je Zugträger, (B=2200; ohne Deckplatte) [t]	~525,4	~1013,8

### 3.4.3 Trommeldurchmesser

Der Trommeldurchmesser kann nicht beliebig klein gewählt werden, denn er steht in direktem Zusammenhang mit der Lebensdauer des Gurtes und seiner Endlos-Verbindung. Bei ordnungsgemäßer Gurtverbindung wird im Folgenden davon ausgegangen, dass die Dauer der Verbindung mindestens die Lebenserwartung des Gurtes erreicht. Werden die in diesem Abschnitt bestimmten Mindestdurchmesser unterschritten, kann es zu frühzeitigem Ausfall und erhöhtem Verschleiß der Trommeloberflächen kommen.<sup>59</sup>

Grundsätzlich wird zwischen drei Trommelarten unterschieden (Abbildung 55):

- Trommel A: Antriebstrommeln (hohe Gurtzugkräfte)
- Trommel B: Umlenktrommeln (geringere Gurtzugkräfte)
- Trommel C: Einschnür- und Ablenktrommeln (Umschlingungswinkel < 30°)



**Abbildung 55: Trommelarten<sup>60</sup>**

<sup>59</sup> Vgl. DIN 22101 (2002), S.38

<sup>60</sup> Quelle: ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.79

Mit einem Faktor  $c_1=145$  für einen Gurt mit Stahlseileinlagen aus Tabelle 19 und der Dicke des Zugträgers  $s_z=7,1$  mm aus Tabelle 16 kann der Mindestdurchmesser für Trommeln des Typs A ermittelt werden:<sup>61</sup>

$$D_{TR(A)} \geq s_z \cdot c_1 \quad \text{[Gleichung 58]}$$

$$D_{TR(A)} \geq \underline{1029,5 \text{ mm.}}$$

Es werden anhand Tabelle 20 für Stufe 12 folgende Trommeldurchmesser für A-, B- und C-Trommeln zugrundegelegt:

$$D_{TR(A)} = \underline{1250 \text{ mm}},$$

$$D_{TR(B)} = \underline{1000 \text{ mm}},$$

$$D_{TR(C)} = \underline{800 \text{ mm}}.$$

**Tabelle 19: Faktor  $c_1$** <sup>62</sup>

$c_1$	Zugträgermaterial in Kettrichtung (längs)
60	Baumwolle (B)
90	Polyamid (P)
105	Polyester (E)
100	CON-MONTEX®
80	CON-BITEX®
145	STAHLCORD® (St)

**Tabelle 20: Genormte Trommeldurchmesser [mm]**<sup>63</sup>

Stufe	Trommel-Art		
	A	B	C
1	100	–	–
2	125	100	–
3	160	125	100
4	200	160	125
5	250	200	160
6	315	250	200
7	400	315	250
8	500	400	315
9	630	500	400
10	800	630	500
11	1000	800	630
12	1250	1000	800
13	1400	1250	1000
14	1600	1250	1000
15	1800	1400	1250
16	2000	1600	1250

<sup>61</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.79

<sup>62</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.79

<sup>63</sup> Vgl. ContiTech Transportbandsysteme GmbH (2008), S.80

## 4 Umsetzung

Auf Grundlage der in Kapitel 2 festgelegten und aus Kapitel 3 gewonnenen Daten wird in diesem Abschnitt ausgearbeitet, wie eine verschachtelte Anlage umgesetzt werden kann.

Mögliche Varianten einer Auf- und Abgabestation sowie des dazwischen verlaufenden Bandgerüsts sind in Form von Konzeptzeichnungen im Anhang A zu finden. Dabei handelt es sich um rein schematische Darstellungen, die eine Umsetzbarkeit verdeutlichen sollen und als Basis einer Detailkonstruktion dienen können, jedoch in dieser Form weder statisch berechnet noch an Muldungs- und Spannweiten angepasst wurden.

### 4.1 Bandgerüst

Zeichnung 01-Bandgerüst-1:

Mit einer Länge von 5,25 Meter und einem Abstand von 0,75 Meter zwischen den Modulen werden 1500 dieser Gerüsteinheiten zur Abdeckung der neun Kilometer benötigt. Die Gesamthöhe jedes Gerüsts beträgt 3,8 Meter und übersteigt jene einer konventionellen Anlage um ein Drittel.

Trapezprofile dienen als Windschutz und Einhausungen aus Wellblech sollen das Schüttgut vor den Witterungseinflüssen schützen und somit einen möglichst emissionsfreien Betrieb gewährleisten.

Für Wartungszwecke ist in bestimmten Abständen, beispielsweise durch das Anbringen von Scharnieren, ein leichtes und schnelles Öffnen dieser beiden Schutzeinrichtungen sicherzustellen.

Eventuell ist es nötig zwischen Obertrum 1 und 2 zusätzliche Schutzbleche zu installieren, die im Falle von Verklumpungen des Materials die Tragrollen des oberen Rollenstuhls schützen.

### 4.2 Aufgabestation

Zeichnungen 02-Aufgabestation-1 und 02-Aufgabestation-2:

Der obere der aufeinander zurücklaufenden Gurte im Untertrum wird vor dem Umlauf um die Antriebstrommel durch einen Pflugabstreifer gereinigt, um Beschädigungen des Gurtes oder der Trommeloberfläche durch eingeklemmtes Material zu vermeiden.

Nach Trennung und Umlauf um die Antriebs- und Umlenktrommeln folgen die Einmuldung und die Schüttgutaufgabe. Zur leichteren Befüllung des Bandes 1 ist der Vertikalabstand zwischen beiden Bändern in diesem Bereich etwas größer als im restlichen Teil der Anlage. Die geteilte Schurre hat damit genug Platz das Schüttgut um Band 2 herumzuführen und Band 1 seitlich zu beladen, wie es im Schnitt D-D der Zeichnung 02-Aufgabestation-2 zu erkennen ist. Es handelt sich hierbei um eine rein schematische Darstellung. Die optimale Geometrie der Schurre, die eine mittige Materialaufgabe ohne Stauungen ermöglicht, sollte mithilfe von Diskrete-Elemente-Simulationen bestimmt werden.

In den Schnitten sind Rollenstühle mit gewöhnlichen Tragrollen dargestellt, der Einsatz von Polsterrollen oder eine Konstruktion mit Gleittischen sind mögliche Alternativen.

### 4.3 Abgabestation

Zeichnungen 03-Abgabestation-1 und 03-Abgabestation-2:

Nach der Ausmuldung wird sowohl Band 1 als auch Band 2 durch je einen primären und sekundären Gurtabstreifer gereinigt, um Beschädigungen beim Trommelumlauf zu vermeiden. Idealerweise geschieht das innerhalb der Übergabeschurre und das abgestreifte Material landet auf dem Abzugsband und nicht neben der Anlage. Für Band 1 ist unter Umständen, wie nach der Spanntrommel angedeutet, noch ein dritter Gurtreiniger zu installieren, welcher die letzten Rückstände vor dem Zusammentreffen der Gurte entfernt. Unter diesem tertiären Reiniger wäre ein Leitblech vorzusehen, welches die unerwünschten Rückstände auf das nachgeschaltete Band lenkt und verhindern soll, dass das darunterliegende Band 2 verschmutzt wird.

Die erforderlichen Gurtspannungen werden mittels Umlenktrommeln, die auf Spannwagen montiert sind aufgebracht. Bei Band 1 geschieht das über Gewichte in einem Spannturm und bei Band 2 über eine elektrisch oder hydraulisch betriebene Spannwinde mit einer Steuerung. Die Steuerung soll über die Winde einen für die Spannung im Gurt vorgegebenen Sollwert durch den Vergleich mit dem Istwert stets aufrechterhalten bzw. bei Relativbewegungen zwischen den Gurten die Spannung anpassen und den Schlupf beim gemeinsamen Rücklauf möglichst klein halten. Das Verhalten der Bänder bei Veränderung der Spannung durch Eingriffe von außen soll am Versuchsstand in Kapitel 5 untersucht werden.

Zeichnung 03-Abgabestation-2 zeigt im Schnitt C-C die Übergabe von Band 1 auf das querverlaufende Abzugsband und das problemlos darunter vorbeilaufende Band 2.

### 4.4 Alternative mit getrenntem Untertrum

Zeichnungen 04-Bandgerüst2-1, 05-Aufgabestation2-1, 05-Aufgabestation2-2, 06-Abgabestation2-1 und 06-Abgabestation2-2:

Da durch den gemeinsamen Rücklauf im Untertrum bei einem Störfall eines Bandes immer beide Bänder stillgelegt werden müssen, ist in diesen Zeichnungen eine redundante Alternative einer verschachtelten Anlage mit getrenntem Gurtrücklauf dargestellt. Die Vorteile bleiben weitestgehend erhalten und zusätzlich kann völlig unabhängig voneinander gefördert werden. Diese Zeichnungen dienen als Veranschaulichung, dass auch diese Variante einer parallelen, vertikal versetzten Förderung möglich ist, für nähere konstruktive Ausführungen bedarf es einer Neuberechnung und Auslegung, gesondert für jeden Gurt.

## 5 Versuchsstand

Da auf keinerlei Erfahrungen oder Versuche von Förderanlagen mit gemeinsamen Rücklauf übereinander liegender Gurte zurückgegriffen werden kann, ist es notwendig einen Versuchsstand anzufertigen um ein eben solches Verhalten untersuchen zu können.

### 5.1 Auslegung

Auf Basis der räumlichen Vorgaben wird eine Förderlänge  $L=5\text{ m}$  bei einer Gurtbreite  $B=400\text{ mm}$  und eine Gurtgeschwindigkeit  $v=2\text{ m/s}$  festgelegt.

Anhand von Konzept 3 aus Abschnitt 3.3.3 und den Gleichungen aus Kapitel 3.1.1 werden die Bewegungswiderstände  $F_{W01}$ ,  $F_{W02}$  und  $F_{WU}$  bestimmt ( $F_{W01}=F_{W02}=117,92\text{ N}$ ;  $F_{WU}=30,02\text{ N}$ ).

Mit der Aufteilung der Gesamtleistung nach Variante 2 (siehe Kapitel 3.3.3) und den Gleichungen aus Abschnitt 3.1.2 ergeben sich die erforderlichen Motorleistungen  $P_{M,erf1}$ ,  $P_{M,erf2}$  und  $P_{M,erf3}$  ( $P_{M,erf1}=P_{M,erf3}=277,46\text{ W}$  und  $P_{M,erf2}=70,64\text{ W}$ ).

Es werden zwei Kegelradtriebmotoren mit einer Bemessungsleistung  $P_{MN1}=P_{MN3}=\underline{0,37\text{ kW}}$  und einer mit  $P_{MN2}=\underline{0,18\text{ kW}}$  installiert.

Aus den Mindestgurtzugkräften (siehe Kapitel 3.1.2) errechnen sich die Gurtzugkräfte im Betrieb sowie die notwendige Vorspannkraft für jeden Gurt.  $T_{V1}=16,06\text{ kg}$  und  $T_{V2}=34,56\text{ kg}$  wird zur Vermeidung von Schlupf im kritischen Punkt, wie in Abschnitt 3.4.1 beschrieben, angeglichen auf  $T_{V1}=T_{V2}=\underline{34,56\text{ kg}}$ .

Zum Einsatz kommen Gewebegurte mit zwei Textileinlagen und einer auf die Gurtbreite bezogenen Festigkeit von  $250\text{ N/mm}$  (Gurtbenennung: EP250/2).

Alle übrigen Daten wie Tragrollenabstände, Trommeldurchmesser, Muldungswinkel usw. sind der Stückliste und den Zeichnungen im Anhang B zu entnehmen.

### 5.2 Konstruktion

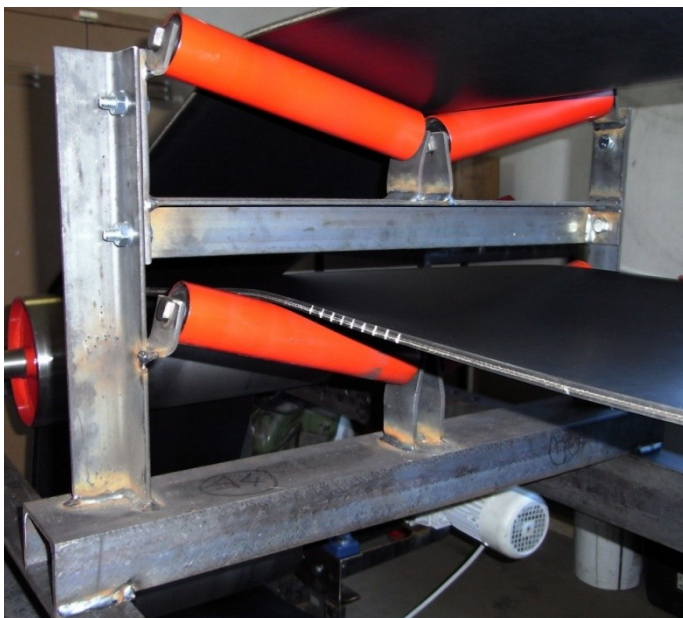
Einen Überblick über den gesamten Versuchsstand gibt Abbildung 56.

Die entsprechende Zusammenstellungszeichnung mit der Zeichnungsnummer 01 sowie alle Fertigungszeichnungen der darauf zu erkennenden Schweißkonstruktionen sind in Anhang B zu finden.



**Abbildung 56: Versuchsstand Übersicht**

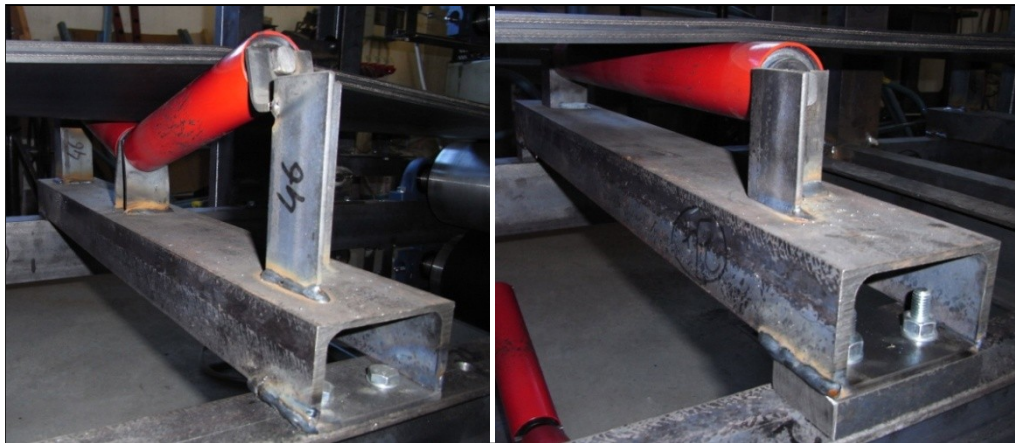
Um einen Einbau von Gurt 1 zu ermöglichen, besteht der Tragrollenstuhl im Obertrum aus zwei miteinander verschraubten Einzelrollenstühlen mit V-Muldung (siehe Abbildung 57 bzw. Zeichnungsnummer 06, Anhang B).



**Abbildung 57: Versuchsstand Tragrollenstuhl Obertrum**

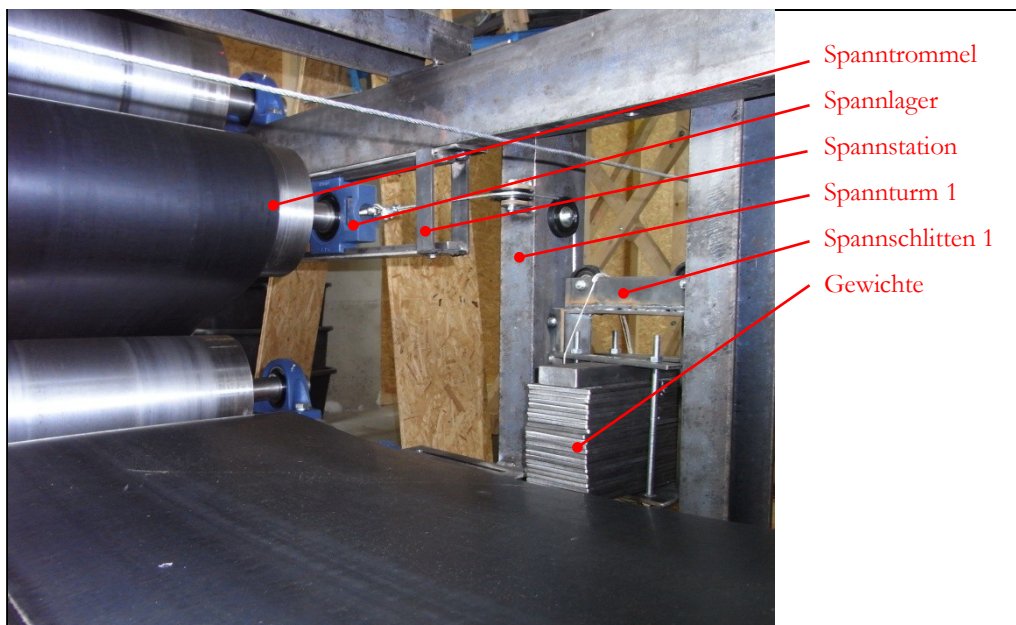
Für das Untertrum können gemuldete (Abbildung 58 links bzw. Zeichnungsnummer 07, Seite 1) oder flache Rollenstühle (Abbildung 58 rechts bzw. Zeichnungsnummer 07, Seite 2) eingebaut werden und so kann das Verhalten der in diesem Bereich aufeinanderliegenden Gurte für jede Variante untersucht werden.





**Abbildung 58: Versuchsstand Tragrollenstühle Untertrum**

Jeder Gurt wird über eine Umlenktrummel gespannt, wie es in Abbildung 59 zu erkennen ist. Diese ist mit Spannlagern gelagert, welche in Spannstationen (Zeichnungsnummer 04) laufen und über ein Seilzugsystem mit je einem Schlitten in einem Spannturm (Zeichnungsnummer 05) verbunden sind. Die Schlitten werden mit Gewichten beladen und somit wird die Spannung in jedem Gurt erzeugt.



**Abbildung 59: Versuchsstand Spanneinrichtung Gurt 1**

Wie es den Zeichnungen mit den Nummern 02 und 03 zu entnehmen ist, werden zahlreiche Mehrbohrungen im Stahlbau vorgesehen. Dies ermöglicht eine variable Veränderung der Position vieler Komponenten oder bei Bedarf auch den Austausch, beispielsweise von Antriebs- und Umlenktrummel. Der Hauptstahlbau wird zu Transportzwecken in der Mitte, in Kopf und Heck, geteilt.

Der Lastaufbringer aus Abbildung 60 bzw. mit der Zeichnungsnummer 10 dient der Simulation von Schüttguttransport. Die Untersuchung des Verhaltens der Gurte bei



unterschiedlichen Spannungszuständen und das Erzeugen von Spannungsdifferenzen zwischen den Gurten wird damit ohne unnötigem Hantieren mit Schüttgut und dem damit verbundenem zusätzlichem Einbau von Schurren, Leitblechen, Behältern usw. ermöglicht. Durch die Langlöcher sind die zwei Schweißkonstruktionen vertikal verschiebbar. Mit beliebigem Gewicht belastet, wird über die Tragrollen die Kraft auf den Gurt übertragen, genau so als würde in diesem Bereich Schüttgut auf das Band aufgegeben.



Abbildung 60: Versuchsstand Lastaufbringer

## 5.3 Versuchsdurchführung

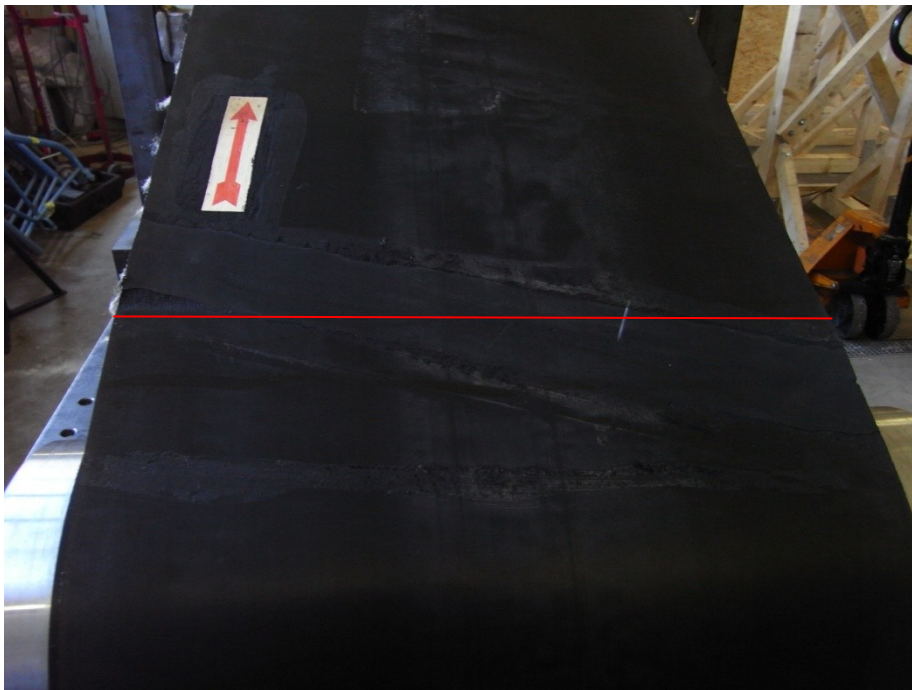
### 5.3.1 Vorbereitung

Die drei Getriebemotoren werden direkt durch Anschließen an das Netz, ohne einen Frequenzumrichter dazwischen zu schalten, gestartet. Dazu werden alle drei mit einem Schütz für Dreiphasenstrom (400 Volt, 16 Ampere) verbunden und dieser mit einem dreiphasigen Ausgang an das Netz angeschlossen. Über einen Schalter werden die Kontakte durch die von den Spulen erzeugten Magnetfelder im Schütz mit 230 Volt Steuerspannung geschlossen, bzw. bei Wegfall des Stromflusses durch Federn wieder selbsttätig geöffnet. Durch die geringen Leistungen der einzelnen Antriebe kann der minimal verzögerte Hochlauf zwischen den Motoren vernachlässigt werden. Bei größeren Anlagen sollten die Antriebe beim Hochlauf mit Umrichtern betrieben werden, denn so

kann jeder einzelne Motor gezielt gesteuert und Schwingungen entlang des Förderbandes auf ein Minimum reduziert werden.

Das Optimieren der Trommelstellungen, das einen geraden Gurtlauf ermöglichen soll, stellt sich durch die Interaktionen zwischen den Bändern als schwieriger dar, als es für nur einen Gurt der Fall wäre.

Bei allen Versuchen wird eine Relativbewegung der Gurte in Schussrichtung festgestellt. Der Grund für dieses Quergleiten liegt in der Gurtverbindung. Verfolgt man die in Abbildung 61 rot eingezeichnete Linie von links nach rechts, dann durchläuft man unverändertes Gurtmaterial, darauf folgt die vulkanisierte Verbindungsstelle und wieder Gurtmaterial. In diesem Bereich tritt nach der Vorspannung eine, im Gegensatz zum Rest des Fördergurtes, ungleichmäßige Spannungsverteilung auf. Läuft diese Stelle um eine Trommel, dann treten Kräfte quer zur Gurtrichtung auf und es kommt zu diesem Quergleiten.



**Abbildung 61: Versuchsstand Gurtverbindung**

Um Divergenzen und Ausnahmereischeinungen zu erkennen bzw. ausschließen zu können, wurden alle im Folgenden erläuterten Versuche mehrmals durchgeführt. Die dargestellten Untersuchungsergebnisse beschreiben das tatsächliche, wiederholt aufgetretene, Verhalten.

Da die Versuchsanlage in einer geschlossenen Halle aufgebaut ist, in der sich die Temperatur und der Feuchtegehalt während des Versuchszeitraums kaum geändert haben, sind keine Abweichungen des Betriebsverhaltens durch äußere Einflüsse zu erwarten.

### **5.3.2 Versuche mit flachem Untertrum**

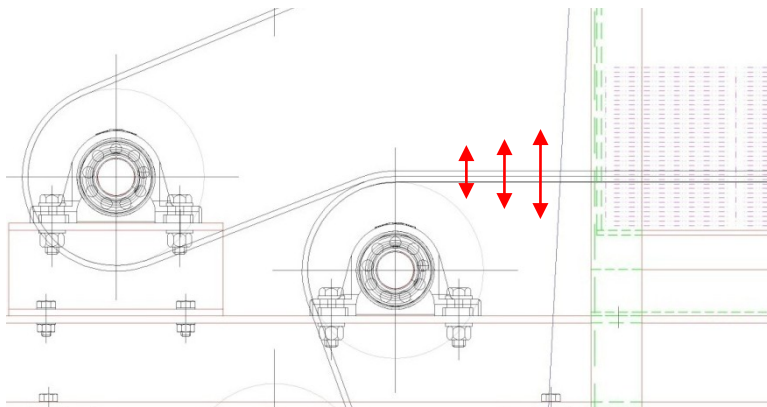
Für diese ersten Versuchsdurchläufe werden im Untertrum die einteiligen Tragrollenstühle mit den in der Zusammenstellungszeichnung 01 eingezeichneten 0,85 Meter Abstand montiert.

Um die Anpresskraft zwischen den Gurten zu erhöhen, werden die Einlagebleche mit den Positionsnummern 85 und 86 aus Zeichnung 11 untergelegt: Position 86 unter die Stühle eins und drei, Position 85 und 86 unter den Zweiten, also den Mittleren der drei Stühle, wodurch sich eine kleine vertikale Kurve im Untertrum ausbildet, welche die Anpresskraft erhöht.

### **Versuch 1: Turm1=35kg, Turm2=35kg**

Vor Anschluss der Motoren werden sowohl in den Schlitten von Turm 1, als auch in jenen von Turm 2 die in Abschnitt 5.1 berechneten 35 Kilogramm Gewichte in Form von Stahlplatten eingelegt.

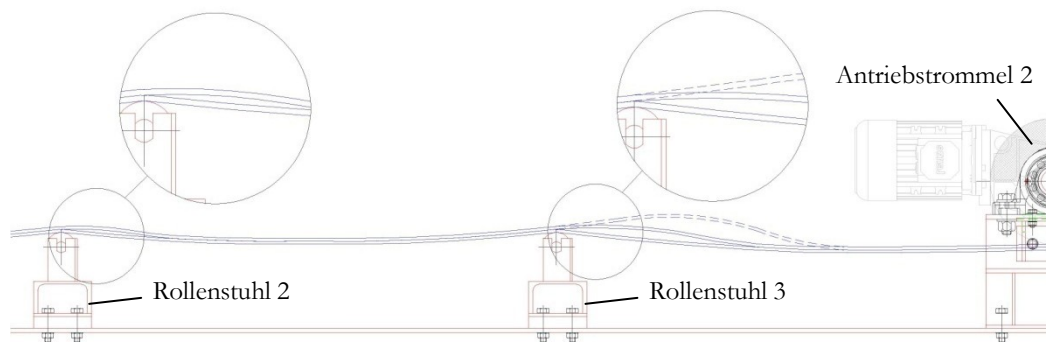
Bereits nach wenigen Sekunden im Betrieb sind neben den oben erwähnten Bewegungen quer zur Gurtlaufrichtung vertikale Schwingungen im gesamten Untertrum zu erkennen. Bei jedem Umlauf der Gurtverbindung um jene Trommel, an der sich beide Bänder treffen, wird ein Impuls erzeugt, der sich entlang des gesamten Untertrums ausbreitet, wie es in Abbildung 62 angedeutet ist.



**Abbildung 62: Versuchsstand Schwingungen im Untertrum**

Diese Schwingungen haben wenig Einfluss auf den Gurtlauf von Band 2, da dieses von unten durch die Tragrollen und von oben durch Band 1 gestützt ist. Gurt 1 kann sich allerdings nach oben bewegen und zeigt folgendes Verhalten:

Bei der Auswertung der Videoaufnahmen des Untertrums im Betrieb ist wenige Sekunden nach dem Hochfahren ein kurzzeitiges, minimales Abheben des oberen Gurtes kurz nach dem zweiten Rollenstuhl zu erkennen (in Abbildung 63 schematisch dargestellt). Diese kleine Welle bewegt sich weiter in Gurtlaufrichtung und wird dabei durch Nachrutschen kleiner.



**Abbildung 63: Versuchsstand Wellenbildung im Untertrum**

Unmittelbar nach dem dritten Stuhl hebt der Gurt erneut ab, die Ausbreitung der dabei gebildeten Welle wird durch die nachgeschaltete Antriebstrommel behindert und dadurch wird sie immer größer, wie es ebenfalls in Abbildung 63 dargestellt ist.

Es entstehen kurzfristig große Spannungen in Gurt 1, die Spanntrommel wird zurück gezogen und der Schlitten in Turm 1 wird bis zum Anschlag angehoben.

Vor einem Riss des Spannseiles oder dem Versagen eines anderen Bauteils wird der Versuch an dieser Stelle abgebrochen. Der aufgestaute und verschobene Gurt ist in Abbildung 64 zu sehen.

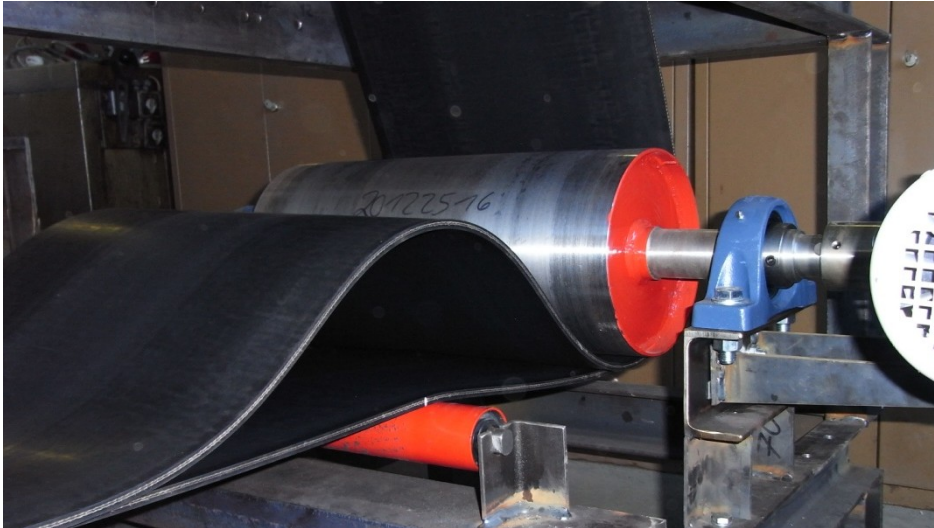


**Abbildung 64: Versuchsstand Gurtstau vor Antriebstrommel 2**

Auch durch Variation der Einlegebleche und damit verbundenen Kurvenradienänderungen oder Verschiebung des dritten Tragrollenstuhls in Richtung Antriebstrommel konnte die Wellenbildung nicht verhindert werden (Abbildung 65).

Eine Möglichkeit zur Verhinderung dieses Abhebens wäre die Installation einer Niederhaltrolle kurz nach jedem Rollenstuhl im Untertrum. Allerdings würde dadurch der Vorteil der Tragrolleneinsparung zunichte gemacht und es wäre sinnvoller in diesem Fall die Gurte gleich getrennt und unabhängig voneinander zu führen.





**Abbildung 65: Versuchsstand Gurtstau bei verschobenem Rollenstuhl 3**

### **Versuch 2: Turm1=max., Turm2=35kg**

In Turm 2 (zur Vorspannung von Band 2, also dem unteren Gurt im Untertrum) bleiben die 35 Kilogramm-Gewichte eingelegt.

Da in Versuch 1 das Nachrutschen und die Wellenbildung bei Band 1 (dem oberen Gurt im Untertrum) aufgetreten sind, wird die Vorspannung dieses Bandes erhöht.

Mit einem Spanngurt wird Band 1 über den Schlitten von Turm 1 ähnlich einer Spannspindel oder einer Spannwinde starr auf das Maximum (per Hand) vorgespannt.

Ungefähr 20 Sekunden nach dem Hochlauf der Motoren treten trotz der hohen Spannungen in Gurt 1 erneut Wellen in den gleichen Bereichen wie in Versuch 1 beschrieben auf. Es kommt vorerst zu kleinen Aufstauungen vor der Antriebstrommel, und die entstandenen Wellen werden durch die hohen Vorspannkräfte wieder geglättet. Allerdings nimmt in den nächsten Betriebssekunden die Häufigkeit und Anzahl der Wellen stetig zu. Durch dieses alternierende Nachrutschen und Glätten des oberliegenden Bandes ist der Gurtlauf sehr unruhig und das relative Quergleiten groß (vor allem im Bereich nach Antriebstrommel 2 und kurz vor dem Trennen der Gurte).

Nach ca. einer Minute ist zu erkennen, dass unmittelbar nach dem dritten Rollenstuhl große Aufwölbungen immer dann auftreten, wenn kurz zuvor die Verbindungsstelle von Gurt 1 den Stuhl passiert hat. Also nicht nur an der Trommel im Bereich des Zusammentreffens, sondern auch an jeder Tragrolle werden durch die Gurtverbindungen Schwingungen ins System gebracht. Die in den nächsten Sekunden erzeugten großen Wellen können durch die Vorspannung nicht mehr geebnet werden. Es kommt zu Stauungen vor der Trommel, und da durch die starre Vorspannung der Schlitten in Turm 1 keine Möglichkeit hat nachzugeben und so spontane Spannungsspitzen abzubauen, bei nicht zeitgerechtem Stilllegen der Anlage schließlich zum Ausfall durch Riss des Spannseiles. Da verschiedene Seile in mehreren Versuchen trotz Kauschen an den Seilenden versagt haben, können Materialfehler und fingierte Maximalkräfte ausgeschlossen werden.

### **Versuch 3: Turm1=35kg, Turm2=max.**

Förderband 1 wird wie in Versuch 1 mit 35 Kilogramm beweglich und Band 2 durch einen Spanngurt starr vorgespannt.

Der untere Gurt zeigt durch seine hohe Vorspannung wenig vertikale Bewegung zwischen den Rollenstühlen und bietet somit dem darauf liegenden Gurt 1 eine optimale Auflagefläche. In keinem Bereich des Untertrums trennen sich die Bänder, also ist auch keine Gefahr einer Wellenbildung gegeben.

Die einzige Geräuschentwicklung geht vom Treffpunkt der Bänder durch das schon erwähnte, aus der Verbindungsstelle resultierende, Quergleiten aus.

Nach zehn Minuten wird die Anlage nach erfolgreichem Versuchslauf abgeschaltet.

Da der Leerlauf funktioniert, kann die Funktion der Anlage in beladenem Zustand für verschiedene Lastsituationen untersucht werden:

1. Der obere Lastaufbringer wird mit 50 Kilogramm belastet und in dieser Position durch Anziehen der Schrauben fixiert.
2. Abbildung 66 zeigt den oberen Teil, festgeschraubt nach einer Belastung von 80 Kilogramm.
3. Der untere Lastaufbringer wird eingebaut und mit niedrigerem Gewicht belastet, da das betroffene Förderband nur mit 35 Kilogramm vorgespannt ist und bei höheren Belastungen der bewegliche Spannschlitten bis zum Anschlag angehoben werden würde. Eine Erhöhung des Spanngewichts um eine höhere Belastung zu ermöglichen, ist nicht nötig, da der Zweck, das Erzeugen von Spannungsunterschieden zwischen den Bändern, auch so erreicht wird. Der obere Lastaufbringer ist dabei nicht eingebaut.
4. Es werden die Lastaufbringer für beide Bänder in verschiedenen Belastungsstufen installiert.

In keiner der vier Situationen kam es zu einem Durchrutschen oder anderen Auffälligkeiten.



**Abbildung 66: Versuchsstand Lastaufbringer**

Um herauszufinden ob der Gewichtsunterschied und nicht die starke Vorspannung des unteren Gurtes der Grund für den optimalen Lauf ist wird der Spanngurt entfernt und Turm 2 mit 35 Kilogramm belastet. Aus dem Schlitten von Turm 1 werden 20 Kilogramm entfernt und Band 1 ist damit mit 15 Kilogramm vorgespannt.

Das Ergebnis ist wie bei Versuch 1 ein Abbruch durch Wellenbildung. Die Schwingungen sind bei diesen geringen Vorspannungen zu groß.

#### **Versuch 4: Turm1=max., Turm2=max.**

Bei Versuch 4 wird wie beim erfolgreichen Versuch 3 der untere Gurt 2 über Turm 2, diesmal aber auch der obere Gurt 1 über Turm 1 maximal vorgespannt.

Nach zehn Minuten wurde die Anlage ohne Versagen oder vorzeitigen Abbruch abgeschaltet.

Allerdings traten in allen Versuchsdurchgängen einzelne Ansätze von Wellenbildung auf, welche durch die erhöhte Vorspannung sofort geglättet wurden. Ein solches Verhalten war nach den bisherigen Untersuchungen nicht zu erwarten. Vermutlich liegt der Grund in der starren Vorspannung von Turm 1. Wenn es bei Versuch 3 zu minimalen, mit dem Auge kaum erkennbaren Trennungen zwischen den Gurten kommt, wird durch Anheben des beweglichen Spannschlittens diese kurze Spannungsspitze in Band 1 sofort ausgeglichen. Bei der fixen Vorspannung in diesem Versuch hingegen bleibt der Gurt auf vollem Zug und die Auswölbung wird größer.

Das relative Quergleiten tritt hier in ungefähr dem gleichen Ausmaß wie bei Versuch 3 auf, allerdings sind die Geräuschentwicklung und der Verschleiß durch die höheren Gurtkräfte größer.

### **5.3.3 Versuche mit gemuldetem Untertrum**

Die zweiteiligen Tragrollenstühle werden analog zu den flachen aus Abschnitt 5.3.2 mit 0,85 Meter Abstand montiert.

Die Anpresskraft zwischen den Gurten wird durch die Einlegebleche mit den Positionsnummern 85 und 86 aus Zeichnung 11, Anhang B erhöht.

Auch hier werden die vier Versuche mit den unterschiedlichen Vorspannungskombinationen durchgeführt. Bei allen Varianten kommt es zur Ausbildung und Aufstauung von Wellen vor der Antriebstrommel. Alle Versuche werden vorzeitig abgebrochen.

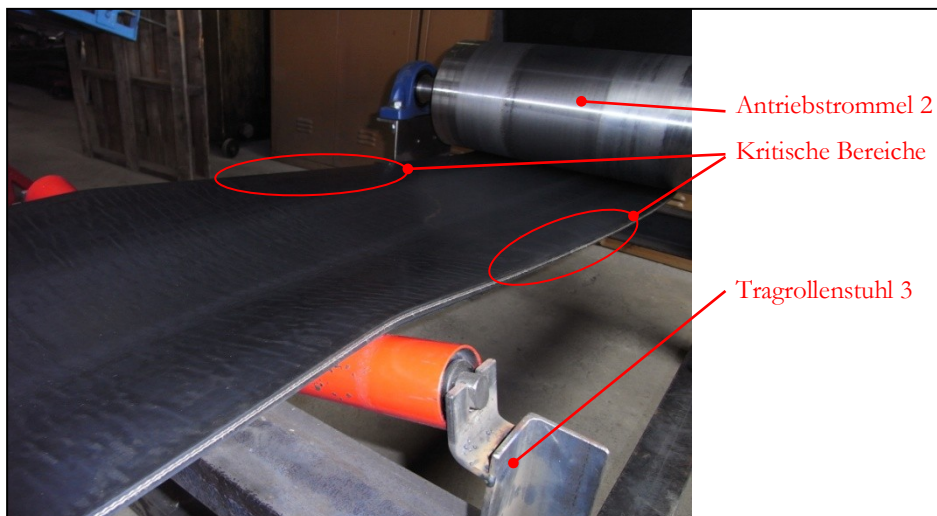
Die kritischen Stellen sind erst nach der Auswertung der Videoaufnahmen zu erkennen und liegen in anderen Bereichen als bei den Versuchen mit den flachen Rollenstühlen.

Das Rutschen der Gurte quer zur Förderrichtung bzw. Laufrichtung tritt in ähnlichem Ausmaß auf, aber die Schwingungen durch die Verbindungsstellen werden durch die V-Muldung besser gedämpft. Dadurch kommt es zu keinem Abheben zwischen den Tragrollenstühlen.

Eine Ausnahme bildet die Variante, in der beide Gurte mit der niedrigsten Kraft (35 Kilogramm) gespannt sind, denn hier schwingt das Untertrum mit der größten Amplitude und, ähnlich zur flachen Muldung, hebt der Gurt bei einigen Durchläufen sofort nach dem

dritten Rollenstuhl ab und staut sich vor der Trommel. Bei allen anderen Kombinationen liegen die Gurte auch kurz nach der letzten V-Mulde ohne Zwischenraum aufeinander.

Ein flacher, gespannter Gurt hat bei der Einmündung immer die Tendenz sich wieder auszumulden und erzeugt an den Rändern Kräfte normal auf die Tragrollenachse. Im Falle der aufeinanderliegenden Gurte drückt der obere auf den unteren Gurt. Da dieser nach unten durch die Rollen gestützt ist, werden beide Bänder fest zusammengepresst. Probleme treten erst kurz vor der Antriebstrommel in den Randbereichen von Band 1 auf (vergleiche Abbildung 67). Kleine Relativverschiebungen der Gurte während der Ausmündung führen zu Verkantungen und an einer Stelle in den eingezeichneten kritischen Bereichen hebt sich das obere Band ab und vom Rand ausgehend bildet sich eine Welle, die zum Stau vor der Trommel und zum Versuchsabbruch führt.



**Abbildung 67: Versuchsstand V-Mulde**

Dieses Aufwölben kann auch durch Variieren der Unterlegbleche nicht verhindert werden.

Abhilfe schafft bei der Vorspannungskombination von Versuch 3 aus Abschnitt 5.3.2 (Band 1 mit 35 Kilogramm und Band 2 maximal gespannt) der Einbau von Niederhalterollen im kritischen Bereich, wie in Abbildung 68 gezeigt, die das Abheben der Randbereiche verhindern. Mit dieser Installation läuft die Anlage problemlos und kann nach zehn Minuten abgeschaltet werden.





**Abbildung 68: Versuchsstand Niederhalter zwischen Rollenstuhl 3 und AT2**

Für die anderen drei Versuchsvarianten (35kg/35kg, max./max., max./35kg) kommt es auch mit dem Niederhalter zur Bildung von Wellen und alle Versuche müssen frühzeitig beendet werden.

### **5.3.4 Zusammenfassung**

Funktionsfähige Varianten sind Versuch 3 (oberes Band beweglich mit 35 Kilogramm und unteres Band maximal und fix gespannt) und Versuch 4 (beide Bänder maximal und fix gespannt) mit flachem Untertrum, wobei letzterer durch die bereits erwähnten Nachteile der teilweise auftretenden Aufwölbungen, des größeren Verschleißes, des lautereren Betriebs und der im Vergleich größeren notwendigen Vorspannkraft weniger zu empfehlen ist.

In allen Durchgängen funktioniert die Kombination aus Versuch 3 nach kurzen Einlaufphasen und dabei erfolgreicher Ausrichtung der Gurte nach Schrägstellungen aus den vorangegangenen Versuchen einwandfrei.

Für den Betrieb mit zweigeteiltem Untertrum läuft die Anlage nur ordnungsgemäß mit einer maximalen Vorspannung von Band 2, einer variablen Spannung von 35 Kilogramm für Band 1 und einer Niederhaltereinrichtung im Bereich der Gurtausmündung.

## 6 Wirtschaftliche Betrachtung

In diesem Kapitel wird das neuartige verschachtelte Anlagenkonzept mit einer konventionellen Anlage mit zwei parallel nebeneinander laufenden Bändern und somit gleicher Förderleistung hinsichtlich Wirtschaftlichkeit der Anschaffung verglichen.

Es wird untersucht, ab welcher Förderlänge der Neuentwicklung die Vorteile des leichteren Bandgerüsts gegenüber den Nachteilen der komplizierteren Auf- sowie Abgabestation überwiegen. Dabei wird sowohl für die Variante mit gemeinsamen Untertrum als auch im Anschluss für die redundante Anlage diese Amortisationslänge bestimmt.

Die Betrachtung wird von Fundamentoberkante aufwärts durchgeführt.

### 6.1 Bandgerüst

Abbildung 69 zeigt die Gegenüberstellung des neuen Gerüsts und der bisher notwendigen Gerüste zur Förderung des gleichen Massenstroms.

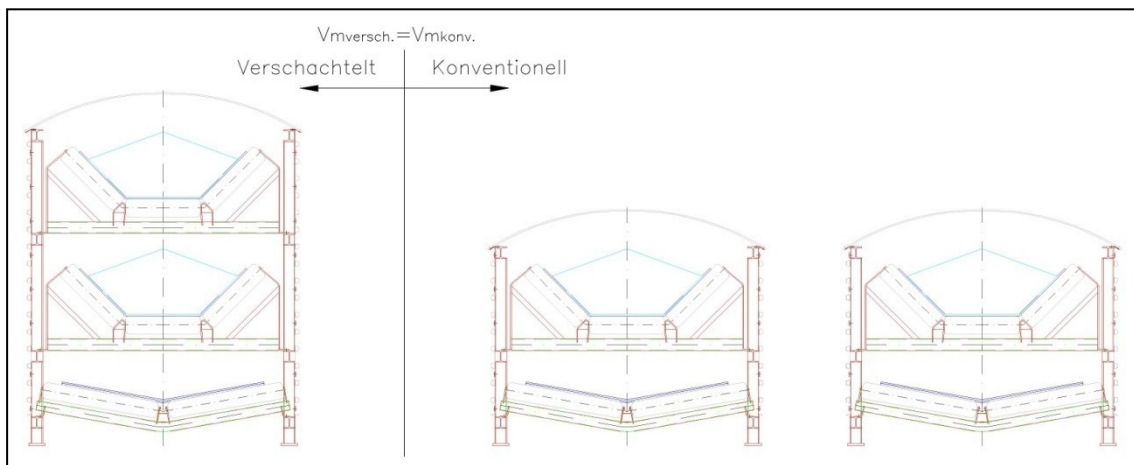


Abbildung 69: Vergleich Gerüste

Eine gewichtsmäßige Auflistung der einzelnen Positionen jedes Gerüsts, durch eine Doppellinie von einander getrennt, ist in Tabelle 21 zu finden. Links von dieser Linie für die Neuentwicklung und rechts davon für ein konventionelles Gerüstmodul.

Der Hauptstahlbau besteht aus I-Trägern. Für Flachstahl zur Befestigung am Boden und Versteifung der Träger werden pauschal 50 bzw. 25 Kilogramm festgelegt.

Als Schutzeinrichtungen wird 40/183-Trapezprofil mit einer Blechstärke von einem Millimeter als Windschutz, und 18/76-Wellblech mit einer Stärke von 0,75 Millimeter als Einhausung ausgewählt.

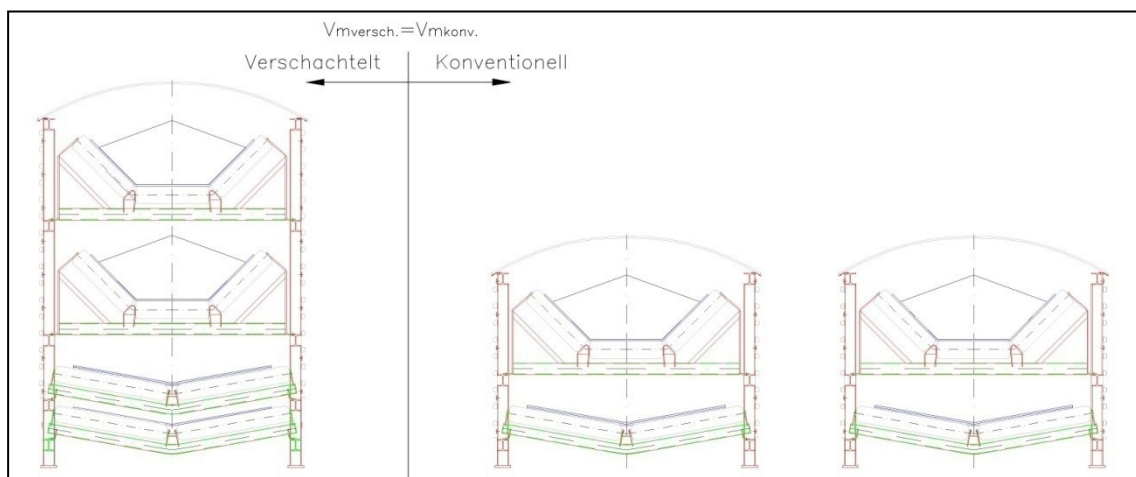
Für die Tragrollenstühle von Ober- und Untertrum sind die Tragrollen und deren Unterbau pro Stück und Einheit gelistet.

Nach Aufsummieren und Verdopplung der rechten Seite (es werden zwei herkömmliche Module benötigt) ergibt sich eine Differenz von 967 Kilogramm. Das neue verschachtelte System ist also um 18,3 Prozent leichter als das äquivalente konventionelle Gerüst.

**Tabelle 21: Vergleich Gerüste**

		Verschachtelt		Konventionell pro Gerüst	
<b>Stahlbau:</b>	Träger	45 m	1073 kg	30 m	715 kg
	Platten (Flansche, etc.)		50 kg		25 kg
	<b>Stahlbau gesamt</b>		<b>1123 kg</b>		<b>740 kg</b>
<b>Windschutz:</b>	Trapezprofil	36,7 m <sup>2</sup>	<b>401 kg</b>	21,3 m <sup>2</sup>	<b>233 kg</b>
<b>Einhausung:</b>	Wellblech Einhausung 1	9,11 m <sup>2</sup>		9,11 m <sup>2</sup>	
	Wellblech Einhausung 2	9,83 m <sup>2</sup>		9,83 m <sup>2</sup>	
	<b>Wellblech gesamt</b>	<b>18,94 m<sup>2</sup></b>	<b>129 kg</b>	<b>18,94 m<sup>2</sup></b>	<b>129 kg</b>
<b>Tragrollenstühle OT:</b>	Tragrolle D=194mm, l=800mm	1 Stk.	56 kg	1 Stk.	56 kg
	Stahlunterbau	1 Stk.	112 kg	1 Stk.	112 kg
	1 Einheit (Unterbau + 3 Rollen)		280 kg		280 kg
	<b>verbaut</b>	<b>8 Einh.</b>	<b>2238 kg</b>	<b>4 Einh.</b>	<b>1119 kg</b>
<b>Tragrollenstühle UT:</b>	Tragrolle D=194mm, l=1200mm	1 Stk.	72 kg	1 Stk.	72 kg
	Stahlunterbau	1 Stk.	63 kg	1 Stk.	63 kg
	1 Einheit (Unterbau + 2 Rollen)		207 kg		207 kg
	<b>verbaut</b>	<b>2 Einh.</b>	<b>415 kg</b>	<b>2 Einh.</b>	<b>415 kg</b>
<b>Gesamt:</b>	pro Bandgerüst (6m)		<b>4306 kg</b>		<b>2636 kg</b>
				2x	<b>5273 kg</b>

Zum wirtschaftlichen Vergleich mit einer neuen, redundant arbeitenden Anlage mit einem zweiten Untertrum (Abbildung 70) sind zu Tabelle 21 die Ergänzungen aus Tabelle 22 hinzuzufügen.



**Abbildung 70: Vergleich Gerüste redundant**

Es werden zusätzlich ca. drei Meter I-Träger zur Erhöhung des Gerüsts und zur Montage der zusätzlichen Tragrollenstühle benötigt. Außerdem muss durch die Erhöhung der seitliche Windschutz auf jeder Seite nach unten verlängert werden (+5,2 m<sup>2</sup> Trapezblech). Gemeinsam mit den zwei zu ergänzenden Tragrollenstuhl-Einheiten im Untertrum zum

bereits bekannten Gerüst-Gesamtgewicht addiert, ergibt das ein neues Modulgewicht von 4858 Kilogramm.

Das Bandgerüst der redundanten Anlage ist also im Vergleich mit dem konventionellen nebeneinander geführten Zwei-Band-System um 415 Kilogramm (7,9 Prozent) leichter.

**Tabelle 22: Ergänzungen für redundante Anlage**

<b>Bandgerüst:</b>		<b>4306 kg</b>	
<b>Ergänzungen:</b>	Träger	3 m	80 kg
	Tragrollenstuhl UT	2 Einh.	415 kg
	Trapezprofil	5,2 m <sup>2</sup>	57 kg
<b>Gesamt:</b>	pro Bandgerüst (6m)		<b>4858 kg</b>

## 6.2 Gerüstunterbau

In den Zeichnungen mit den Nummern 01 und 02 bzw. 03 und 04 im Anhang C ist der Vergleich der Gerüste samt Unterbau in zwei unterschiedlichen Ausführungen zu erkennen.

In Zeichnung 01-Bandgerüst-1 bzw. 03-Bandgerüst-1 ist die neue Anlage zu Wartungs- und Reparaturzwecken mit Begehungen auf beiden Seiten entlang der ganzen Strecke ausgeführt. Zeichnung 02-Bandgerüst-1 bzw. 04-Bandgerüst-1 zeigt schematisch den Einsatz eines Wartungsfahrzeuges, welches diese Begehungen ersetzt. In Abständen von einem Kilometer soll ein solches Fahrzeug installiert sein, das mit Hilfe von Elektromotoren an jede beliebige Stelle gefahren werden kann.

### 6.2.1 Unterbau mit Begehungen

Der Vergleich des Gewichts pro Meter Unterbau der verschachtelten Anlage mit Begehungen mit dem konventionellen System ist in Tabelle 23 angeführt.

Bei einem Abstand von 15 Metern werden 600 Abstütungen für die neun Kilometer lange Strecke benötigt. Jede Stütze ist als eine Schweißkonstruktion aus unterschiedlichen I-Trägern (HEB-500, HEB-400, HEB-200) und Platten zur Befestigung am Fundamentsockel ausgeführt.

Die Bandgerüste und Behebungsgitter sind auf HEB-400 Längsträgern montiert.

Die Trittgitter der Begehungen aus Stahl (tragende Stege: 25x5 Millimeter mit 30 Millimeter Abstand) können bis zu einer Spannweite von 1,3 Meter ohne Unterstützung eingesetzt werden.

Um auf Höhe des oberen Bandes zu gelangen werden Einhängeleitern benutzt, die aufgrund ihres geringen Anteils am Gesamtgewicht bei dieser Betrachtung unberücksichtigt bleiben.

Mit Geländern und Trittböden entlang der ganzen Anlage ergibt sich in Summe eine Differenz von 445 Kilogramm pro Meter. Umgerechnet auf das sechs Meter lange Gerüst (5,25 Meter Gerüstmodul plus 0,75 Meter Abstand zwischen den Modulen) sind das 2671 Kilogramm. Der Gerüstunterbau der verschachtelten Anlage mit Begehungen ist also um 30,1 Prozent leichter als jener der bisher installierten Anlagen.

Für ein Gerüst (mit einem Untertrum) samt Unterbau ergibt sich eine Gewichtsersparnis von 3638 Kilogramm, dass entspricht 25,7 Prozent.

Für ein redundantes Gerüst (mit getrenntem Untertrum) samt Unterbau: 3086 Kilogramm bzw. 21,8 Prozent.

**Tabelle 23: Vergleich Unterbau (Begehungen)**

		Verschachtelt		Konventionell		
<b>Stützen:</b>	Profile und Platten	1 Stk.	3780 kg	1 Stk.	4643 kg	
	15m Abstand auf 9km	600 Stk.	2268 t	600 Stk.	2785,8 t	
	pro Meter		<b>252 kg/m</b>		<b>310 kg/m</b>	
<b>Längsträger:</b>	Länge 9km	1 Stk.	1431 t	1 Stk.	1431,0 t	
		4 Stk.	5724 t	6 Stk.	8586,0 t	
	pro Meter		<b>636 kg/m</b>		<b>954 kg/m</b>	
<b>Behebungsgitter:</b>	Seite	0,013 km <sup>2</sup>	358,5 t	0,013 km <sup>2</sup>	358,5 t	
	Mitte			0,016 km <sup>2</sup>	429,3 t	
	Gesamt (2x   2x+1x)	0,026 km <sup>2</sup>	717,1 t	0,042 km <sup>2</sup>	1146,3 t	
	pro Meter		<b>80 kg/m</b>		<b>127 kg/m</b>	
<b>Geländer:</b>	<b>Steher</b>	1 Stk.	4 kg	1 Stk.	4 kg	
		2 Stk.	9 kg	2 Stk.	9 kg	
		1,25m Abstand auf 9km	7200 Stk.	63354 kg	7200 Stk.	63354 kg
	pro Meter		7 kg/m		7 kg/m	
	<b>Handlauf</b>	oben		6 kg/m		6 kg/m
		unten		10 kg/m		10 kg/m
		<b>Geländer gesamt</b>		207,9 t		207,9 t
	pro Meter		<b>23 kg/m</b>		<b>23 kg/m</b>	
	<b>Trittleche:</b>	Länge 9km	1 Stk.	99 t	1 Stk.	99 t
			4 Stk.	396 t	6 Stk.	593 t
pro Meter			<b>44 kg/m</b>		<b>66 kg/m</b>	
<b>Gesamt:</b>			<b>1035 kg/m</b>		<b>1480 kg/m</b>	
	pro Bandgerüst (6m)		<b>6209 kg</b>		<b>8880 kg</b>	
<b>1 Gerüst+Unterbau:</b>			<b>10514 kg</b>		<b>14152 kg</b>	
<b>1 redundantes Gerüst+Unterbau:</b>			<b>11066 kg</b>			

## 6.2.2 Unterbau für ein Gerüst mit Wartungsfahrzeug

Für das Wartungsfahrzeug aus Zeichnung 02-Bandgerüst-1 bzw. 04-Bandgerüst-1 werden pauschal vier Tonnen pro Fahrzeug in die Betrachtung in Tabelle 24 mit aufgenommen (das Mehrgewicht durch die etwas höhere Ausführung des Fahrzeuges der redundanten Anlage wird hier nicht berücksichtigt). Auf Behebungsgitter, Geländer und Trittleche entlang der Anlage kann verzichtet werden, dadurch wird die gesamte Brücke schmaler.

Im Vergleich mit Abschnitt 6.2.1 ergibt sich durch den Einsatz eines solchen Wartungsgeräts ein weiterer Gewinn von 509 Kilogramm pro Meter Gerüstunterbau.

**Tabelle 24: Vergleich Unterbau (Fahrzeug)**

		Verschachtelt		Konventionell	
<b>Stützen:</b>	Profile und Platten	1 Stk.	3059 kg	1 Stk.	4643 kg
	15m Abstand auf 9km	600 Stk.	1835 t	600 Stk.	2785,8 t
	pro Meter		<b>204 kg/m</b>		<b>310 kg/m</b>
<b>Längsträger:</b>	Länge 9km	1 Stk.	1431 t	1 Stk.	1431,0 t
		2 Stk.	2862 t	6 Stk.	8586,0 t
	pro Meter		<b>318 kg/m</b>		<b>954 kg/m</b>
<b>Begehungsgitter:</b>	Seite			0,013 km <sup>2</sup>	358,5 t
	Mitte			0,016 km <sup>2</sup>	429,3 t
	Gesamt (2x Seite + 1x Mitte)			0,042 km <sup>2</sup>	1146,3 t
	pro Meter				<b>127 kg/m</b>
<b>Geländer:</b>	<b>Steher</b>				
				1 Stk.	4 kg
				2 Stk.	9 kg
	1,25m Abstand auf 9km			7200 Stk.	63354 kg
	pro Meter				7 kg/m
	<b>Handlauf</b>				
	oben				6 kg/m
unten				10 kg/m	
	<b>Geländer gesamt</b>				207,9 t
pro Meter					<b>23 kg/m</b>
<b>Trittbleche:</b>	Länge 9km			1 Stk.	99 t
				6 Stk.	593 t
	pro Meter				<b>66 kg/m</b>
<b>Wartungsfahrzeug</b>	Annahme	1 Fzg.	4000 kg		
	1 Fahrzeug pro 1km	9 Fzg.	36 t		
	pro Meter		<b>4 kg/m</b>		
<b>Gesamt:</b>			<b>526 kg/m</b>		<b>1480 kg/m</b>
	pro Bandgerüst (6m)		<b>3155 kg</b>		<b>8880 kg</b>
<b>1 Gerüst+Unterbau:</b>			<b>7461 kg</b>		<b>14152 kg</b>
<b>1 redundantes Gerüst+Unterbau:</b>			<b>8013 kg</b>		

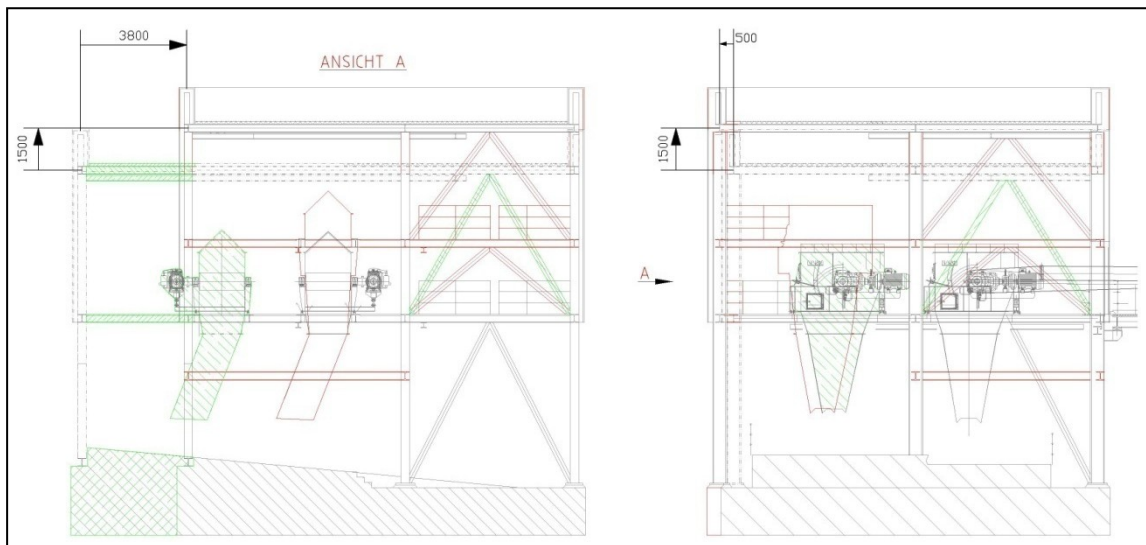
### 6.3 Abgabestation

In Abbildung 71 ist der Ab- bzw. Übergabeturm für ein zweiadriges System, wie es derzeit im Einsatz ist, in grau gezeichnet. Wie in Ansicht A zu erkennen ist, kann beim neuen

System durch den Lauf der Bänder übereinander die linke Schurre über die rechte versetzt und der Turm um ungefähr 3,8 Meter schmaler werden. Dafür ist es allerdings notwendig eine neue Ebene einzuziehen und die gesamte Dachkonstruktion um ca. 1,5 Meter anzuheben, sowie alles um 0,5 Meter zu verlängern.

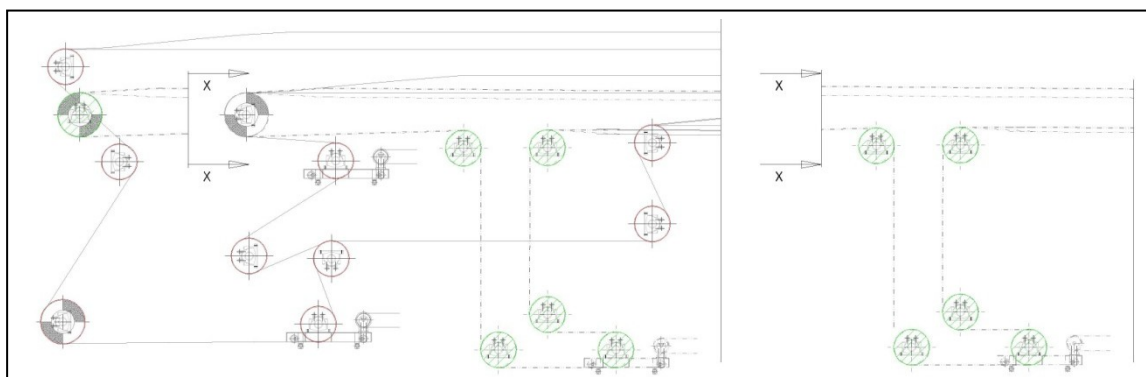
Zur farblichen Kennzeichnung von Abbildung 71:

- Alle Bauteile die wegfallen sind grün und schraffiert markiert.
- Träger, Stützen, etc. die dazukommen sind rot dargestellt.
- Wird wie beispielsweise bei Teilen des Daches der Stahlbau nur verschoben, ist die alte Position strich-punktiert und die neue als Volllinie in grau abgebildet.



**Abbildung 71: Vergleich Stahlbau Abgabestation**

Eine schematische Darstellung des Gurtsystems im Bereich der Materialabgabe ist in Abbildung 72 zu sehen. Die verschobenen, entfernten bzw. hinzugefügten Komponenten sind wie beim Stahlbau beschrieben farblich gekennzeichnet.



**Abbildung 72: Vergleich Gurtsystem Abgabestation (schematisch)**

Der wirtschaftliche Vergleich wird für die Abgabestation in die zwei Bereiche Stahlbau und Komponenten unterteilt.

In Tabelle 25 sind links alle signifikanten Positionen dieser beiden Bereiche aufgelistet. Rechts ist für jede Position in Einheit und Gewicht in der Spalte „+“ jener Teil der dazukommt und in der Spalte „-“ jener der wegfällt eingetragen. Daneben wird der daraus resultierende Gewichtsunterschied der verschachtelten Anlage, im Vergleich zum konventionellen System, berechnet.

Nach Summieren des Mehraufwands für Träger, Geländer und Trittgitter werden nochmals zehn Prozent davon für zusätzliche Außenverkleidungen und Verstreibungen aufgeschlagen.

Durch Bestimmung des Gewichts pro Quadratmeter Schurrenwand aus einer Referenzschurre samt Verschleißblechen, Leiteinrichtungen, etc. ergibt sich für die Vergrößerung der Schurre von Band 2 ein Zusatzgewicht von rund 1500 Kilogramm. Die Schurre von Band 1 bedarf keiner Veränderung.

Die preistreibenden Komponenten bei der Anschaffung einer Bandförderanlage sind der Fördergurt, die Trommeln, die Antriebe und aufgrund der großen Anzahl auch die Tragrollen (der Vorteil von weniger Tragrollenstühlen im Untertrum bei aufeinanderliegendem Rücklauf der Gurte ist beim Bandgerüst in Kapitel 6.1 berücksichtigt). Da beim Vergleich der beiden Anlagensysteme die Gurtlängen annähernd gleich sind, gleich viele Antriebseinheiten samt Trommeln benötigt werden, kein Unterschied bei der Anzahl der Spanneinrichtungen besteht und auch die Tragrollenzahl im Bereich der Abgabestation nicht abweicht, kann der dagegen signifikant kleine Unterschied bei den Umlenktrommeln (bei diesem schematischen Vergleich wären das zwei Umlenktrommeln weniger) unberücksichtigt bleiben.

Da Komponenten seltener anhand ihres Gewichtes, sondern eher anhand ihrer Preise verglichen werden, und diese durch viele Einflussfaktoren stark variieren können, ist diese wirtschaftliche Betrachtung primär auf den Stahlbau gerichtet. Allenfalls erwähnte Abweichungen in Hinblick auf diese Zukaufteile dienen nur der Ergänzung.

Für die gesamte Abgabestation ergibt das nach Summation ein Mehrgewicht von 18304 Kilogramm.



**Tabelle 25: Vergleich Abgabestation**

		Vergleich: Verschachtelt   Konventionell						Gesamt
		+			-			
Stahlbau:	Träger HEA 300	107,0 m	△	9448 kg	22,8 m	△	2013 kg	+ 7435 kg
	Träger HEA 200	108,2 m	△	4575 kg	69,2 m	△	2927 kg	+ 1648 kg
	Träger HEB 500	13,5 m	△	2592 kg	0 m	△	0 kg	+ 2592 kg
	Geländersteher	14 Stk.	△	62 kg	0 Stk.	△	0 kg	+ 62 kg
	Handlauf oben	15,6 m	△	49 kg	0 m	△	0 kg	+ 49 kg
	Handlauf unten	31,4 m	△	76 kg	0 m	△	0 kg	+ 76 kg
	Begehungsgitter	173,4 m <sup>2</sup>	△	4699 kg	47,5 m <sup>2</sup>	△	1287 kg	+ 3412 kg
								<b>15274 kg</b>
	Verkleidungen, Verstrebungen, etc.:	+10%						+ 1527 kg
								<b>16801 kg</b>
Schurre Band 2:	56 m <sup>2</sup>	△	8122 kg	45,6 m <sup>2</sup>	△	6620 kg	+ 1503 kg	
Schurre Band 1:	analog						+ 0 kg	
							<b>18304 kg</b>	
Komponenten:	Umlenktrummeln (D=1m; L=2,2m)	8 Stk.		10 Stk.				
	Antriebstrommeln			analog				
	Antriebseinheit			analog				
	Tragrollen			analog				
	Spanneinheiten			analog				
	Fördergurte			analog				
	<b>Gesamt:</b>							<b>+ 18304 kg</b>

Wie aus Tabelle 26 ersichtlich ändert sich für die Anlage mit getrenntem Untertrum lediglich die Anzahl der Umlenktrummeln, nennenswerte Modifikationen den Stahlbau betreffend sind nicht zu berücksichtigen.

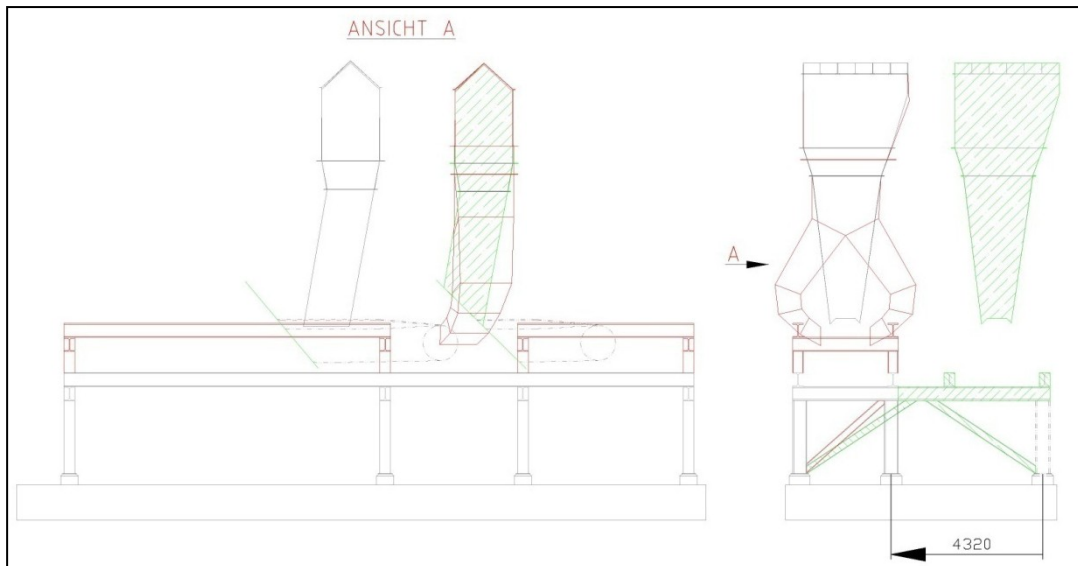
**Tabelle 26: Ergänzung für redundante Abgabestation**

Redundante Abgabestation:			
<b>Abgabestation:</b>			<b>18304 kg</b>
<b>Ergänzungen:</b>	Umlenktrummeln (D=1m; L=2,2m)	2 Stk.	
<b>Gesamt:</b>			<b>+ 18304 kg</b>

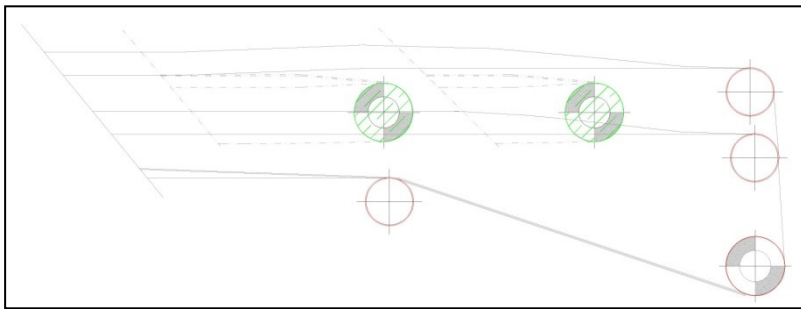
Da es sich hierbei um eine Gewichtsabschätzung handelt und der Mehraufwand aufgrund mehrerer Unbekannten an dieser Stelle nicht exakt bestimmt werden kann wird für die spätere Auswertung ein Faktor 1,5 mit eingerechnet, womit sich letztendlich ein Mehrgewicht von 27456 Kilogramm ergibt.

## 6.4 Aufgabestation

Für die Aufgabestation in Abbildung 73 und Abbildung 74 gilt die gleiche Unterteilung auf Stahlbau und Zukaufteile mit der gleichen Konvention für die farbliche Kennzeichnung wie bei der Abgabestation in Kapitel 6.3. Durch das Übereinanderlegen der Bänder wird die gesamte Station um rund 4,3 Meter schmaler.



**Abbildung 73: Vergleich Stahlbau Aufgabestation**



**Abbildung 74: Vergleich Gurtsystem Aufgabestation (schematisch)**

Die Kalkulation in Tabelle 27 zeigt, dass das wiederum über eine Referenzschurre ermittelte Mehrgewicht für die komplexere, geteilte Schurre von Band 1 den Vorteil des schmäleren Stahlbaus aufhebt. Damit wird die gesamte Aufgabestation verglichen mit der konventionellen Anlage etwas schwerer.

Auch hier gilt die Betrachtung primär für den Stahlbau. Die Komponenten werden nur ergänzend erwähnt, da der Gesamtunterschied durch die drei zusätzlich benötigten Umlenktrommeln und eine weniger zu installierende Antriebstrommel neben den anderen Zukaufteilen ohnehin signifikant klein ist.

Es wird für den verschachtelten Gurt mit gemeinsamen Untertrum zwar um eine Antriebseinheit weniger benötigt, allerdings kann jede der zwei Antriebe der konventionellen Referenzanlage kleiner dimensioniert werden und es ergibt sich somit auch hier kein bedeutsamer Unterschied.

Die Aufgabestation ist insgesamt um rund 240 Kilogramm schwerer.

**Tabelle 27: Vergleich Aufgabestation**

		Vergleich: Verschachtelt   Konventionell						Gesamt
		+			-			
<b>Stahlbau:</b>	Träger HEB 400	40,7 m	△	6470 kg	53,2 m	△	8456 kg	- 1986 kg
	Träger HEB 200	11,6 m	△	731 kg	28,0 m	△	1764 kg	- 1033 kg
	Träger HEB 300	4,8 m	△	576 kg	0 m	△	0 kg	+ 576 kg
								<b>-2443 kg</b>
	Versteifungen, etc.:							+ 1000 kg
								<b>-1443 kg</b>
	Schurre Band 1:	61,4 m <sup>2</sup>	△	8905 kg	49,8 m <sup>2</sup>	△	7223 kg	+ 1682 kg
Schurre Band 2:	analog						+ 0 kg	
							<b>239 kg</b>	
<b>Komponenten:</b>	Umlenktrummeln (D=1m; L=2,2m)	3 Stk.						+ 3 Stk.
	Antriebstrummeln	1 Stk.		2 Stk.				- 1 Stk.
	Antriebseinheit	1 Stk.*		2 Stk.*				- 1 Stk.*
	Tragrollen	analog						
<b>Gesamt:</b>							<b>+ 239 kg</b>	

\* Bemerkung siehe Text

Auch mit den Ergänzungen aus Tabelle 28 für die Variante mit getrenntem Untertrum bleibt es bei diesem Mehrgewicht von 239 Kilogramm.

**Tabelle 28: Ergänzung für redundante Aufgabestation**

Redundante Aufgabestation:			
<b>Aufgabestation:</b>			<b>239 kg</b>
<b>Ergänzungen:</b>	Umlenktrummeln (D=1m; L=2,2m)	1 Stk.	
	Umlenktrummeln (D=0,8m; L=2,2m)	2 Stk.	
	Antriebstrummeln	1 Stk.	
	Antriebseinheit	1 Stk.	
<b>Gesamt:</b>			<b>+ 239 kg</b>

Wie in Kapitel 6.3 handelt es sich auch hier um eine Abschätzung. Etwaige Unsicherheiten werden erneut mit einem Faktor 1,5 berücksichtigt und damit ergibt sich für die Auswertung ein Mehrgewicht von 359 Kilogramm.

## 6.5 Ergebnisse

Die Auswertung der verschachtelten Anlage erfolgt sowohl für die Variante mit einem gemeinsamen Untertrum, als auch für jene mit getrennt zurücklaufenden Bändern.

Für jedes dieser beiden Konzepte wird die Amortisationslänge mit einem am Boden verlaufenden Gerüst ohne Unterbau und ohne Begehungen, einer Bandbrücke mit Begehungen (vgl. Zeichnung 01 bzw. 03, Anhang C) und einer Brücke mit einem Wartungsfahrzeug anstelle der Begehungen (vgl. Zeichnung 02 bzw. 04, Anhang C) bestimmt.

Die Mehrgewichte der Abgabestation aus Kapitel 6.3 und der Aufgabestation aus Kapitel 6.4 werden addiert. Die Summe wird durch die Gewichtersparnis pro Meter Bandgerüst der jeweiligen Variante aus Kapitel 6.1 bzw. 6.2 dividiert. Daraus ergibt sich die Länge, ab welcher die Nachteile der Auf- und Abgabe durch die Vorteile des Gerüsts

aufgehoben werden, die verschachtelte Anlage im Vergleich mit der herkömmlichen also wirtschaftlicher ist.

### 6.5.1 Gemeinsames Untertrum

Die Ergebnisse sind für das Konzept mit gemeinsamen Untertrum Tabelle 29 zu entnehmen und zeigen deutlich den Vorteil und das Potential des neuen Systems.

Verläuft das Gerüst in Bodennähe, hat sich der Mehraufwand nach 173 Metern, also rund 29 Gerüsten amortisiert. Das Gerüst samt dem Unterbau mit seitlichen Begehungen gleicht sich nach 46 Metern (8 Gerüsten) aus, jenes mit dem Wartungsfahrzeug schon nach 25 Metern (5 Gerüsten).

**Tabelle 29: Amortisationslängen; gemeinsames Untertrum**

<b>Gemeinsames Untertrum</b>		
Aufgabestation:	+ 359 kg	
Abgabestation:	+ 27456 kg	
	<b>27815 kg</b>	
Bandgerüst am Boden:	- 161 kg/m	
<b>Amortisationslänge:</b>	<b>173 m</b>	<b>≙ 29 Gerüste</b>
Bandgerüst + Unterbau (Begehungen):	- 606 kg/m	
<b>Amortisationslänge:</b>	<b>46 m</b>	<b>≙ 8 Gerüste</b>
Bandgerüst + Unterbau (Fahrzeug):	- 1115 kg/m	
<b>Amortisationslänge:</b>	<b>25 m</b>	<b>≙ 5 Gerüste</b>

### 6.5.2 Getrenntes Untertrum

Durch das Trennen und separate Führen der beiden Fördergurte im Untertrum wird das Gerüst insgesamt schwerer. Trotzdem überwiegen weiterhin die Vorteile gegenüber zwei parallel, nebeneinander laufenden Bändern, wie es in Tabelle 30 deutlich wird.

Tilgungslängen von 402 Metern beim bodennahen Verlauf, 54 Metern bei der Brücke mit Begehungen und 27 Metern bei jener mit dem Wartungsauto sprechen auch hier für den Neuentwurf.

**Tabelle 30: Amortisationslängen; getrenntes Untertrum**

<b>Getrenntes Untertrum</b>		
Aufgabestation:	+	359 kg
Abgabestation:	+	27456 kg
		<b>27815 kg</b>
Bandgerüst am Boden:	-	69 kg/m
<b>Amortisationslänge:</b>	<b>402 m</b>	<b>△ 67 Gerüste</b>
Bandgerüst + Unterbau (Begehungen):	-	514 kg/m
<b>Amortisationslänge:</b>	<b>54 m</b>	<b>△ 9 Gerüste</b>
Bandgerüst + Unterbau (Fahrzeug):	-	1023 kg/m
<b>Amortisationslänge:</b>	<b>27 m</b>	<b>△ 5 Gerüste</b>

## 7 Ausblick

Die Ergebnisse aus Kapitel 6 zeigen, dass die Vorteile nicht erst bei langen Förderanlagen zu tragen kommen, sondern sich der Einsatz auch für kürzere Anlagen lohnt.

Es ist auch vorstellbar nach dem gleichen Konzept drei Gurte übereinander laufen zu lassen. Damit könnten bei gleichbleibender Breite des Piers drei hintereinander gestaffelte Schiffsbelader gleichzeitig bedient und die Beladezeit um zwei Drittel reduziert werden.

Bei der Variante mit getrennt zurücklaufendem Untertrum können durch den unabhängigen Betrieb verschiedene Gurttypen mit diversen Breiten und Rollenstühle mit unterschiedlichen Muldungswinkeln installiert werden. Dadurch besteht die Möglichkeit verschiedene Materialien zu transportieren.

Nach entsprechenden konstruktiven Änderungen könnte das untere Band 1 entgegen der Förderrichtung von Band 2 betrieben werden. Dadurch wäre es beispielsweise möglich das Rohmaterial in eine Aufbereitungsanlage zu fördern und gleichzeitig den „Abfall“ wieder zurück zum Abbaubereich zu transportieren um das Gelände sofort wieder anzugleichen.

Ausleger von mobilen Maschinen wie Haldenbeschickungs- oder Rückgewinnungsgeräten könnten schmaler werden, indem ein Gurt mit einer Breite von beispielsweise 1,4 Metern durch zwei übereinander laufende Gurte mit je 0,7 Meter Breite ersetzt wird. Dabei wäre erst zu prüfen, ob dies mit der Auf- und Abgabesituation vereinbar wäre und der Stahlbau durch die höhere Konstruktion nicht insgesamt schwerer werden würde.

Der wirtschaftliche Vergleich verdeutlicht das Potential, das in dieser Neuentwicklung steckt. Die redundante Variante mit getrenntem Untertrum hat dabei die größere Chance in naher Zukunft verwirklicht zu werden, da es vom Prinzip der Gurtführung keine Unterschiede zu konventionellen Anlagen gibt. Die Umsetzbarkeit eines entsprechenden Bandgerüsts sowie der Gutaufgabe und -abgabe ist in Kapitel 4 dargestellt. Ein Anlagenteil der außerdem zu adaptieren wäre, ist die Gurtverbindungsstation bzw. sind die Gurtverbindungsstationen zur Herstellung der Endlosverbindungen mittels Vulkanisierpressen. Untersuchungen darüber sind nicht Teil dieser Arbeit.

Durch die am Versuchsstand in Kapitel 5 erzielten Untersuchungsergebnisse bestätigt, gibt es durchaus Grund zur Annahme, dass auch die Konstruktion mit gemeinsamen Rücklauf die heute im Einsatz befindlichen parallel laufenden Anlagen in Zukunft ersetzt.

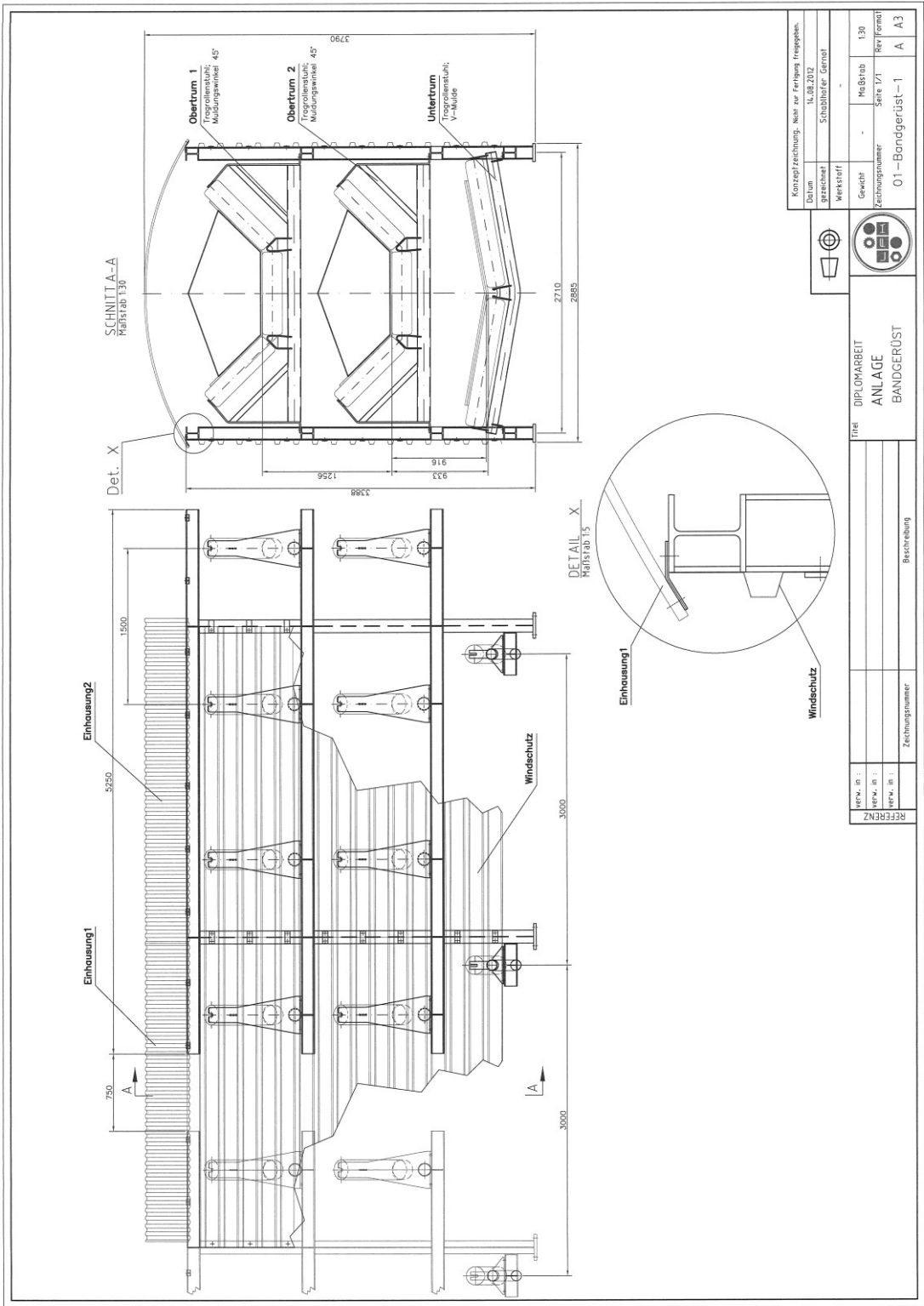
## Literaturverzeichnis

- Böge, A. (2007): Vieweg Handbuch Maschinenbau. 18. Auflage, Wiesbaden: Fried. Vieweg & Sohn Verlag. ISBN 978-3-8348-0110-4.
- Bos, H. (2011): Aramids for low Weight and low Rolling Resistance of Conveyor Belts. URL: <http://www.bulk-solids-handling.com/whitepaper/downloads/18083> (Zugriff: 14.07.2012).
- CKIT-The Bulk Materials Handling Knowledge Base. URL: <http://ckit.co.za> (Zugriff: 14.07.2012)
- ContiTech AG. (04/2009): Einsatz auf Jamaika-ContiTech liefert Fördergurt für Bauxit-Transport! In: Zeitschrift Advanced Mining Solutions, 04/2009, S.89.
- ContiTech Transportbandsysteme GmbH. (2008): Fördergurte Berechnungen. 4. Auflage, Northeim, 2008.
- ContiTech Transportbandsysteme GmbH. (2007): Geschlossenes Gurtfördersystem Sicon, Northeim, 2007.
- ContiTech Transportbandsysteme GmbH. (2010): Spezialfördergurte für RopeCon Anlagen, Northeim, 2010.
- ContiTech Transportbandsysteme GmbH. (2010): Stahlcord-Fördergurte für höchste Leistungen, Northeim, 2010.
- Norm DIN 22101 08/2002: Gurtförderer für Schüttgüter-Grundlagen für die Berechnung und Auslegung.
- K.-H. Grote, & J. Feldhusen (2007): Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbauer. 22. Auflage, Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag. ISBN:978-3-540-49714-1.
- Kessler, Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Franz (WS 2011/12): Stetige Fördersysteme. Skriptum, Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre Montanuniversität Leoben.
- Martin, H. (2006): Transport- und Lagerlogistik. 6.Auflage, Wiesbaden: Fried. Vieweg & Sohn Verlag. ISBN 978-3-8348-0168-5.
- Metso Minerals (Moers) GmbH, Product Group Flexowell (03/2004): Pocketlift-The innovation for steep inclined and vertical conveying up to 500m, Moers, 03/2004.
- Parker, D. (2008): Ropeway conveyance for use in transporting SA coal. URL: <http://www.miningweekly.com/article/ropeway-conveyance-for-use-in-transporting-sa-coal-2008-09-26> (Zugriff: 15.07.2012).
- Bateman Engineered Technologies (2011): Specialised Handling - Japan Pipe Conveyors. URL: [http://www.bet.bateman.com/pdf/Bateman Engineered Technologies Japan Pipe Conveyors Edition 2011.pdf](http://www.bet.bateman.com/pdf/Bateman%20Engineered%20Technologies%20Japan%20Pipe%20Conveyors%20Edition%202011.pdf) (Zugriff: 14.07.2012).

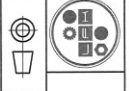
## **Anhang A**

Die folgenden Zeichnungen zeigen schematisch eine Möglichkeit zur Umsetzung der Verschachtelung von zwei Förderbändern.



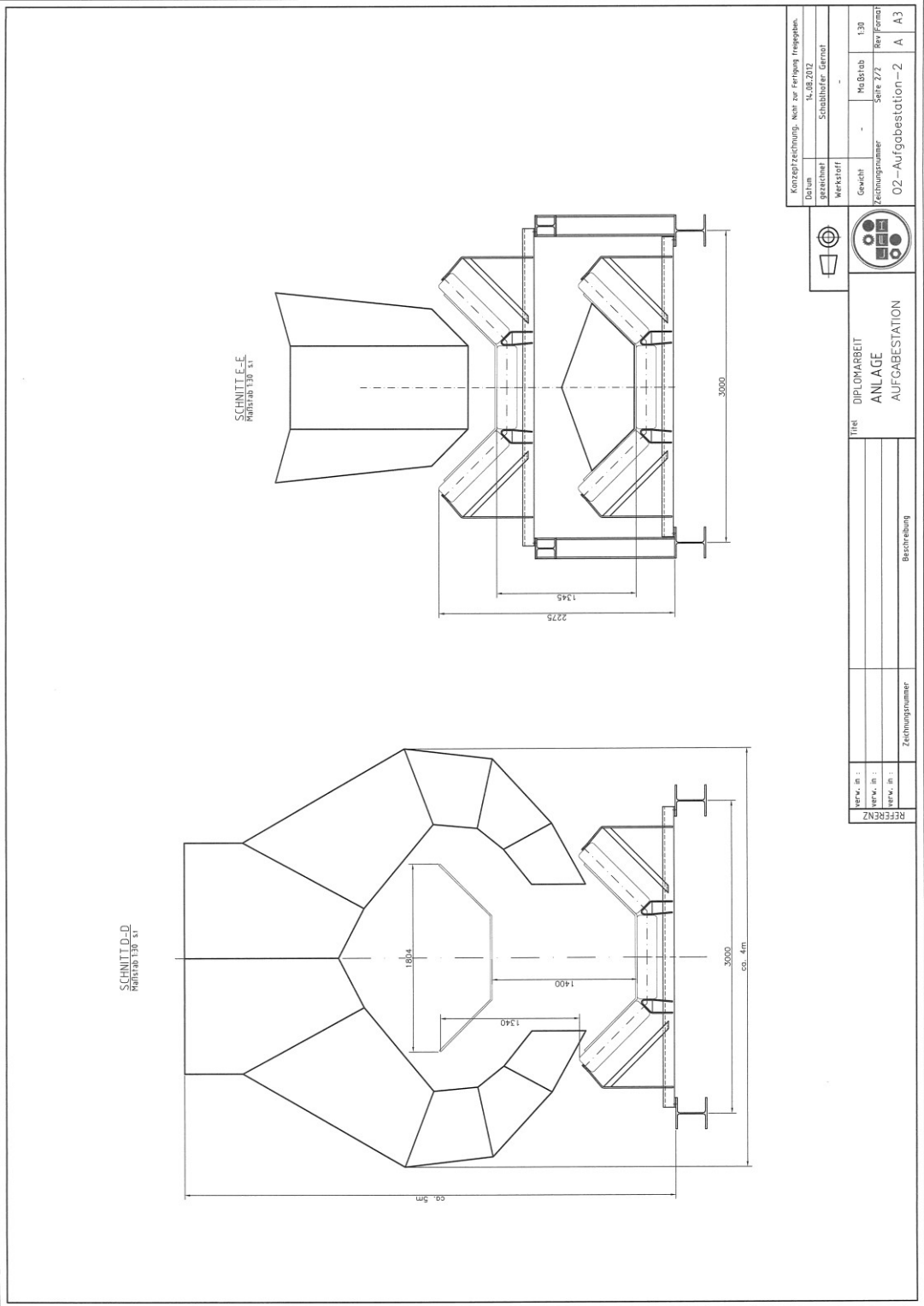


Konzeptzeichnung - Nicht zur Fertigung freigegeben.	
Datum	14.08.2012
gezeichnet	Schubhofer Gernot
geprüft	
Werkstoff	
Gewicht	
Zeichnungsnummer	01-Bandgerüst-1
Maßstab	1:30
Seite 1/1	Rev (normal)
Rev (normal)	A A3

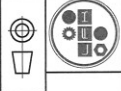


REF. Nr.:		REF. Nr.:	
REF. Nr.:		REF. Nr.:	
REF. Nr.:		REF. Nr.:	
Zeichnungsnummer		Bezeichnung	
Titel		DIPLOMARBEIT ANLAGE BANDGERÜST	



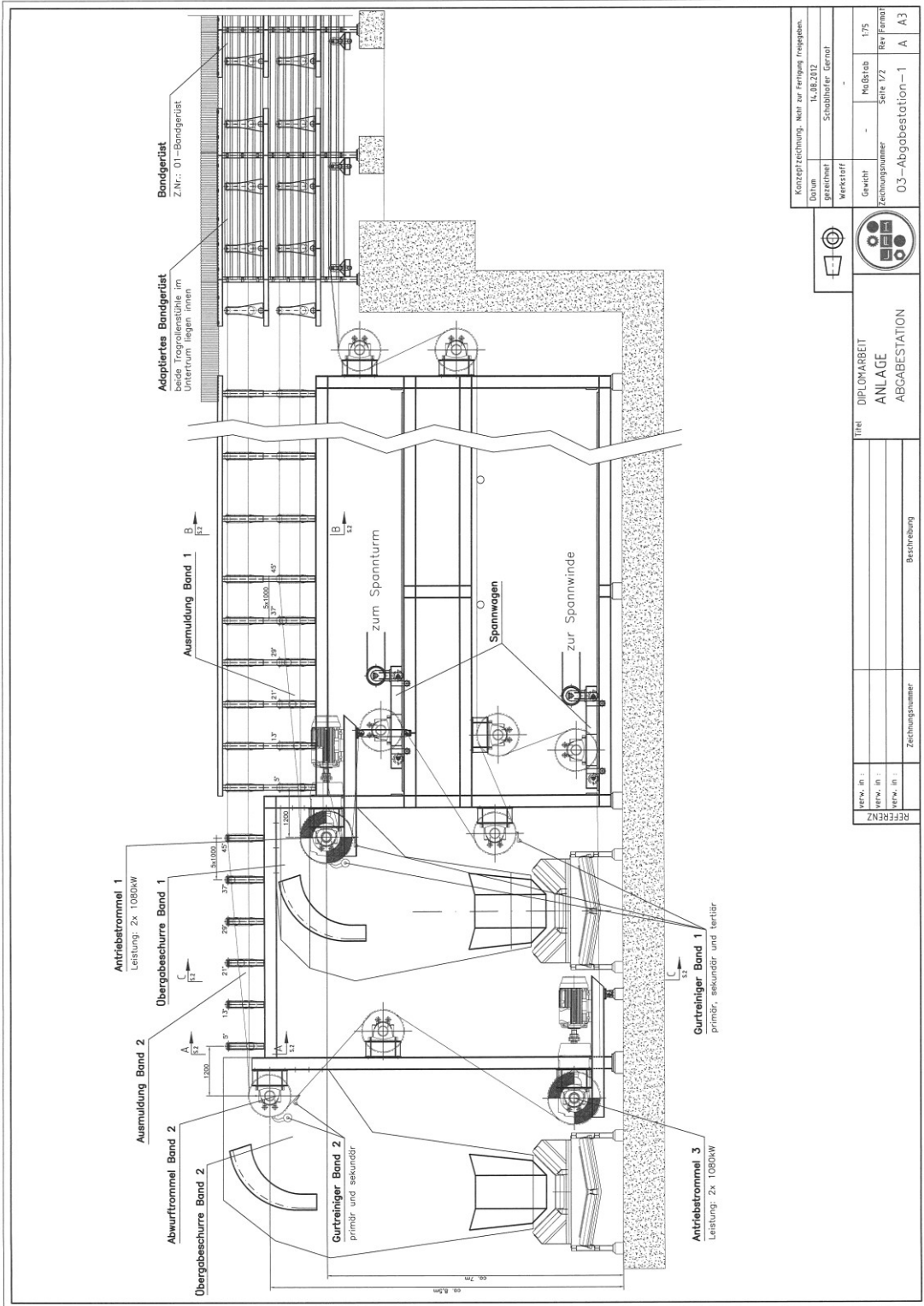


Konzeptzeichnung - Nur zur Fertigung freigegeben.	
Datum	14.08.2012
gezeichnet	Stübhofer Gernot
geprüft	
Werkstoff	
Gewicht	
Zeichnungsnummer	02-Aufgabeblatt-2
Maßstab	1:30
Seite	2/2
Rev. Anzahl	A 3

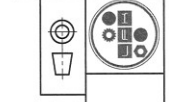


Titel  
**DIPLOMARBEIT**  
**ANLAGE**  
**AUFGABESTATION**

Verw. Bl.:		Zeichnungsnummer	Bezeichnung
Verw. Bl.:			
Verw. Bl.:			
Verw. Bl.:			

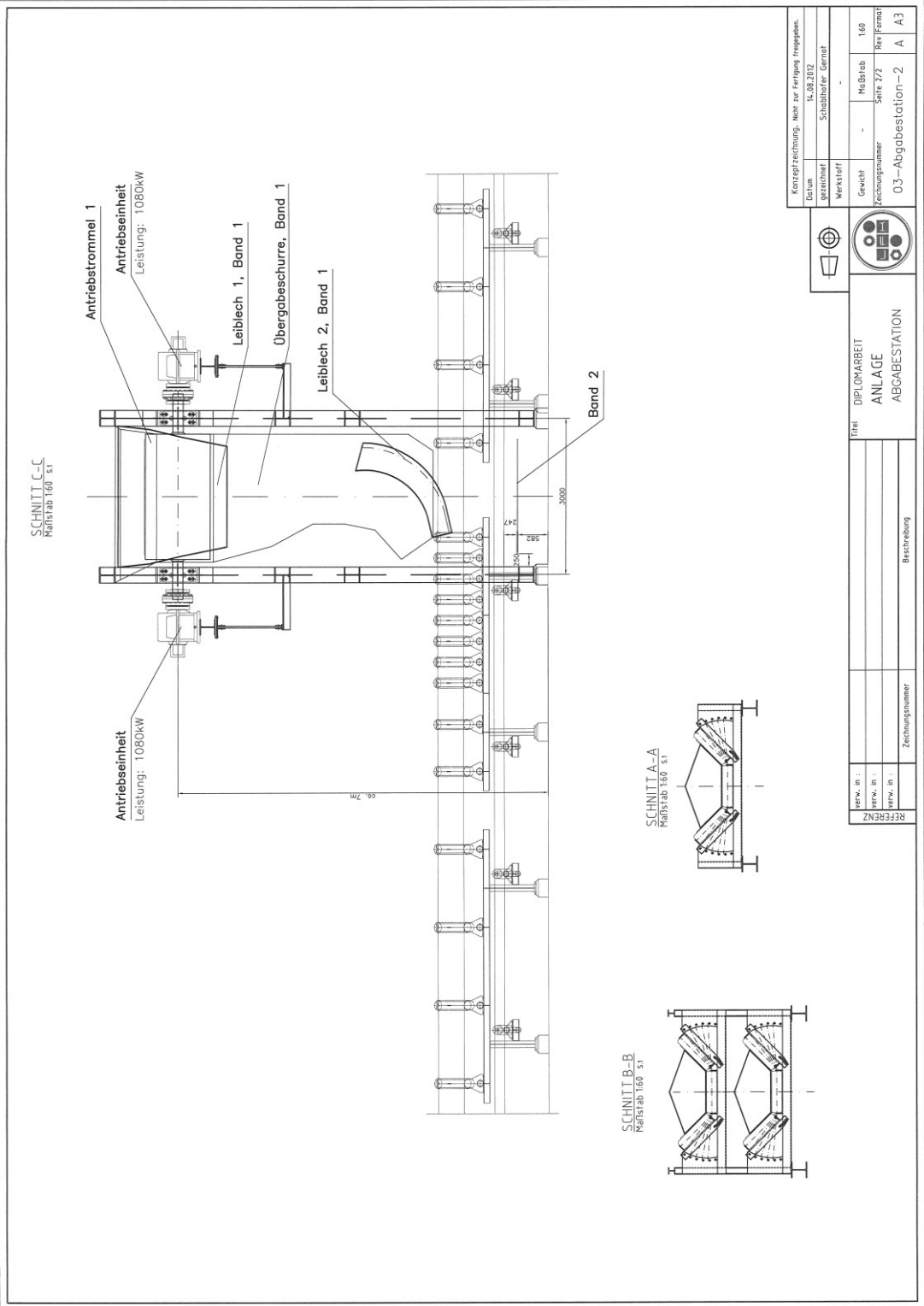


Konzeptzeichnung - Netz zur Fertigung Freigegeben.	
Datum	10.08.2012
gezeichnet	Schubhafer Gernot
geprüft	
Werkstoff	

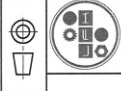


Titel		DIPLOMARBEIT	
ANLAGE		ABGABESTATION	
Beschreibung			

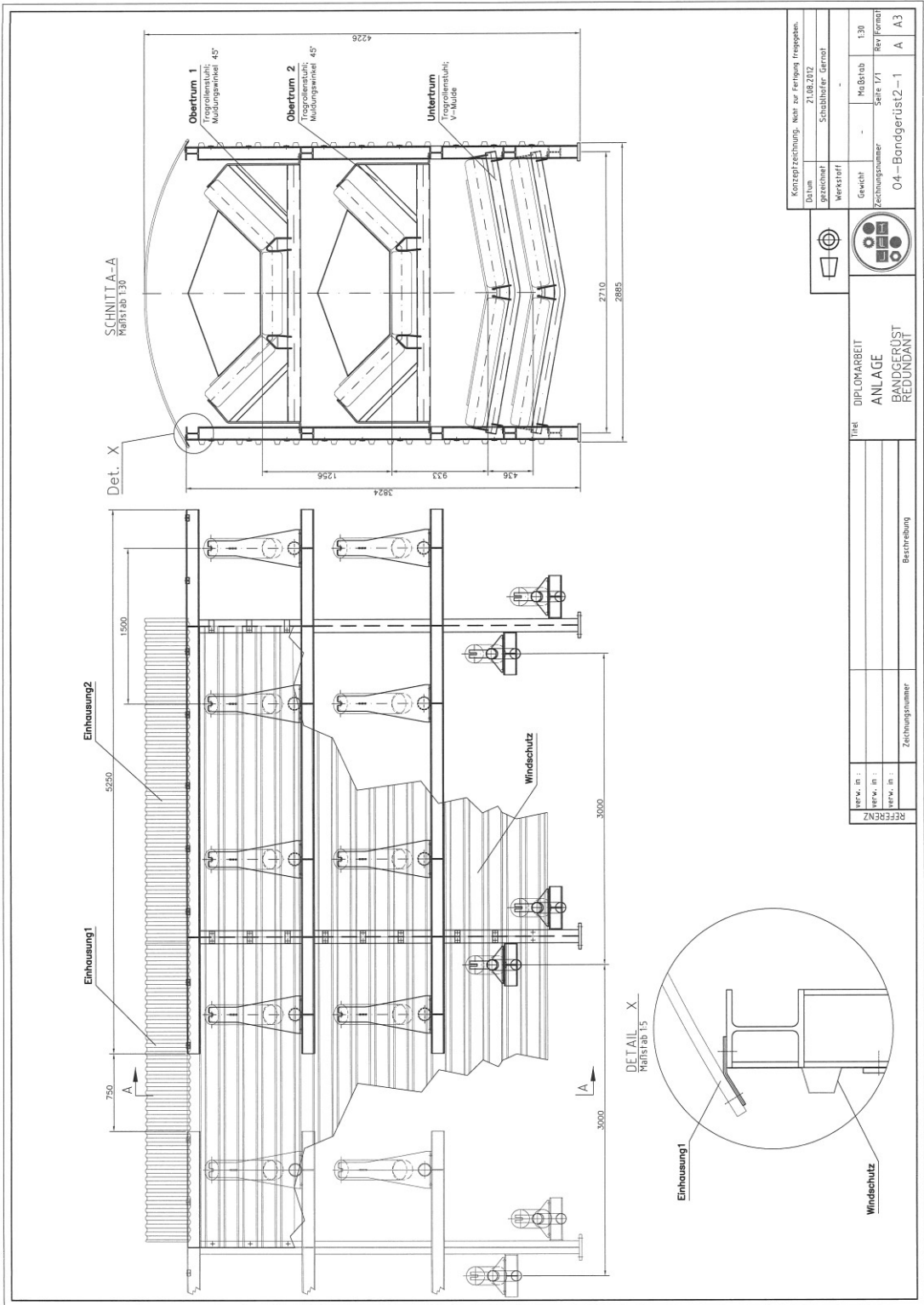
verw. Bl.:		Zeichnungsnummer	
verw. Bl.:		Seite	1/2
verw. Bl.:		Rey Form	1/75
REFERENZ		03-Abgabestation-1	A
			A3



Konzeptzeichnung - Nicht zur Fertigung Freigegeben.	
Datum:	16.08.2012
gezeichnet:	Stabhafer, Gernot
Werkstoff:	-
Gewicht:	Maßstab 1:60
Zeichnungsnummer:	Seite 2/2 Rev.00001
03-Abgabestation-2 A A3	



VERH. ST.:		Titel	DIPLOMARBEIT
VERW. IN:		ANLAGE	
REF. ST.:		ABGABESTATION	
REF. NR.:		Zeichnungsnummer	
		Beschreibung	

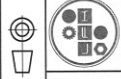


SCHNITT A-A  
Maßstab 1:30

Det. X

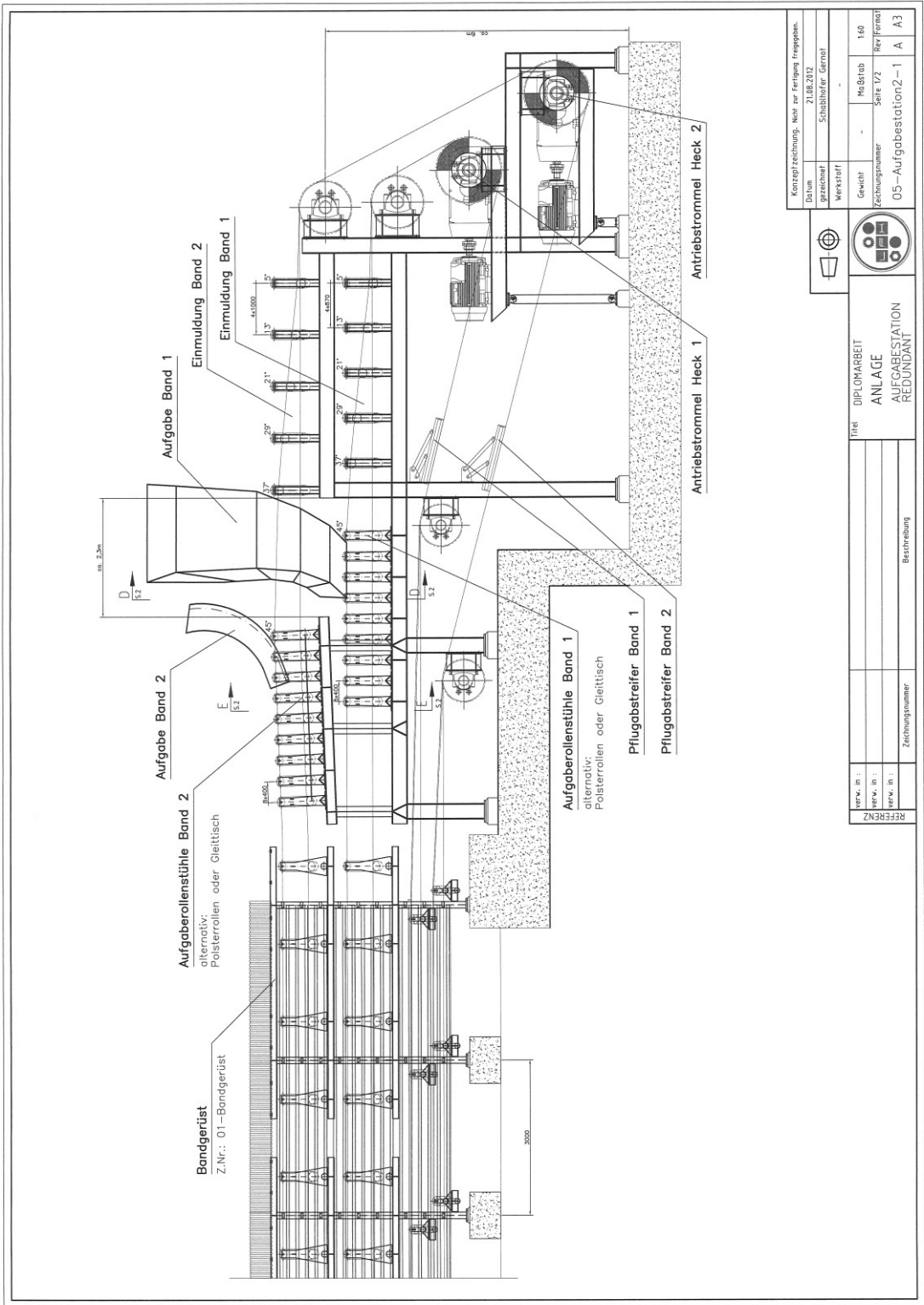
DETAIL X  
Maßstab 1:5

Konzeptzeichnung, Nach zur Fertigung Freigegeben.	
Datum	21.08.2012
gezeichnet	Schubhafer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	Maßstab 1:30
Zeichnungsnummer	Seite 1/1 Rev Formal
04-Bandgerüst-1 A A3	

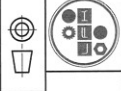


Titel  
DIPLOMARBEIT  
ANLAGE  
BANDGERÜST  
REDUNDANT

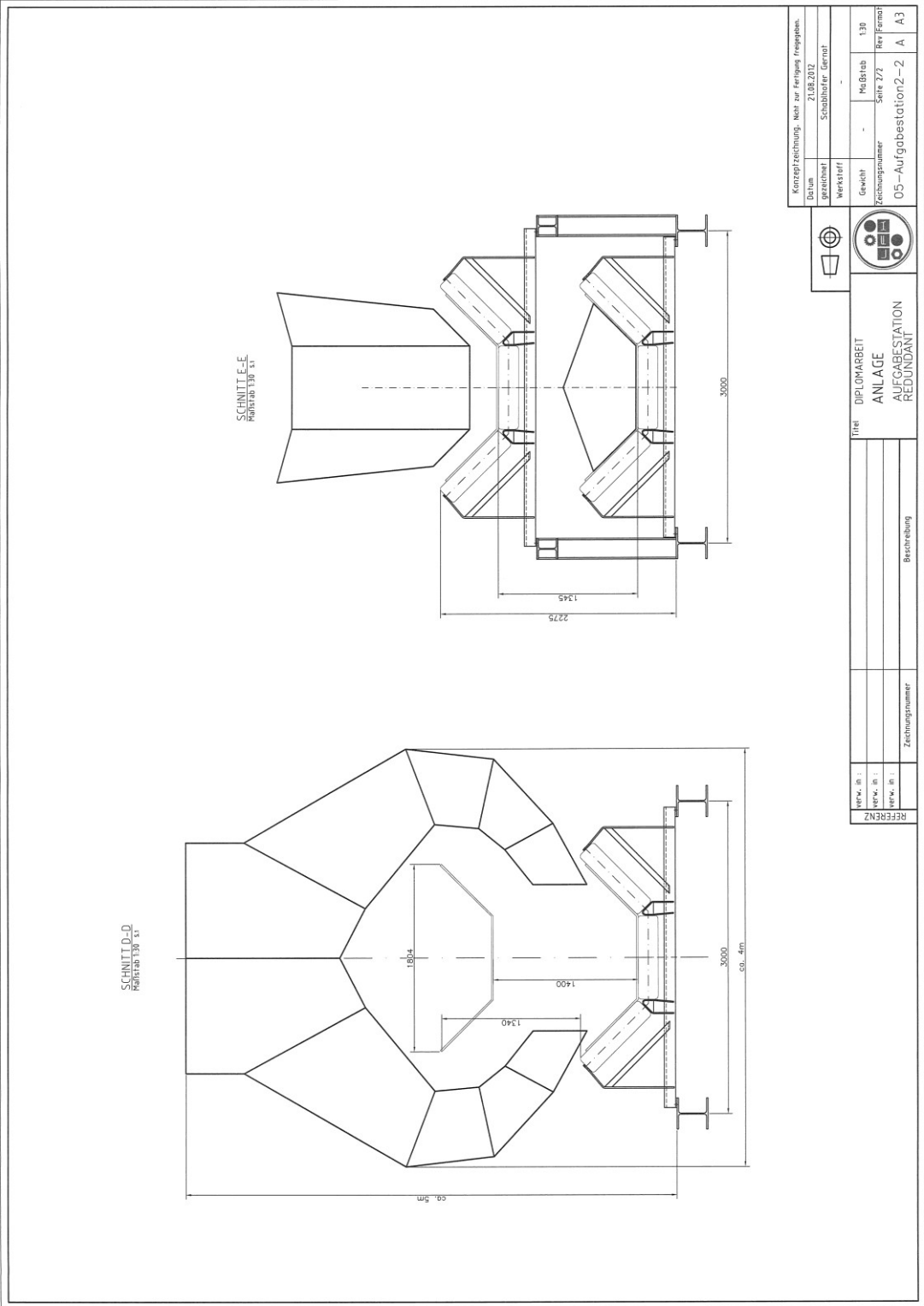
Verw. in:		Bezeichnung
Verw. in:		
Verw. in:		
REF. IN:	Zeichnungsnummer	



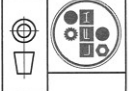
Konzeptzeichnung: Neue Fertigung Freigepläne	
Datum	21.08.2012
gezeichnet	Schubhafer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	160
Zeichnungsnummer	Seite 1/2
Rev. Format	05-Aufgabenstation2-1 A A3



Titel	DIPLOMARBEIT ANLAGE AUFABESTATION REDUNDANT
REF. Nr.:	
REF. Nr.:	
REF. Nr.:	
Zeichnungsnummer	
Beschreibung	



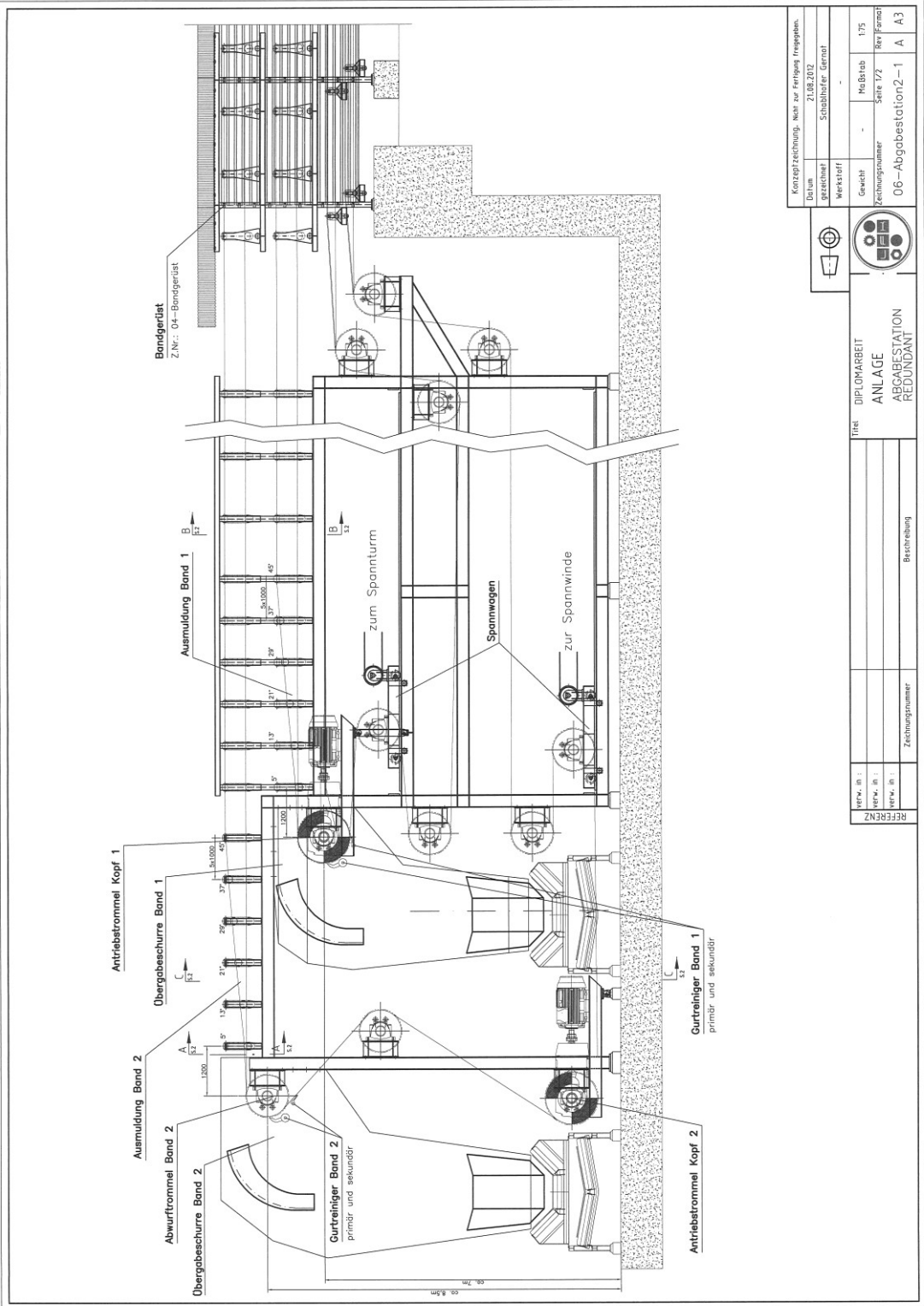
Konzeptzeichnung - Nur zur Fertigung Freigegeben.			
Datum	21.08.2012	gezeichnet	Schubhofer, Gernot
Werkstoff	-	Gewicht	-
Zeichnungsnummer	Maßstab	1:30	Rev. Kennz.
05-Aufgabestation2-2	Seite 2/2	A	A3



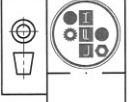
TITEL  
 DIPLOMARBEIT  
 ANLAGE  
 AUFGABESTATION  
 REDUNDANT

Verw. Bl.:		Beschreibung
Verw. Bl.:		
Verw. Bl.:		
Zeichnungsnummer		
REFERENZ		





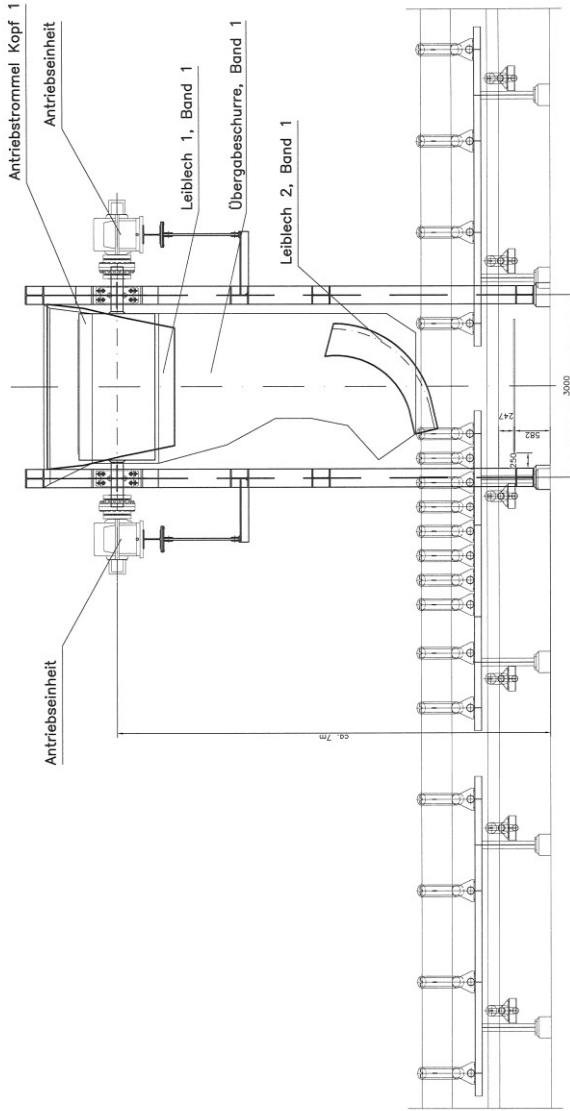
Konzeptzeichnung, Netz zur Fertigung Freigegeben.	
Datum:	21.08.2012
gezeichnet:	Stabhafer Gernat
Werkstoff:	-
Gewicht:	Maßstab 1/75
Zeichnungsnummer:	Seite 1/2 Rev.0
06-Abgabestation2-1 A A3	



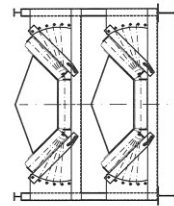
TIK DIPLOMARBEIT  
ANLAGE  
ABGABESTATION  
REDUNDANT

verw. Bl.:		Beschreibung
verw. Bl.:		
verw. Bl.:		
Zeichnungsnummer		

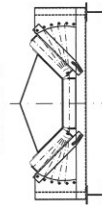
SCHNITT C-C  
Maßstab 1:60 s.1



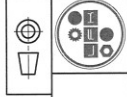
SCHNITT B-B  
Maßstab 1:60 s.1



SCHNITT A-A  
Maßstab 1:60 s.1



Konzeptzeichnung - Nach zur Fertigung Freigegeben.	
Datum	21.08.2012
gezeichnet	Stahlhauer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	Maßstab 1:60
Zeichnungsnummer	Seite 2/2 Key Format
06-Abgabestation2-2 A A3	



Titel  
DIPLOMARBEIT  
ANLAGE  
ABGABESTATION  
REDUNDANT

Verf. Nr.:		Zeichnungsnummer	Bestreibung
Verf. Nr.:			
Verf. Nr.:			

## **Anhang B**

Die folgenden Zeichnungen und die Stückliste dienen zur Fertigung des Versuchsstandes.

## Diplomarbeit: Verschachtelte Parallelförderung Stückliste

Zeichnungsnummer: 01-Versuchsstand Rev.: A  
 Zeichnungstitel: Versuchsstand

Name: Schablhofer  
 Datum: 19.04.2012



Pos. No.	Zeichnungsnummer	Format	Anzahl [Stk]	rechts [Stk]	links [Stk]	Bezeichnung	Norm	Zulieferer	Werkstoff	Gewicht/Stk [kg]	Gesamtgewicht [kg]
1	Zukaufteile		3			Antriebsstrommel B=500, D=215		Fa. Stahlgruber		33,60	100,8
2	Zukaufteile		7			Umlenkstrommel B=500, D=190		Fa. Stahlgruber		24,50	171,5
3	Zukaufteile		22			Tragrolle D51, L=250	DIN 15207	Fa. Stahlgruber		1,60	35,2
4	Zukaufteile		3			Tragrolle D51, L=500	DIN 15207	Fa. Stahlgruber		3,20	9,6
5	Zukaufteile		10			Stehlager SYJ40TF		SKF		1,85	18,5
6	Zukaufteile		6			Stehlager SYJ50TF		SKF		2,95	17,7
7	Zukaufteile		4			Spannlager TU40TF		SKF		2,30	9,2
8	08 - Förderbandsystem Gurt1		1			L=9623mm		Fa. Wanggo		28,50	28,5
9	09 - Förderbandsystem Gurt2		1			L=11478mm		Fa. Wanggo		34,00	34,0
10	03 - Stahlbau Heck	A3	2	1	1	UPE100 x 2593	DIN 1026		S235JR	25,46	50,9
11	03 - Stahlbau Heck	A3	2	1	1	UPE100 x 2593	DIN 1026		S235JR	25,46	50,9
12	03 - Stahlbau Heck	A3	6			UPE100 x 500	DIN 1026		S235JR	4,91	29,5
13	03 - Stahlbau Heck	A3	4			UPE100 x 250	DIN 1026		S235JR	2,46	9,8
14	03 - Stahlbau Heck	A3	2	1	1	UPE100 x 700	DIN 1026		S235JR	6,87	13,7
15	03 - Stahlbau Heck	A3	2			Pi5 x 55x100	EN 10025		S235JR	0,22	0,4
16	03 - Stahlbau Heck	A3	2			UPE100 x 245	DIN 1026		S235JR	2,41	4,8
17	03 - Stahlbau Heck	A3	6			Pi5 x 75x140	EN 10025		S235JR	0,41	2,5
18	03 - Stahlbau Heck	A3	6			UPE100 x 640	DIN 1026		S235JR	6,28	37,7
19	02 - Stahlbau Kopf	A3	2	1	1	UPE100 x 2595	DIN 1026		S235JR	25,48	51,0
20	02 - Stahlbau Kopf	A3	2	1	1	UPE100 x 2595	DIN 1026		S235JR	25,48	51,0
21	02 - Stahlbau Kopf	A3	4			Pi5 x 55x100	EN 10025		S235JR	0,22	0,9
22	05 - Spannturm	A3	2	1	1	UPE100 x 780	DIN 1026		S235JR	7,66	15,3
23	05 - Spannturm	A3	2			Pi5 x 15x480	EN 10025		S235JR	0,06	0,6
24	05 - Spannturm	A3	10			Pi5 x 40x40	EN 10025		S235JR	0,28	2,8
25	05 - Spannturm	A3	2			Pi5 x 40x312	EN 10025		S235JR	0,49	1,0
26	05 - Spannturm	A3	2			Pi5 x 40x198	EN 10025		S235JR	0,31	0,6
27	05 - Spannturm	A3	1			Pi5 x 50x198	EN 10025		S235JR	0,39	0,4
28	05 - Spannturm	A3	2			L50x4 x 200	DIN 1028		S235JR	0,61	1,2
29						nicht verwendet					
30	04 - Spannstation	A3	4	2	2	Pi5 x 55x560	EN 10025		S235JR	1,25	5,0
31	04 - Spannstation	A3	4			Flachstahl 15x10 x 500	EN 10025		S235JR	0,59	2,4
32	04 - Spannstation	A3	16			Pi5 x 30x133	EN 10025		S235JR	0,16	2,5
33	04 - Spannstation	A3	4			Pi5 x 55x500	EN 10025		S235JR	1,08	4,3



**Diplomarbeit: Verschachtelte Parallelförderung**  
**Stückliste**

Name: Schablhofer  
 Datum: 19.04.2012

Zeichnungsnummer: 01-Versuchsstand Rev.: A  
 Zeichnungstitel: Versuchsstand

Pos. No.	Zeichnungsnummer	Format	Anzahl [Stk]	rechts [Stk]	links [Stk]	Bezeichnung	Norm	Zulieferer	Werkstoff	Gewicht/Stk [kg]	Gesamtgewicht [kg]
34	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	11			UPE100	DIN 1026		S235JR	7,37	81,0
35	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	8	4	4	L50x4	DIN 1028		S235JR	1,10	8,8
36	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	22			Pl5	EN 10025		S235JR	0,24	5,2
37	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	14			Flachstahl 50x4	EN 10025		S235JR	0,09	1,3
38	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	8			Flachstahl 50x4	EN 10025		S235JR	0,15	1,2
39	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	4			L50x4	DIN 1028		S235JR	1,75	7,0
40	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	8			Pl5	EN 10025		S235JR	0,32	2,6
41	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	8			Flachstahl 50x4	EN 10025		S235JR	0,08	0,7
42	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	8			Flachstahl 50x4	EN 10025		S235JR	0,11	0,9
43	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	16			Sechskantschraube M10x25	DIN 933		8.8	0,02	0,4
44	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	16			Sechskantmutter M10	DIN 934		8	0,01	0,2
45	06 - Tragrollenstuhl OT	A3	32			Unterlegscheibe D11	DIN 125A		St	0,00	0,1
46	07 - Tragrollenstuhl UT	A3	6			L50x4	DIN 1028		S235JR	0,38	2,3
47	07 - Tragrollenstuhl UT	A3	6			Flachstahl 50x4	EN 10025		S235JR	0,12	0,7
48	07 - Tragrollenstuhl UT	A3	6			L50x4	DIN 1028		S235JR	0,23	1,4
49	01 - Versuchsstand	A3	83			Sechskantschraube M10x30	DIN 933		8.8	0,03	2,2
50	01 - Versuchsstand	A3	87			Sechskantmutter M10	DIN 934		8	0,01	1,0
51	01 - Versuchsstand	A3	166			Unterlegscheibe D11	DIN 125A		St	0,00	0,7
52	01 - Versuchsstand	A3	12			Sechskantschraube M16x60	DIN 931		8.8	0,12	1,4
53	01 - Versuchsstand	A3	12			Sechskantmutter M16	DIN 934		8	0,03	0,4
54	01 - Versuchsstand	A3	24			Unterlegscheibe D17	DIN 125A		St	0,01	0,3
55	01 - Versuchsstand	A3	2			Getriebemotor GKR04-2M VAR 071C32		Fa. Lenze		11,00	22,0
56	01 - Versuchsstand	A3	1			Getriebemotor GKR04-2M VAR 071C13		Fa. Lenze		11,00	11,0
57	01 - Versuchsstand	A3	3			Elastische Kupplung Rotex-28-St-92Sh-d=20/40		Fa. Lenze		1,32	4,0
58	01 - Versuchsstand	A3	16			Sechskantschraube M14x55	DIN 931		8.8	0,05	0,8
59	01 - Versuchsstand	A3	20			Sechskantmutter M14	DIN 934		8	0,29	5,8
60	01 - Versuchsstand	A3	40			Unterlegscheibe D15	DIN 125A		St	0,01	0,4
61	05 - Spannturm	A3	6			Sechskantschraube M6x30	DIN 931		8.8	0,01	0,1
62	05 - Spannturm	A3	15			Sechskantmutter M6	DIN 934		8	0,00	0,1
63	05 - Spannturm	A3	32			Unterlegscheibe D7	DIN 125A		St	0,00	0,0
64	05 - Spannturm	A3	15			Drahtseilrolle Nr.104P		Fa. Ruto		0,05	0,8
65	05 - Spannturm	A3	9			Sechskantschraube M6x35	DIN 931		8.8	0,01	0,1
66	05 - Spannturm	A3	9	m		Drahtseil 42 Drähle		Fa. Ruto		0,03	0,3

## Diplomarbeit: Verschachtelte Parallelförderung Stückliste

Zeichnungsnummer: 01-Versuchsstand Rev.: A  
Zeichnungstitel: Versuchsstand

Name: Schabhofer  
Datum: 19.04.2012



Pos. No.	Zeichnungsnummer	Format	Anzahl		links [Stk]	rechts [Stk]	Bezeichnung	Norm	Zulieferer	Werkstoff	Gewicht/Stk [kg]	Gesamtgewicht [kg]
			[Stk]	[Stk]								
67	05 - Spannturm	A3	4				Augenschraube M10x50	DIN 4444		4.6	0.04	0.1
68	05 - Spannturm	A3	4				Drahtseilklemme Simplex	DIN 741	Fa. Ruto	St	0.00	0.0
69	11 - Adapter	A3	8	4	4		x 55x230	EN 10025		S235JR	0.50	4.0
70	11 - Adapter	A3	8				x 89	DIN 1028		S235JR	0.27	2.2
71	11 - Adapter	A3	4	2	2		L50x4	DIN 1026		S235JR	2.26	9.0
72	11 - Adapter	A3	2				x 132	DIN 1028		S235JR	0.40	0.8
73	11 - Adapter	A3	4	2	2		UPE100	DIN 1026		S235JR	2.26	9.0
74	11 - Adapter	A3	2	1	1		x 230	DIN 1026		S235JR	2.26	4.5
75	11 - Adapter	A3	2				Flachstahl 50x20	EN 10025		S235JR	1.49	3.0
76							nicht verwendet					
77	02 - Stahlbau Kopf	A3	1				L50x4	DIN 1028		S235JR	2.30	2.3
78	10 - Lastaufbringer	A3	2				x 500	DIN 1028		S235JR	1.53	3.1
79	10 - Lastaufbringer	A3	8				x 40x265	EN 10025		S235JR	0.42	3.3
80	10 - Lastaufbringer	A3	4				x 88x366	EN 10025		S235JR	1.26	5.1
81	10 - Lastaufbringer	A3	4				x 40x119	EN 10025		S235JR	0.19	0.7
82	10 - Lastaufbringer	A3	4				Flachstahl 50x4	EN 10025		S235JR	0.96	3.8
83	10 - Lastaufbringer	A3	4				x 610	EN 10025		S235JR	0.10	0.4
84	10 - Lastaufbringer	A3	8				Tragrolle D=51, L=165	DIN 15207	Fa. Stahlgruber	S235JR	1.06	8.4
85	11 - Adapter	A3	12				PI5	EN 10025		S235JR	0.22	2.6
86	11 - Adapter	A3	6				Flachstahl 50x20	EN 10025		S235JR	0.79	4.7
87	11 - Adapter	A3	3				PI5	EN 10025		S235JR	0.29	0.9
88	11 - Adapter	A3	6				x 69x336	EN 10025		S235JR	0.59	3.5
89	11 - Adapter	A3	3				PI5	EN 10025		S235JR	0.63	1.9
90	01 - Versuchsstand	A3	12				Sechskantschraube M8x25	DIN 931		8.8	0.01	0.2
91	01 - Versuchsstand	A3	12				Sechskantmutter M8	DIN 934		8	0.01	0.1
92	01 - Versuchsstand	A3	24				Unterlegscheibe D9	DIN 125A		St	0.00	0.0
93	01 - Versuchsstand	A3	4				Sechskantschraube M14x75	DIN 931		8.8	0.07	0.3
94	05 - Spannturm	A3	2				L50x4	DIN 1028		S235JR	0.95	1.9
95	05 - Spannturm	A3	2	1	1		x 312	EN 10025		S235JR	0.41	0.8
96	05 - Spannturm	A3	1				x 65x160	EN 10025		S235JR	0.09	0.1
97	11 - Adapter	A3	2				x 40x65	EN 10025		S235JR	0.26	0.5
98	04 - Spannstation	A3	4				L50x4	DIN 1028		S235JR	0.59	2.4
99	04 - Spannstation	A3	8				Flachstahl 15x10	EN 10025		S235JR	0.00	0.0
							Sechskantschraube M6x15	DIN 933		8.8	0.00	0.0



## Diplomarbeit: Verschachtelte Parallelförderung Stückliste

Zeichnungsnummer: 01-Versuchsstand Rev.: A  
Zeichnungstitel: Versuchsstand

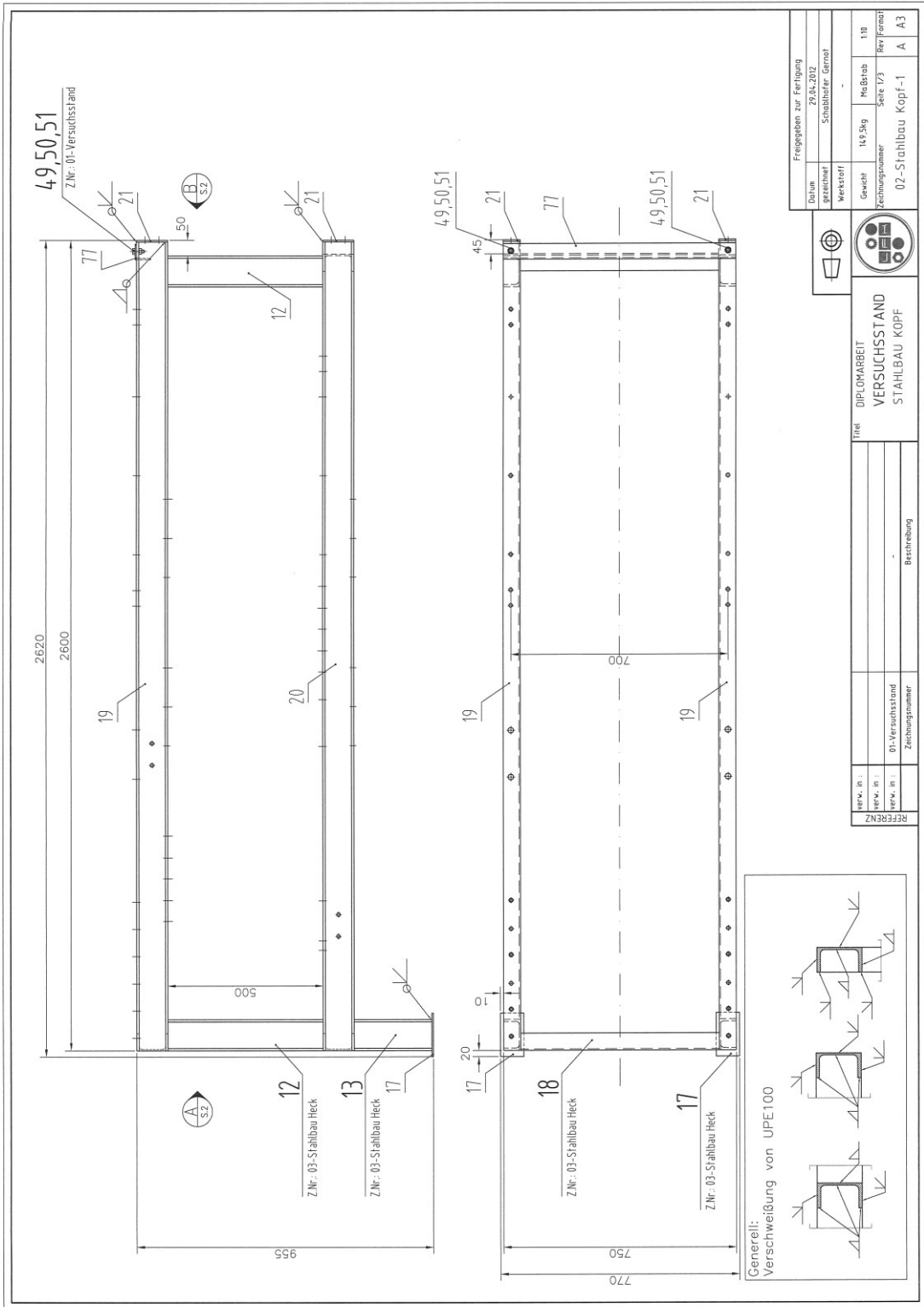
Name: Schablhofer  
Datum: 19.04.2012



Pos. No.	Zeichnungsnummer	Anzahl [Stk]		links [Stk]	rechts [Stk]	Bezeichnung	Norm	Zulieferer	Werkstoff	Gewicht/Stk [kg]	Gesamtgewicht [kg]
		Format									
100	04 - Spannstation	A3	8			Unterlegscheibe D7	DIN 125A		St	0,00	0,0
101	01 - Versuchsstand	A3	3			Passfeder A12x8	DIN 6885		St	0,04	0,1
102	11 - Adapter	A3	4			PI5	EN 10025		S235JR	0,06	0,3
103	05 - Spannturm	A3	1			PI5	EN 10025		S235JR	0,81	0,8
104	05 - Spannturm	A3	4			Gewindestange M8	DIN 975		St	0,10	0,4
105	05 - Spannturm	A3	2			PI5	EN 10025		S235JR	0,44	0,9
106	05 - Spannturm	A3	2			PI5	EN 10025		S235JR	0,95	1,9
107	05 - Spannturm	A3	2			PI5	EN 10025		S235JR	0,35	0,7
108	05 - Spannturm	A3	1			PI5	EN 10025		S235JR	0,73	0,7
109	05 - Spannturm	A3	1			UPE100	DIN 1026		S235JR	7,66	7,7
110	05 - Spannturm	A3	1			UPE100	DIN 1026		S235JR	7,41	7,4
111	05 - Spannturm	A3	2			PI5	EN 10025		S235JR	0,41	0,8
112	05 - Spannturm	A3	1			PI5	EN 10025		S235JR	0,18	0,2
113	05 - Spannturm	A3	1			PI5	EN 10025		S235JR	0,33	0,3
114	05 - Spannturm	A3	1			Sechskantschraube M6x10	DIN 933		8.8	0,00	0,0
115	05 - Spannturm	A3	1			Unterlegscheibe D7	DIN 125A		St	0,00	0,0
<b>Total weight</b>										<b>1028,9</b>	





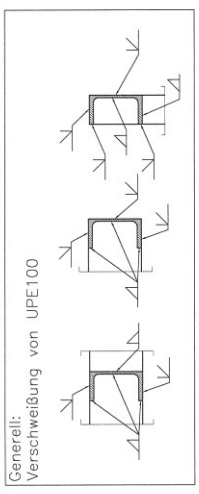


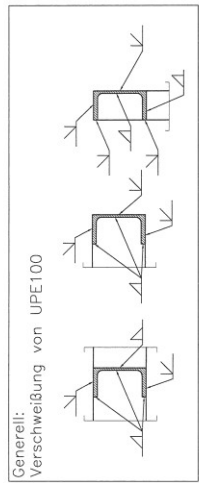
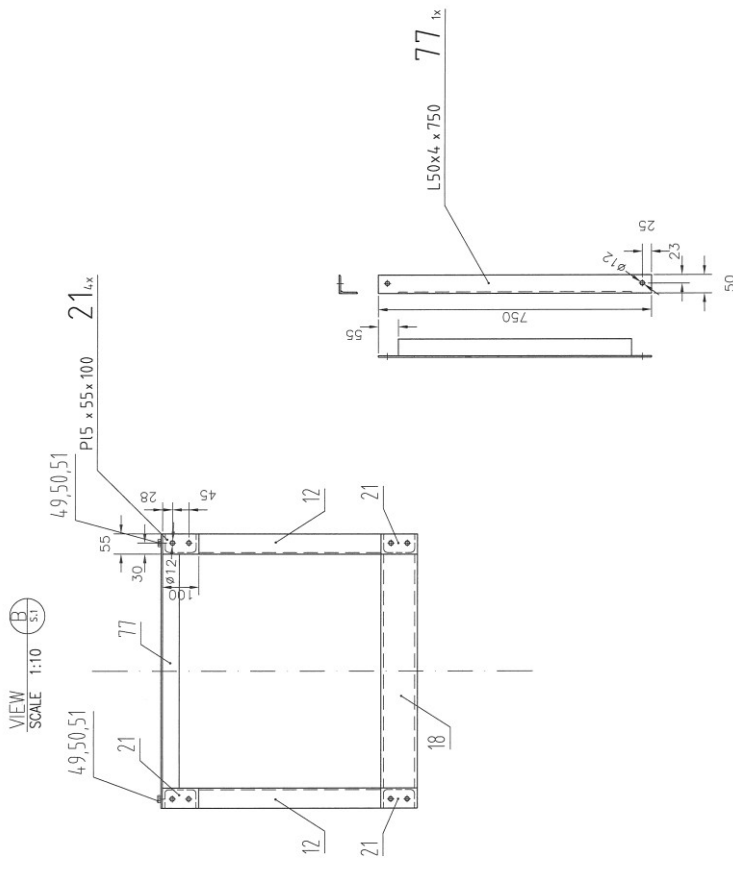
Freigegeben zur Fertigung		Datum		gezeichnet		Freigegeben	
29.04.202		Scabbaler		Gernat			
werkstoff		Gewicht		Herbst		110	
		16,5kg		Seite 1/3		Rev. Format	
		02-Stahlbau Kopf-1		A		A3	



**DIPLOMARBEIT**  
**VERSUCHSSTAND**  
**STAHLBAU KOPF**

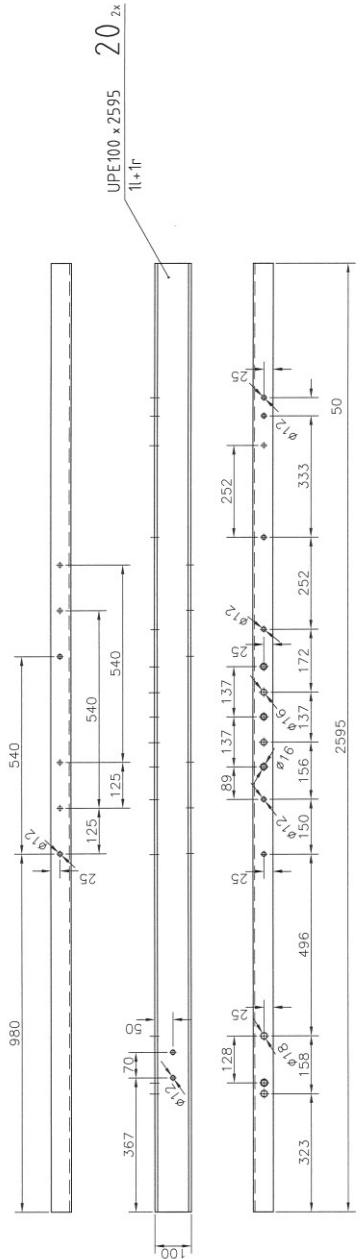
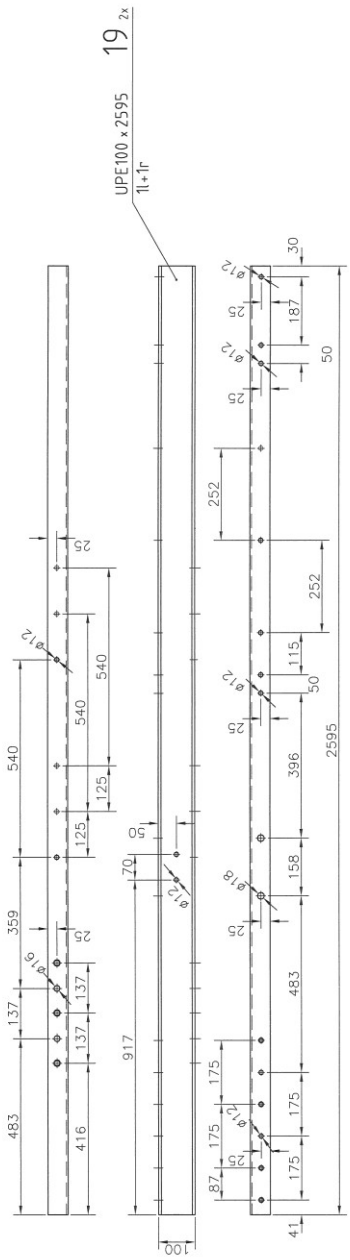
Verw. in:	01-Versuchsstand	Titel	
Verw. in:	Zeichnungsnummer	Bestreibung	
REFERENZ			





Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Stahlbauer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	149,5kg
Material	Maßstab
Zeilungsnummer	Seite 2/3
02-Stahlbau Kopf-2	
A A3	

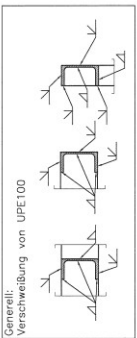
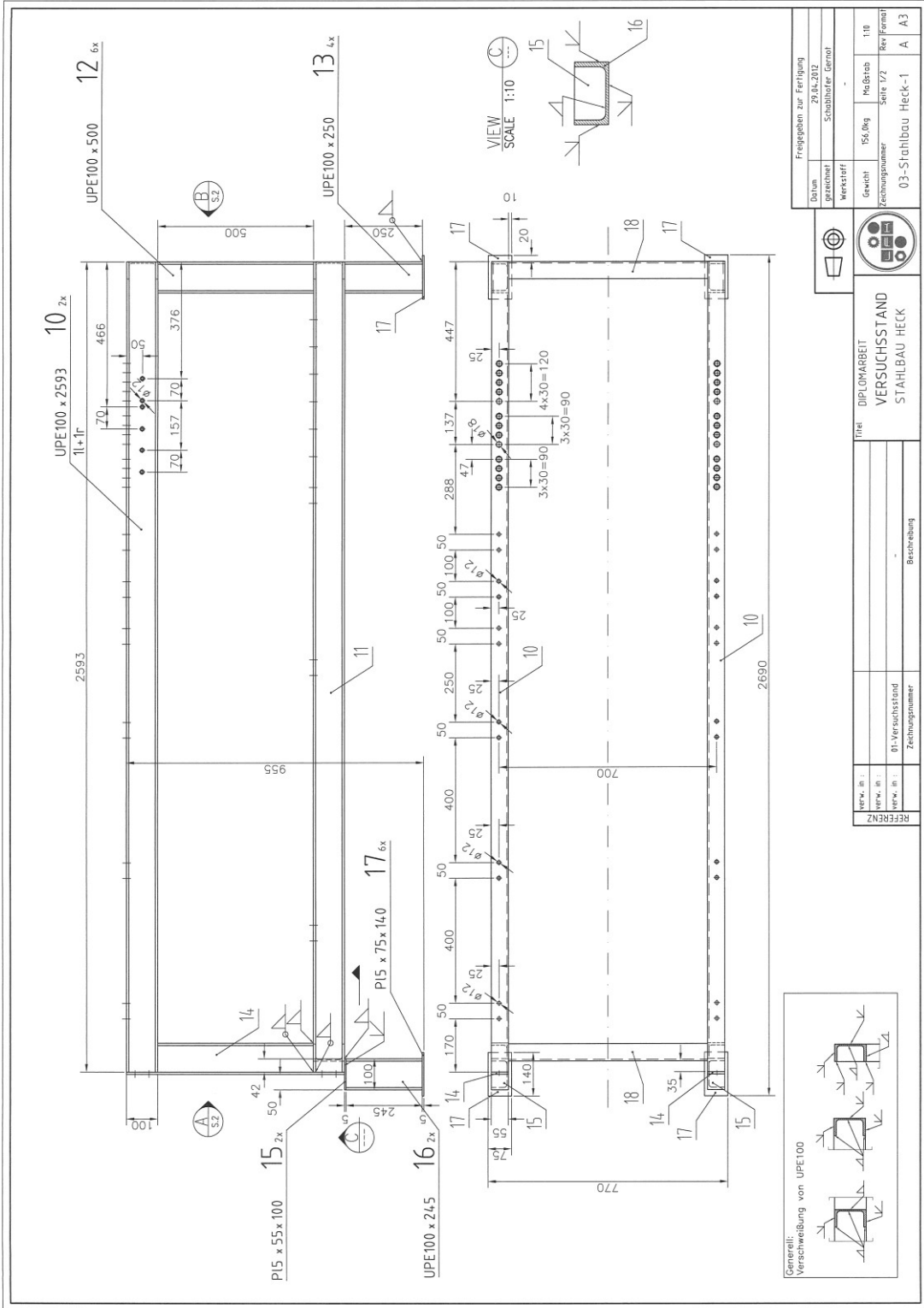
<b>DIPLOMARBEIT</b> <b>VERSUCHSSTAND</b> <b>STAHLBAU KOPF</b>	
Titel	
Verf. Nr. 1	02-Stahlbau Kopf-1
Verf. Nr. 2	01-Versuchsstand
Verf. Nr. 3	
Zeichnungsnummer	
Beschreibung	



Freigegeben zur Fertigung		Datum		29.04.2012	
gezeichnet		Werkstoff		Stahlbaustoff	
Gezeichnet		Werkstoff		-	
Gewicht		149,5kg		Maßstab	
Zeichnungsnummer		02-Stahlbau Kopf-3		Seite 3/3	
Rev. Nummer		A		Rev. Nummer	
A		A		A	
A3		A3		A3	

Titel		DIPLOMARBEIT	
VERSUCHSSTAND		-	
STAHLBAU KOPF		-	
Beschreibung		-	
Verw. Nr.:		02-Stahlbau Kopf-1	
Verw. Nr.:		01-Versuchsstand	
Verw. Nr.:		Zeichnungsnummer	
REFERENZ		-	



Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Stahlbau/ Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	156,0kg
Material	HadStab
Zeichnungsnummer	Seite 1/2
Rev. Formel	110
03-Stahlbau Heck-1	A
A3	



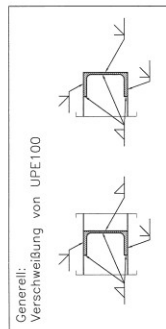
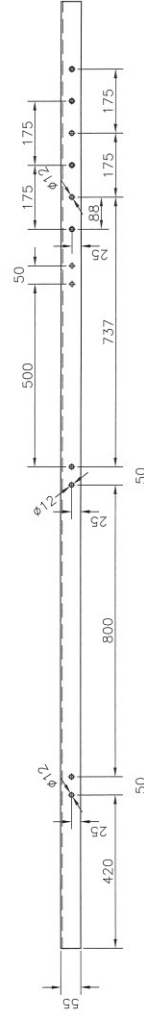
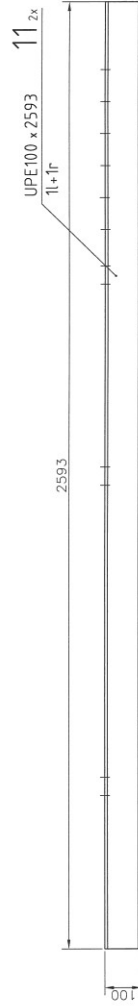
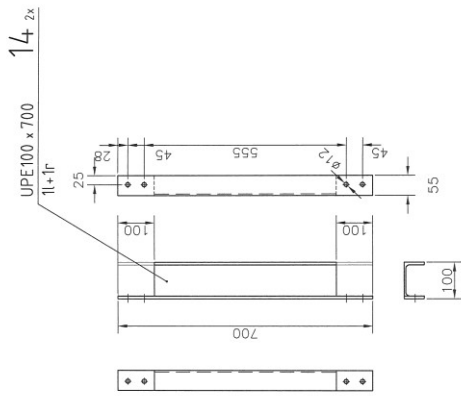
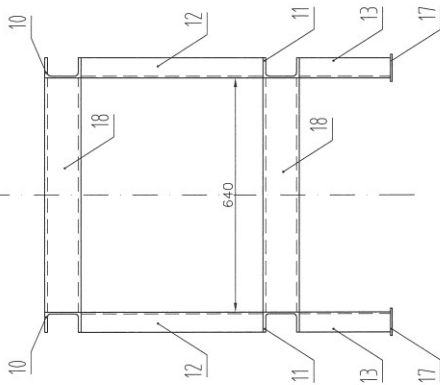
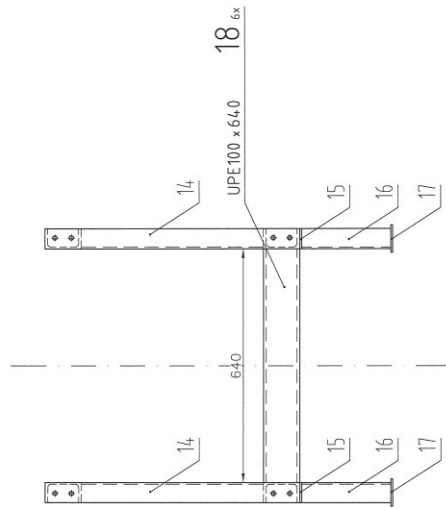
Titel  
**DIPLMARBET  
VERSUCHSSTAND  
STAHLBAU HECK**

Beschreibung

verw. Nr.:	
verw. Nr.:	
verw. Nr.:	
01-Versuchsstand	
Zeichnungsnummer	

VIEW  
SCALE 1:10

VIEW  
SCALE 1:10

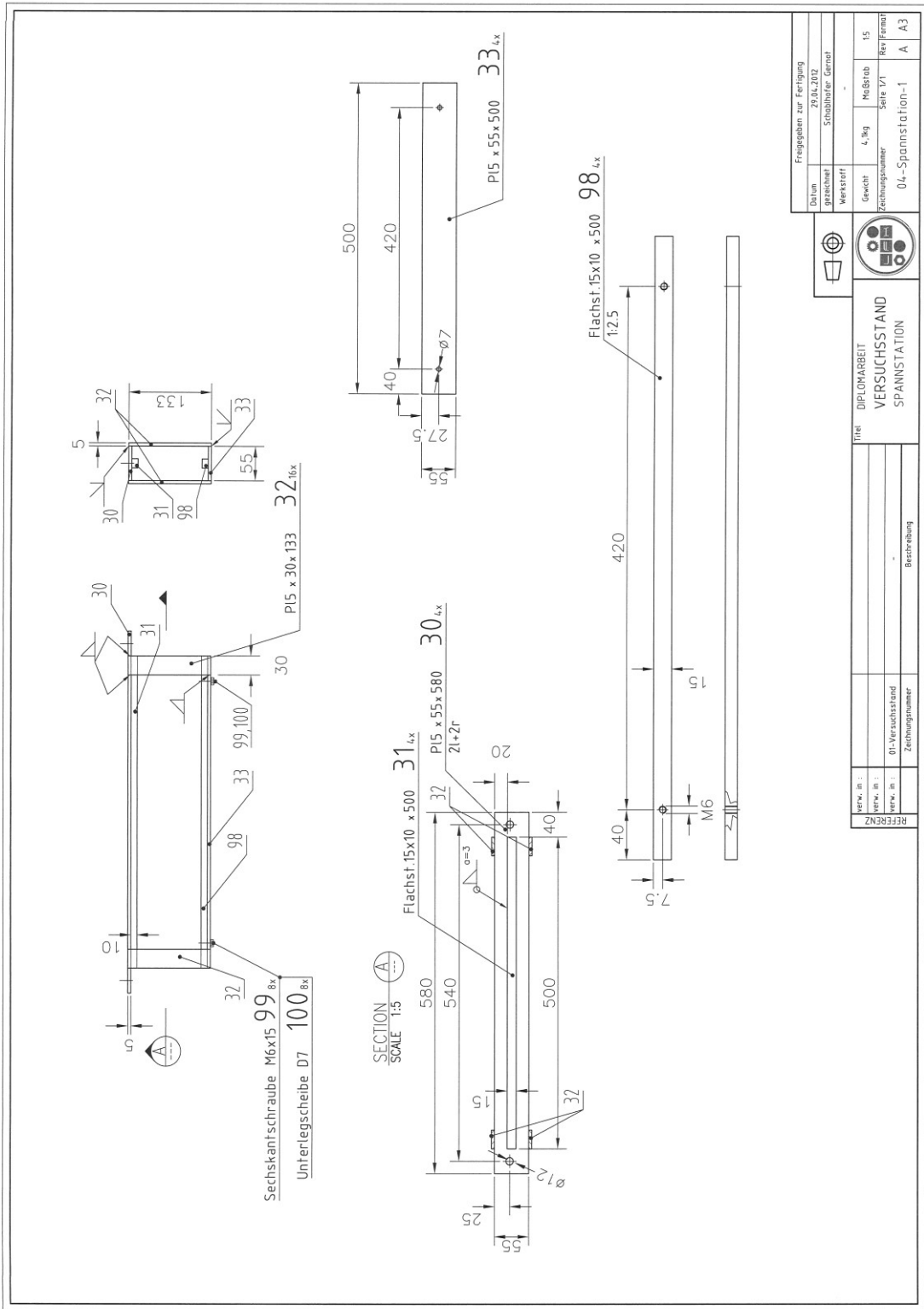


Freigegeben zur Fertigung	29.04.2012
Datum	gezeichnet
gezeichnet	Strahlhofer, Bernd
Werkstoff	-
Gewicht	156,0kg
Material	Stahlstab
Zeichnungsnummer	Seite 2/2
Rev. Form	Rev. Form
03-Stahlbau Heck-2	A
A3	



Titel  
DIPLOMARBEIT  
VERSUCHSSTAND  
STAHLBAU HECK

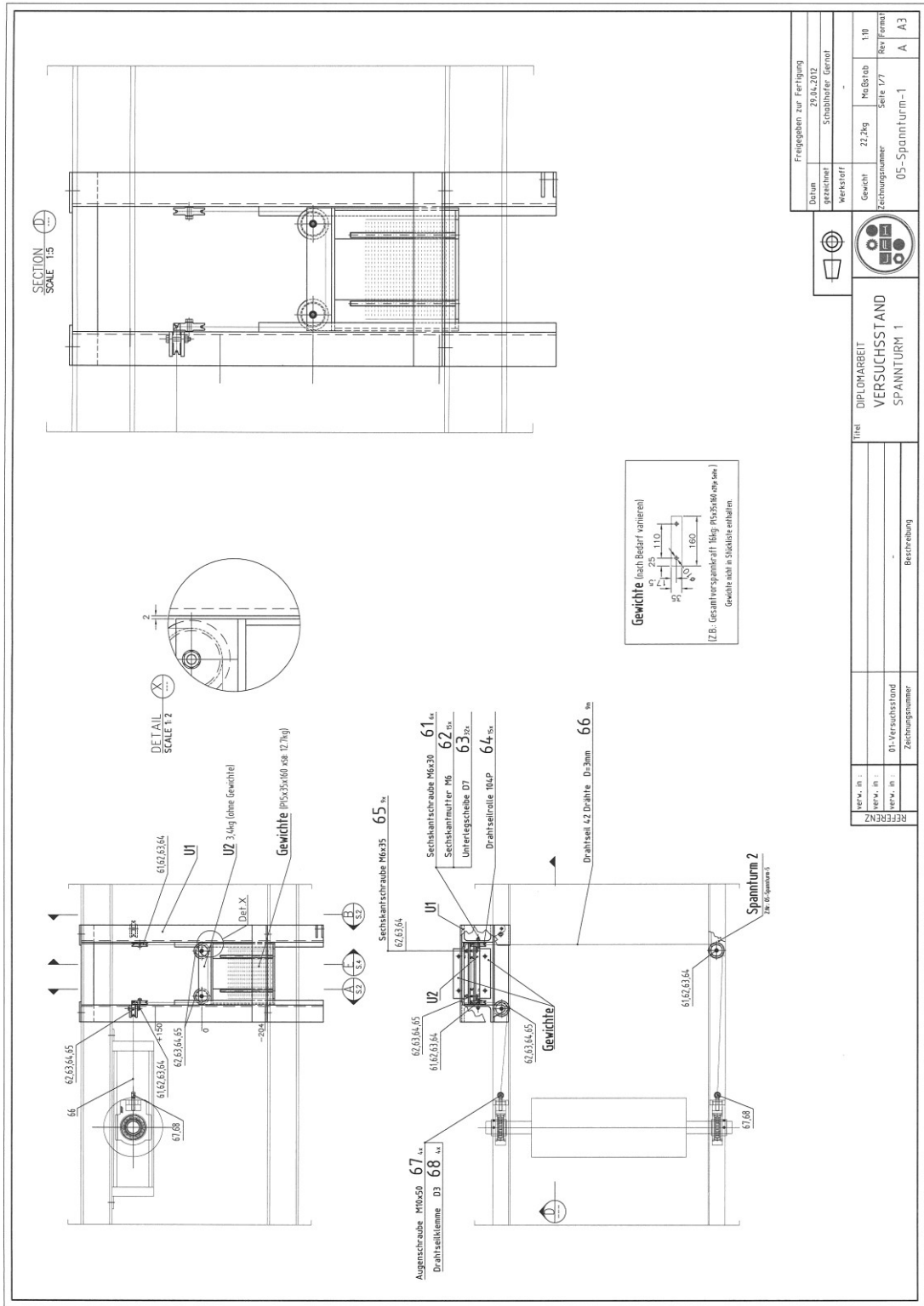
Verf. Nr.:	03-Stahlbau Heck-1	Zeichnungsnummer	Beschreibung
Verf. Nr.:	01-Versuchsstand		
Verf. Nr.:			

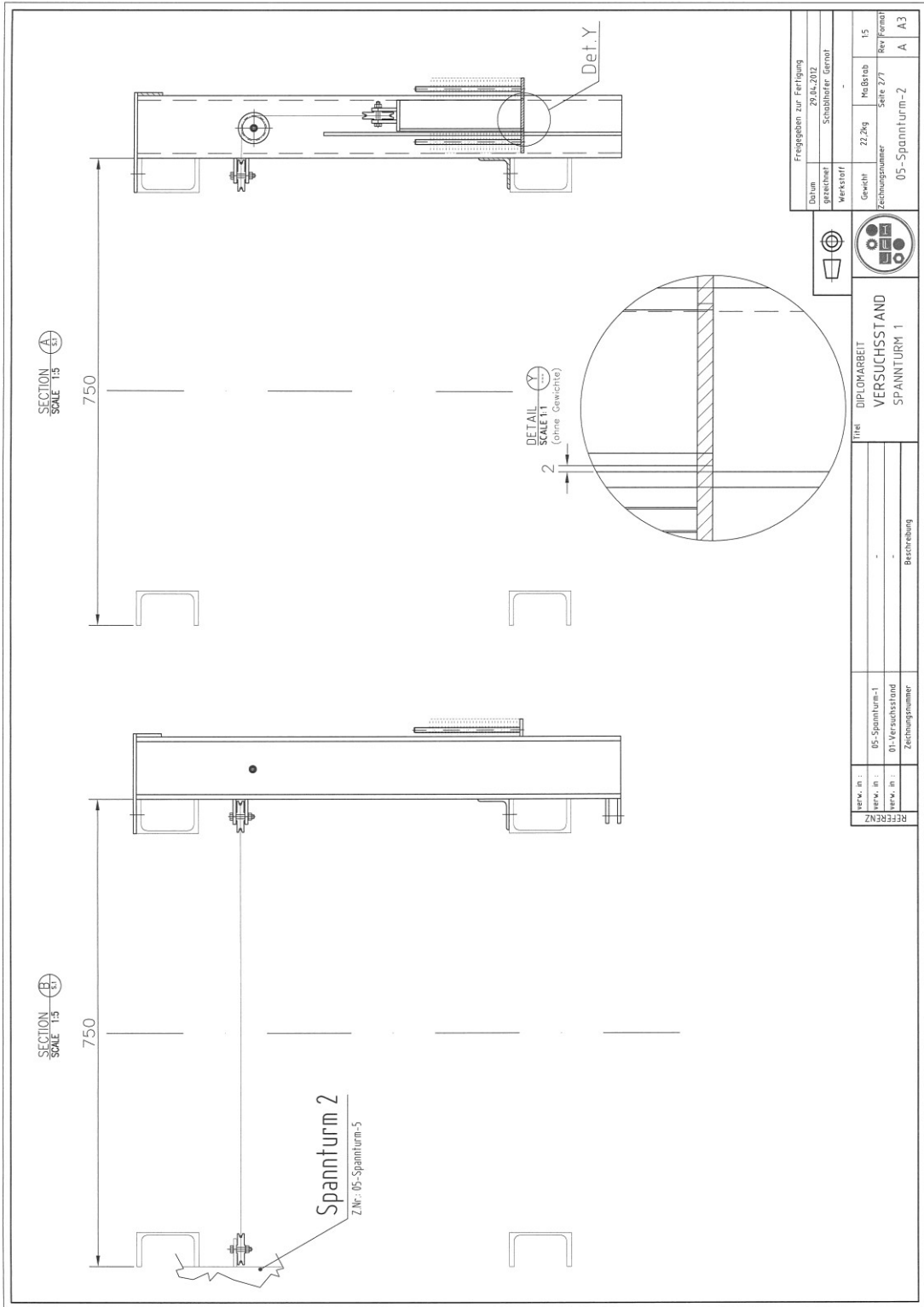


Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.01.2012
gezeichnet	Schubhafer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	4,1kg
Material	Maßstab
Zeichnungsnummer	Seite 1/1
04-Spannstation-1	Rev. Form
	A
	A3

VERW. NR. : VERW. NR. : VERW. NR. :	01-Versuchsstand Zeichnungsnummer	Beschreibung	Titel	DIPL. ARBEIT VERSUCHSSTAND SPANNSTATION

FREIGEGEBEN ZUR FERTIGUNG	
Datum	29.01.2012
gezeichnet	Schubhafer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	4,1kg
Material	Maßstab
Zeichnungsnummer	Seite 1/1
04-Spannstation-1	Rev. Form
	A
	A3





SECTION A  
SCALE 1:5

750

SECTION B  
SCALE 1:5

750

Spannturm 2

Z.Nr.: 05-Spannturm-5

DETAIL SCALE 1:1  
(ohne Gewichte)

2

Det.Y

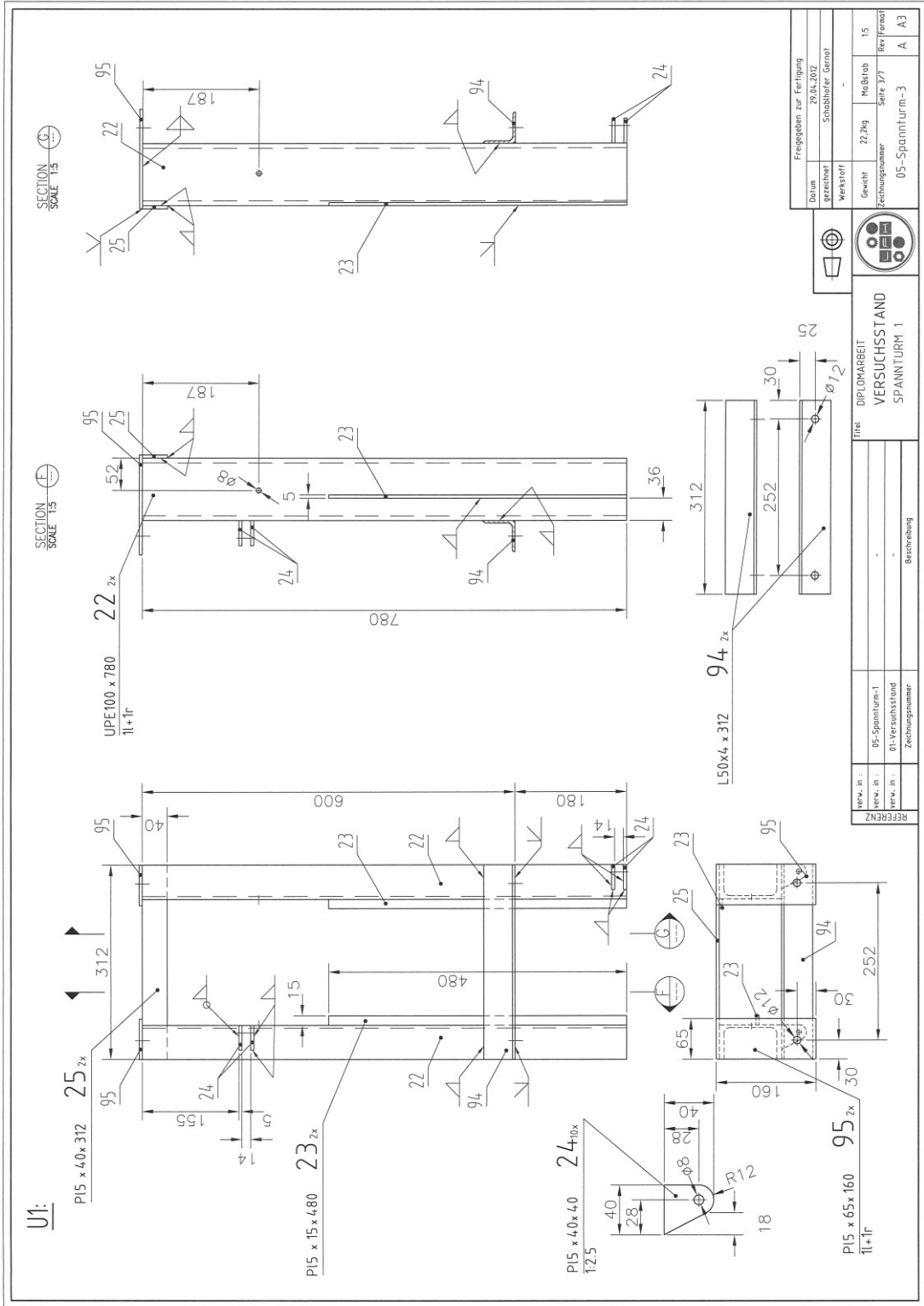
Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Srinivasar Gernal
Werkstoff	-
Gewicht	22,2kg
Maßstab	1:5
Zeichungsnummer	Seite 2/7
Rev. Normal	Rev. Normal
05-Spannturm-2	A A3



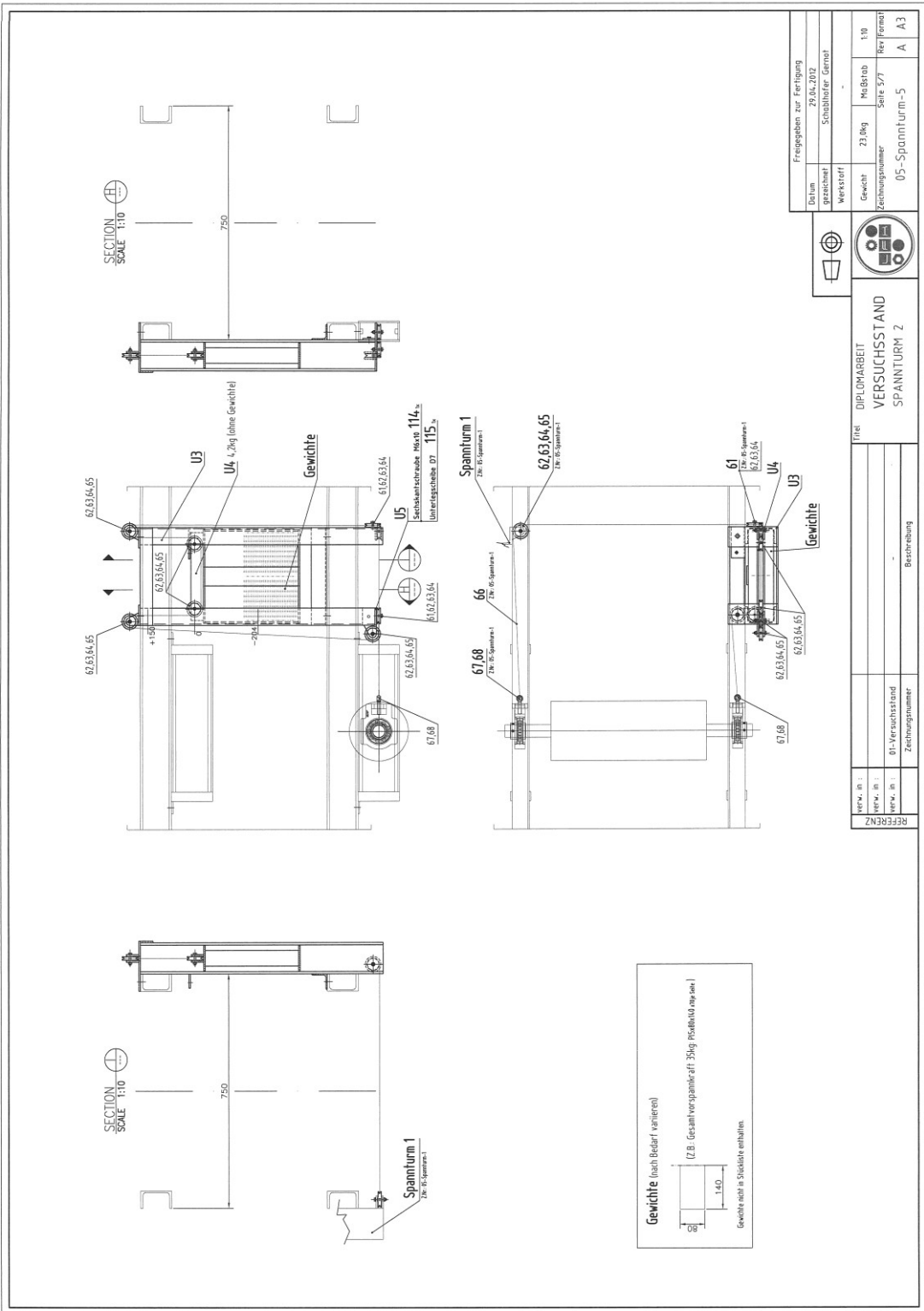
TITEL  
DIPLOMARBEIT  
VERSUCHSSTAND  
SPANNTURM 1

REF. Nr.:	05-Spannturm-1	Beschreibung
verw. in:	01-Versuchsstand	-
Zeichungsnummer		

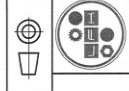








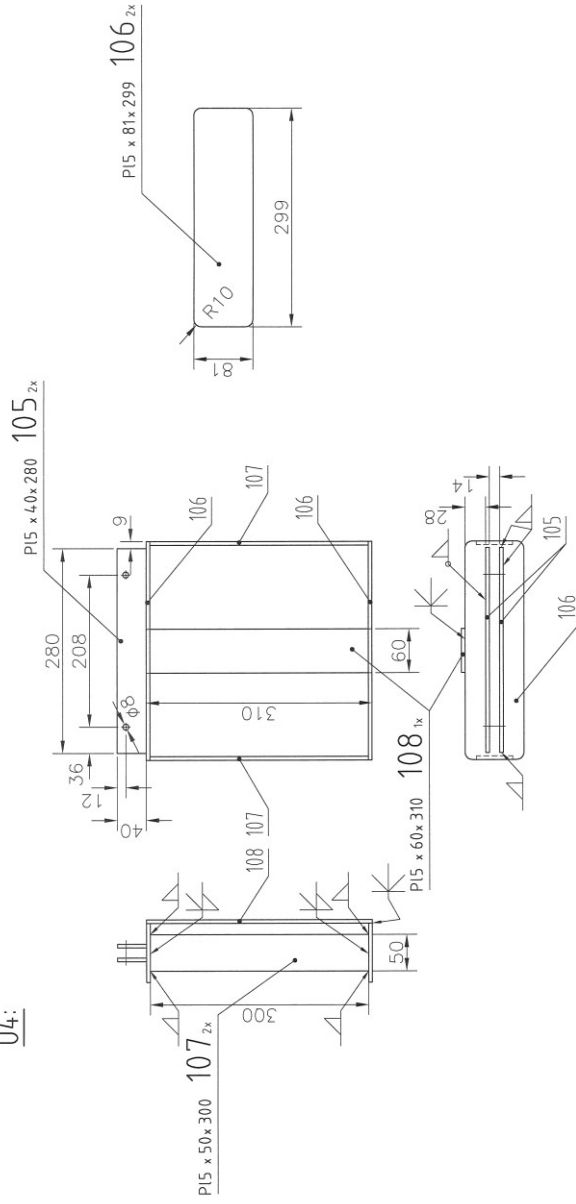
Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Strohhofer/Gernat
Werkstoff	-
Gewicht	23,0kg
Material	Ma80Stb
Zeichnungsnummer	05-Spannturm-5
Seite	5/7
Key Format	A
Key Normal	A3



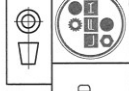
DIPLOMARBEIT	
VERSUCHSSTAND	
SPANNTURM 2	
Titel	
Beschreibung	
Verf. Nr.:	
Verf. St.:	
Verf. St.:	01-Versuchsstand
Zeichnungsnummer	



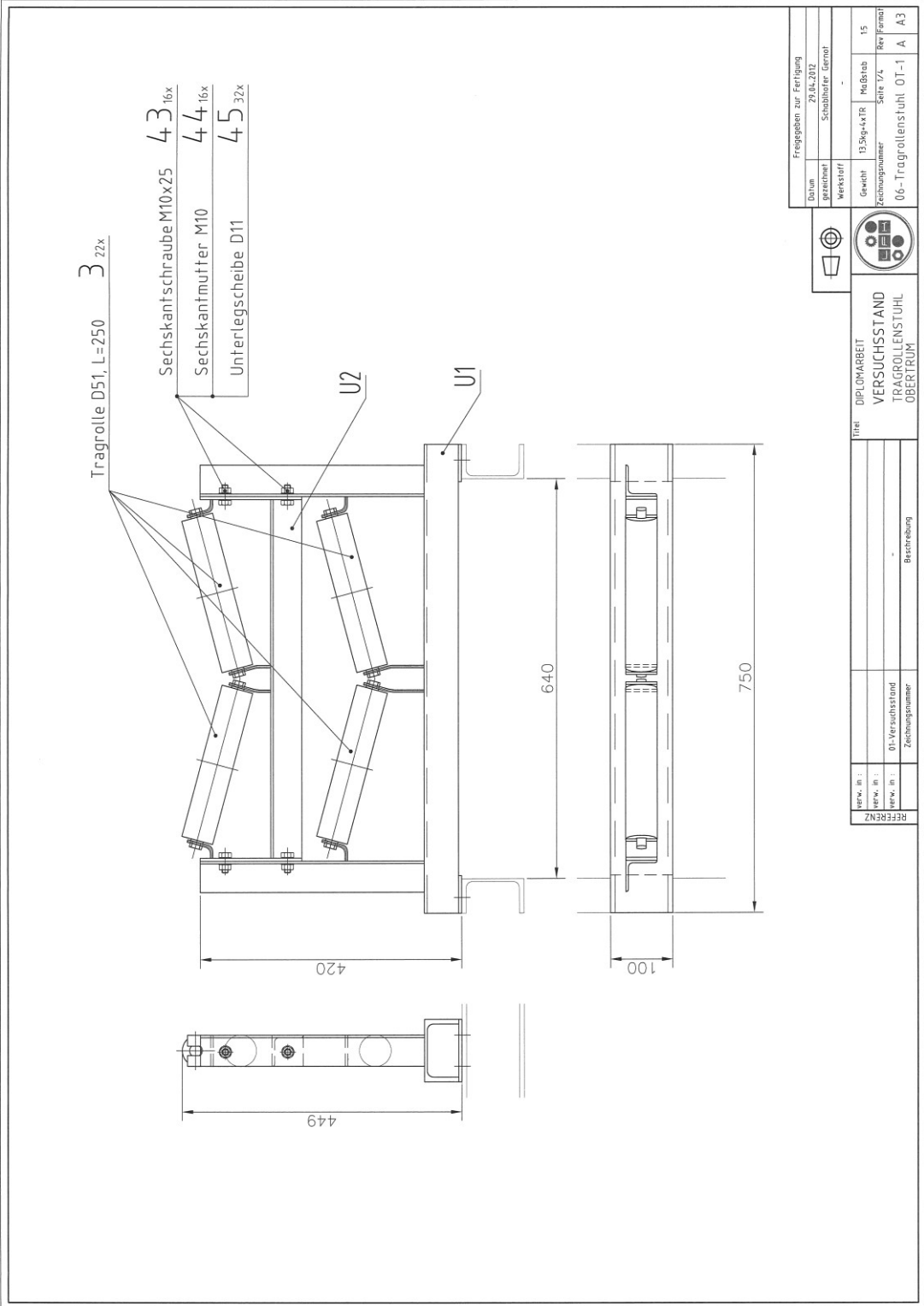
U4:



Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Stahlbauer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	23,0kg
Material	HaBstab
Zeichnungsnummer	05-Spannturm-7
Seite 7/7	Rev. (Format)
A	A3



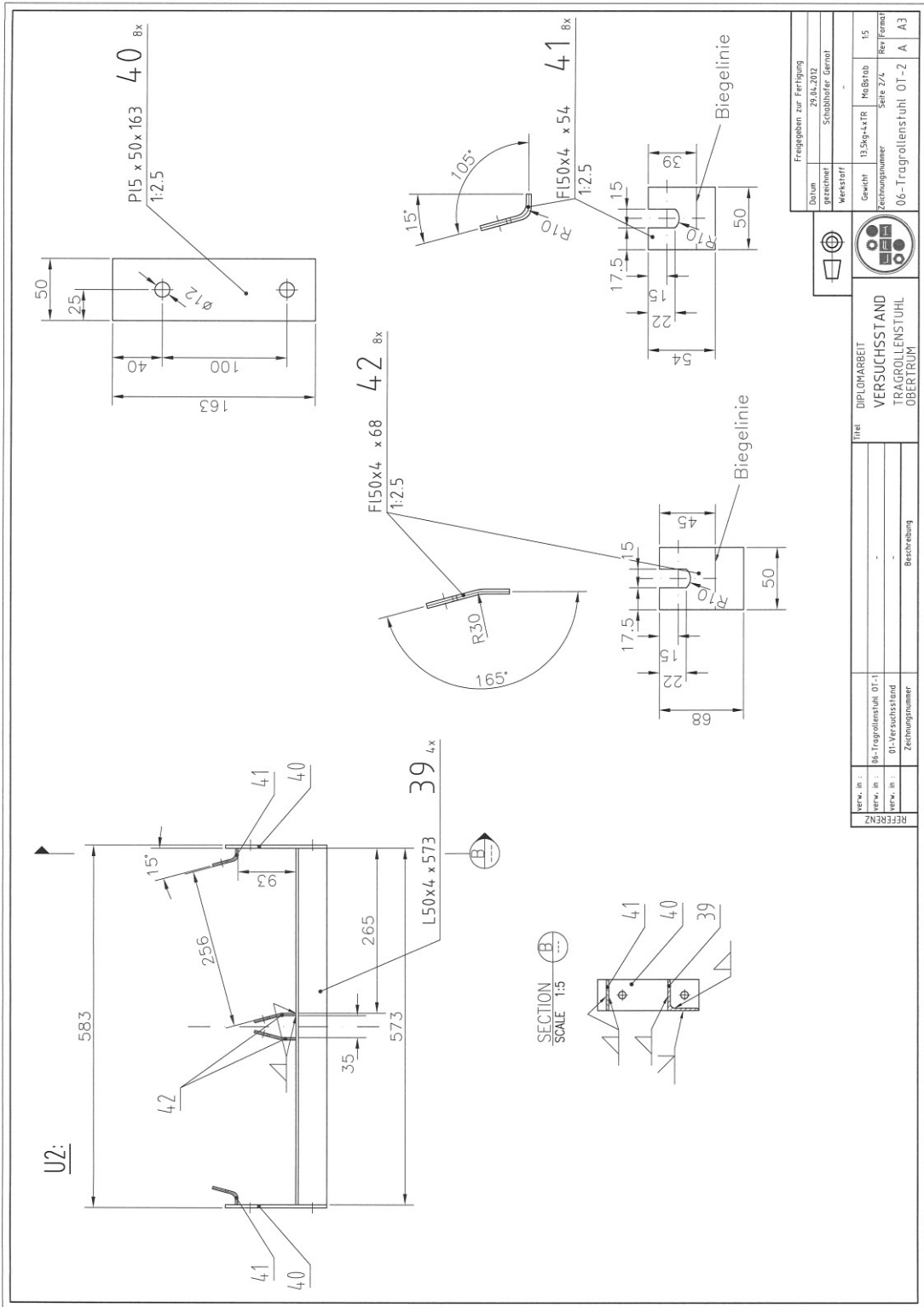
REF. NR.:	05-Spannturm-5	Titel	DIPLOMARBEIT
VER. NR.:	01-Versuchsstand		VERSUCHSSTAND
VER. NR.:	Zeichnungsnummer	Beschreibung	SPANNTURM 2



Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schabhafer / Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	0,5 kg x 1 TR
Material	Maßstab
Zeichnungsnummer	Seite 1/2
06- Tragrollenstuhl OT-1	A
	A3

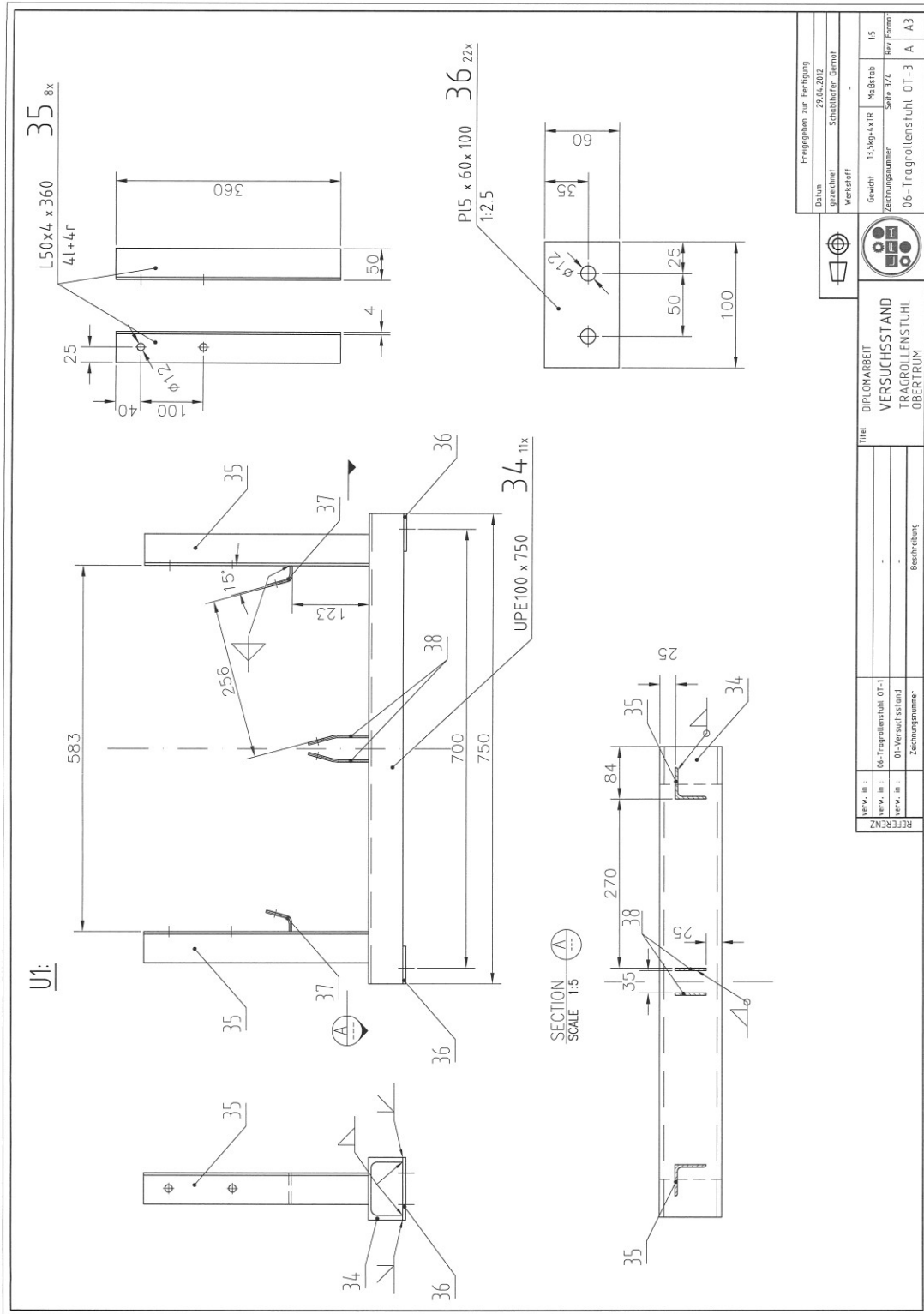


VERW. NR.:		TITEL	DIPLOMARBEIT
VERH. NR.:			VERSUCHSSTAND
VERW. NR.:	01-Versuchsstand		TRAGROLLENSTUHL
	Zeichnungsnummer		OBERTRUM
		Beschreibung	



Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schubhofer/ Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	13,5kg-x1Fr
Material	Hot-Strab
Zeichnungsnummer	Seite 2/4
Revisionsnummer	15
06- Tragrollenstuhl OT-2 A A3	

<b>DIPLOMARBEIT</b> <b>VERSUCHSSTAND</b> <b>TRAGROLLENSTUHL</b> <b>OBERTRUM</b>	
Titel	
Verf. Nr.:	06- Tragrollenstuhl OT-1
Verz. Nr.:	01- Versuchsstand
Verw. Nr.:	Zeichnungsnummer
REFERENZ	Beschreibung

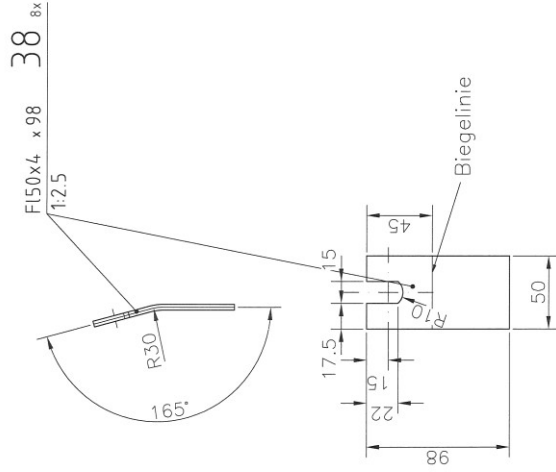
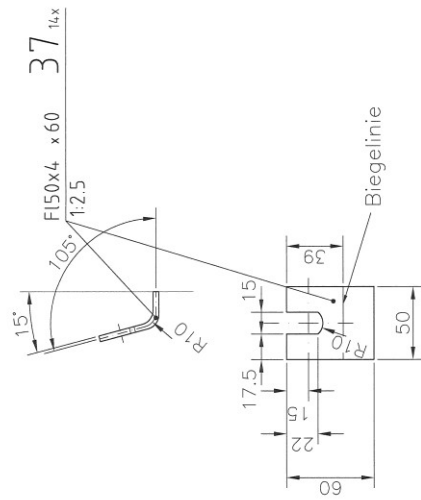


Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schubhofer, Gernot
geprüft	
Werkstoff	
Gewicht	5,5kg-aktTR
Material	Maßstab
Zeilenummer	Seite 3/4
Zeilenummer	06-Tragrollenstuhl OT-3
Revisionsnummer	A
Revisionsnummer	A3

**DIPLOMARBEIT**  
**VERSUCHSSTAND**  
**TRAGROLLENSTUHL**  
**OBERTRUM**

REF. NR.	06-Tragrollenstuhl OT-1	Titel	
REF. NR.	01-Versuchsstand		
REF. NR.		Zeilenummer	Beschreibung

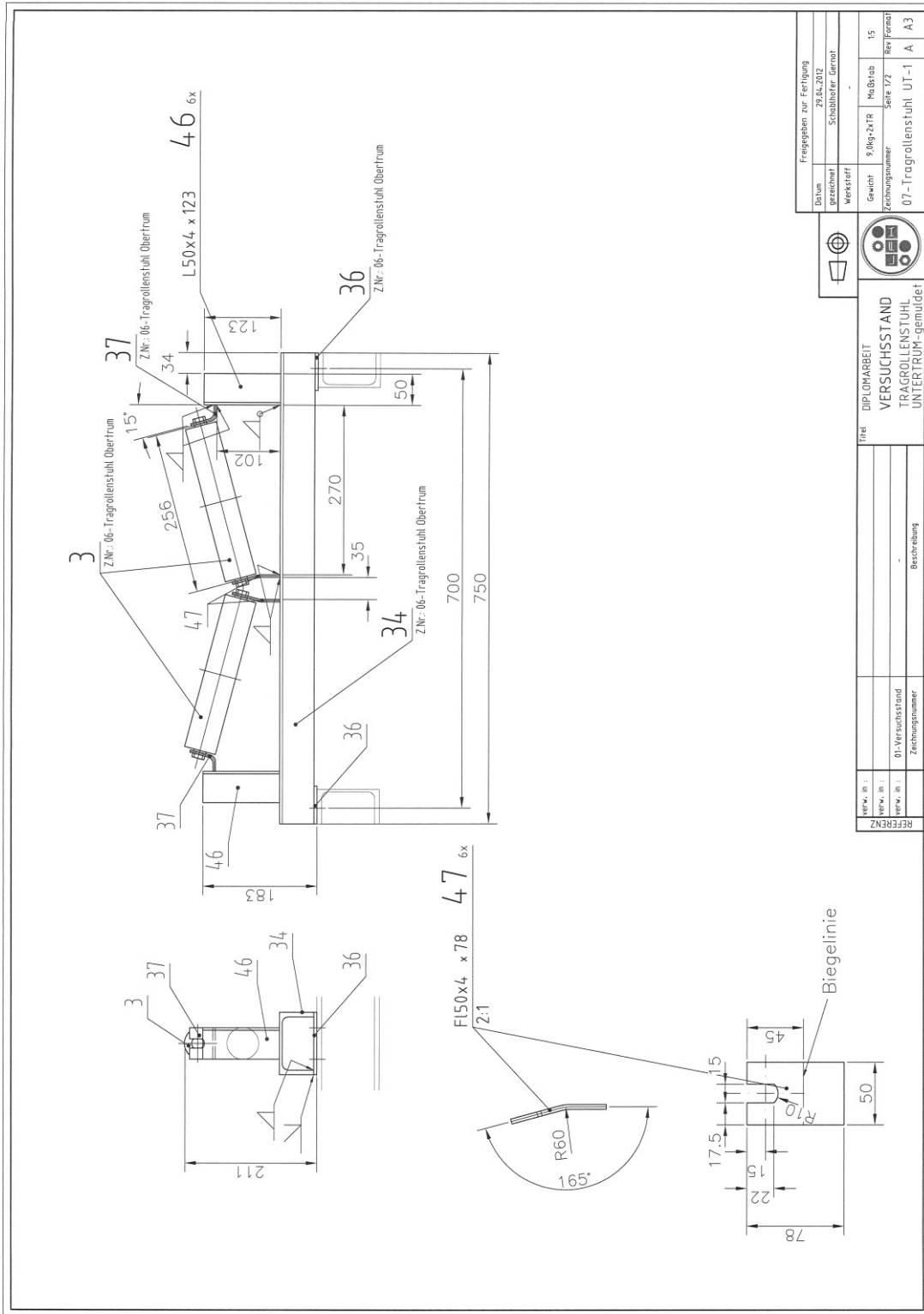




Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schubhofer, Bernd
Werkstoff	-
Gewicht	13,5kg-xTR
Maßstab	1:5
Zeichnungsnummer	Seite 4/4
Rev. / Anzahl	Rev. / Anzahl
06- Tragrollenstuhl OT-4	A
	A3

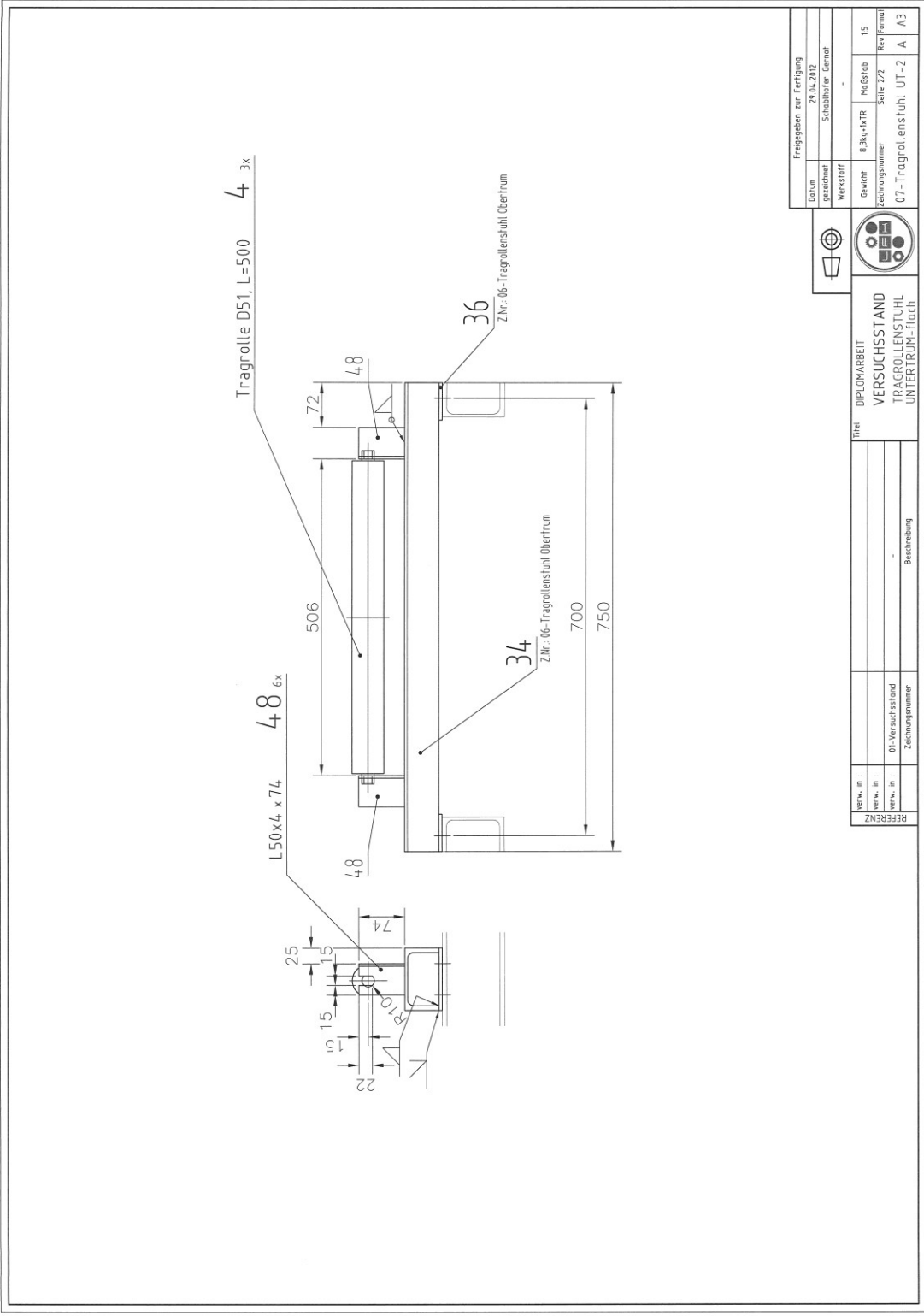


Referenz					
Verw. Nr.:	06- Tragrollenstuhl OT-1				
Verw. Nr.:	01-Versuchsstand				
Verw. Nr.:	Zeichnungsnummer				
Titel	DIPLOMARBEIT VERSUCHSSTAND TRAGROLLENSTUHL OBERTRUM				
Beschreibung					



Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Stahlbauer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	5,0kg-2x17
Maßstab	1:5
Zeichnungsnummer	07- Tragrollenstuhl UT-1
Seite 1/2	A
Rey Formel	A3

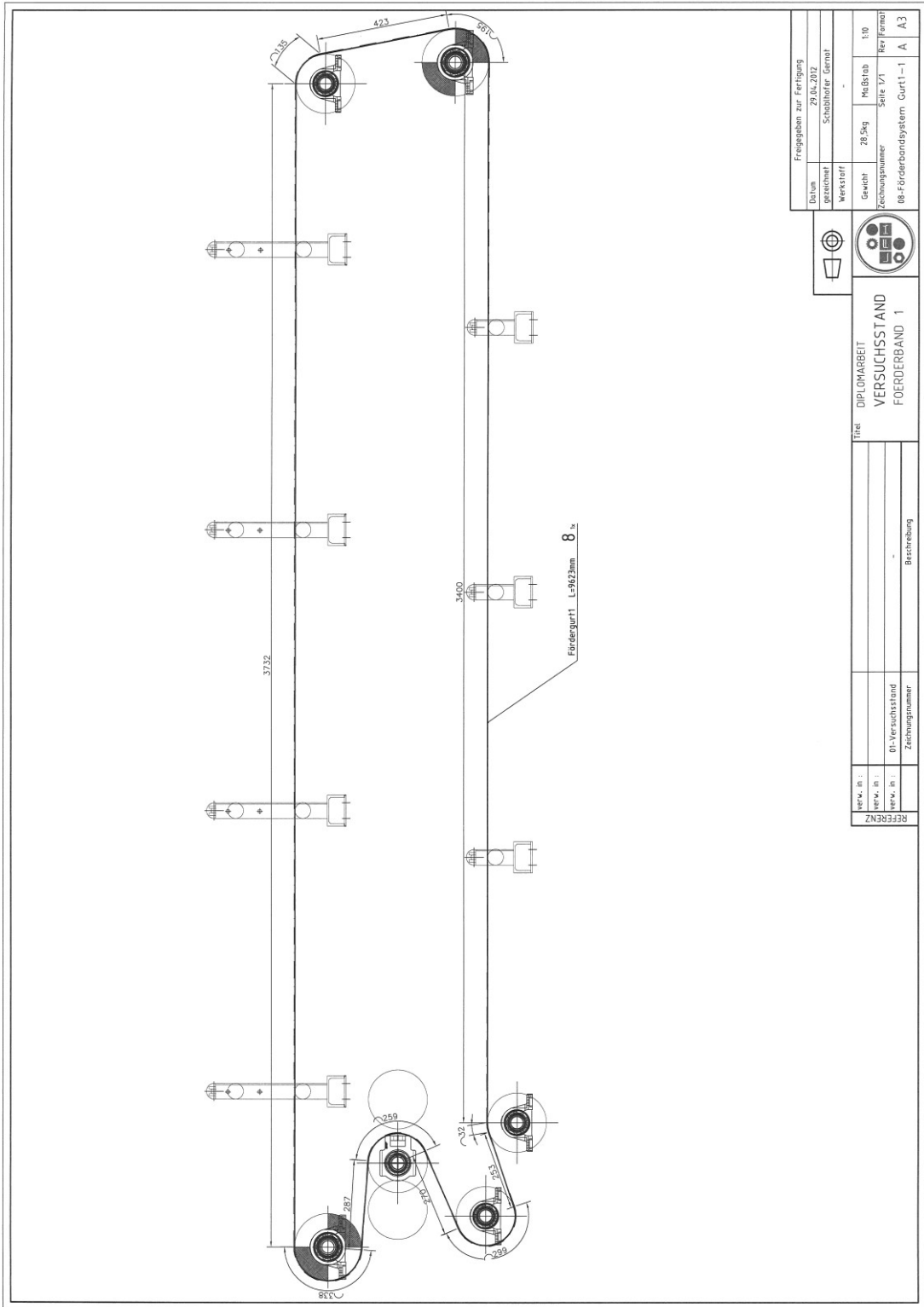
<b>DIPLOMARBEIT</b> <b>VERSUCHSSTAND</b> <b>TRAGROLLENSTUHL</b> <b>UNTERTRUM-gemuldet</b>	
Titel	
Beschreibung	
Verw. Nr. 1	
Verw. Nr. 2	
Verw. Nr. 3	
Verw. Nr. 4	
Verw. Nr. 5	
Verw. Nr. 6	
Verw. Nr. 7	
Verw. Nr. 8	
Verw. Nr. 9	
Verw. Nr. 10	
Verw. Nr. 11	
Verw. Nr. 12	
Verw. Nr. 13	
Verw. Nr. 14	
Verw. Nr. 15	
Verw. Nr. 16	
Verw. Nr. 17	
Verw. Nr. 18	
Verw. Nr. 19	
Verw. Nr. 20	
Verw. Nr. 21	
Verw. Nr. 22	
Verw. Nr. 23	
Verw. Nr. 24	
Verw. Nr. 25	
Verw. Nr. 26	
Verw. Nr. 27	
Verw. Nr. 28	
Verw. Nr. 29	
Verw. Nr. 30	
Verw. Nr. 31	
Verw. Nr. 32	
Verw. Nr. 33	
Verw. Nr. 34	
Verw. Nr. 35	
Verw. Nr. 36	
Verw. Nr. 37	
Verw. Nr. 38	
Verw. Nr. 39	
Verw. Nr. 40	
Verw. Nr. 41	
Verw. Nr. 42	
Verw. Nr. 43	
Verw. Nr. 44	
Verw. Nr. 45	
Verw. Nr. 46	
Verw. Nr. 47	
Verw. Nr. 48	
Verw. Nr. 49	
Verw. Nr. 50	
Verw. Nr. 51	
Verw. Nr. 52	
Verw. Nr. 53	
Verw. Nr. 54	
Verw. Nr. 55	
Verw. Nr. 56	
Verw. Nr. 57	
Verw. Nr. 58	
Verw. Nr. 59	
Verw. Nr. 60	
Verw. Nr. 61	
Verw. Nr. 62	
Verw. Nr. 63	
Verw. Nr. 64	
Verw. Nr. 65	
Verw. Nr. 66	
Verw. Nr. 67	
Verw. Nr. 68	
Verw. Nr. 69	
Verw. Nr. 70	
Verw. Nr. 71	
Verw. Nr. 72	
Verw. Nr. 73	
Verw. Nr. 74	
Verw. Nr. 75	
Verw. Nr. 76	
Verw. Nr. 77	
Verw. Nr. 78	
Verw. Nr. 79	
Verw. Nr. 80	
Verw. Nr. 81	
Verw. Nr. 82	
Verw. Nr. 83	
Verw. Nr. 84	
Verw. Nr. 85	
Verw. Nr. 86	
Verw. Nr. 87	
Verw. Nr. 88	
Verw. Nr. 89	
Verw. Nr. 90	
Verw. Nr. 91	
Verw. Nr. 92	
Verw. Nr. 93	
Verw. Nr. 94	
Verw. Nr. 95	
Verw. Nr. 96	
Verw. Nr. 97	
Verw. Nr. 98	
Verw. Nr. 99	
Verw. Nr. 100	



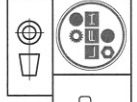
Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Stahlhofner, Gernot
geprüft	
Werkstoff	
Gewicht	8,3kg-117g
Material	Maßstab
Zeilenummer	Seite 2/2
07- Tragrollensuhl, UT-2	Rev. Form
	A
	A3



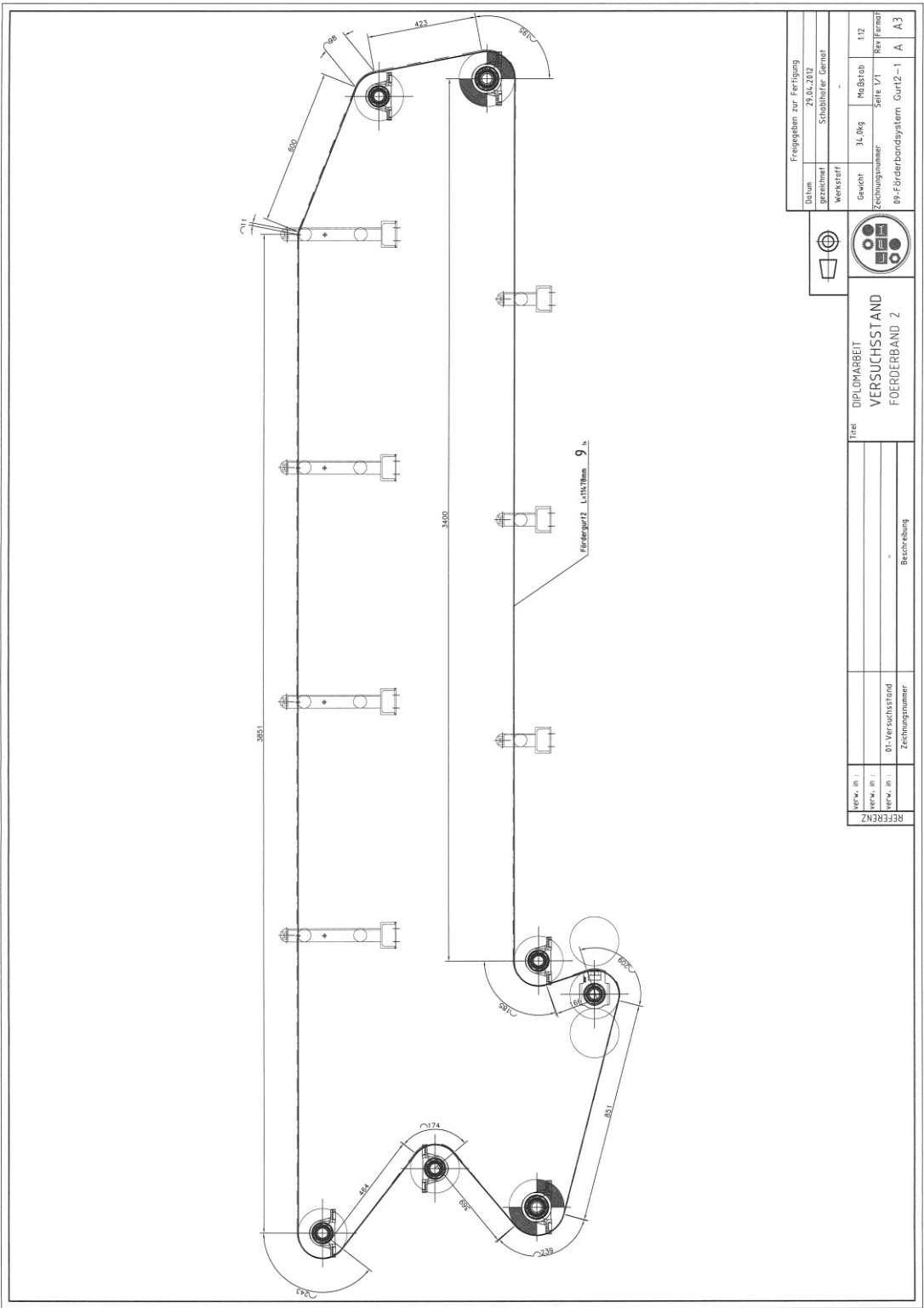
VERW. NR. :		Titel	DIPLOMARBEIT
VERW. NR. :			VERSUCHSSTAND
VERW. NR. :			TRAGROLLENSTUHL
VERW. NR. :			UNTERTRUM-flach
REF. NR. :		Beschreibung	
01-Versuchsstand			
Zeilenummer			



Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schubhofer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	20,5kg
Material	Stahl
Zeichnungsnummer	Seite 1/1
88-Förderbandsystem Gurt-1	Rev. Form
	A
	A3



Titel	
DIPLOMARBEIT	
VERSUCHSSTAND	
FÖRDERBAND 1	
REF. Nr.:	
REF. P.:	
REF. N.:	
01-Versuchsstand	
Zeichnungsnummer	
Beschreibung	

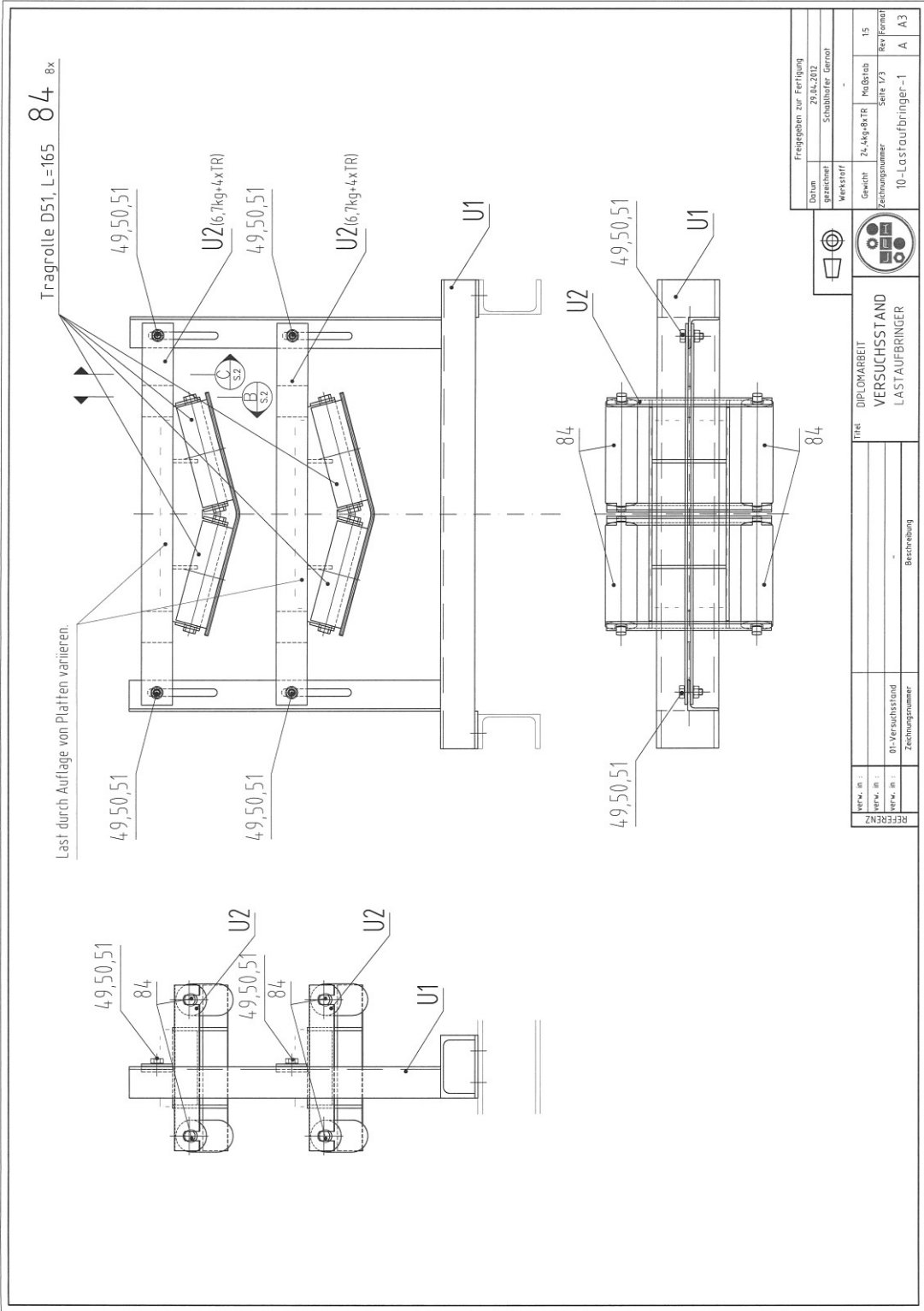


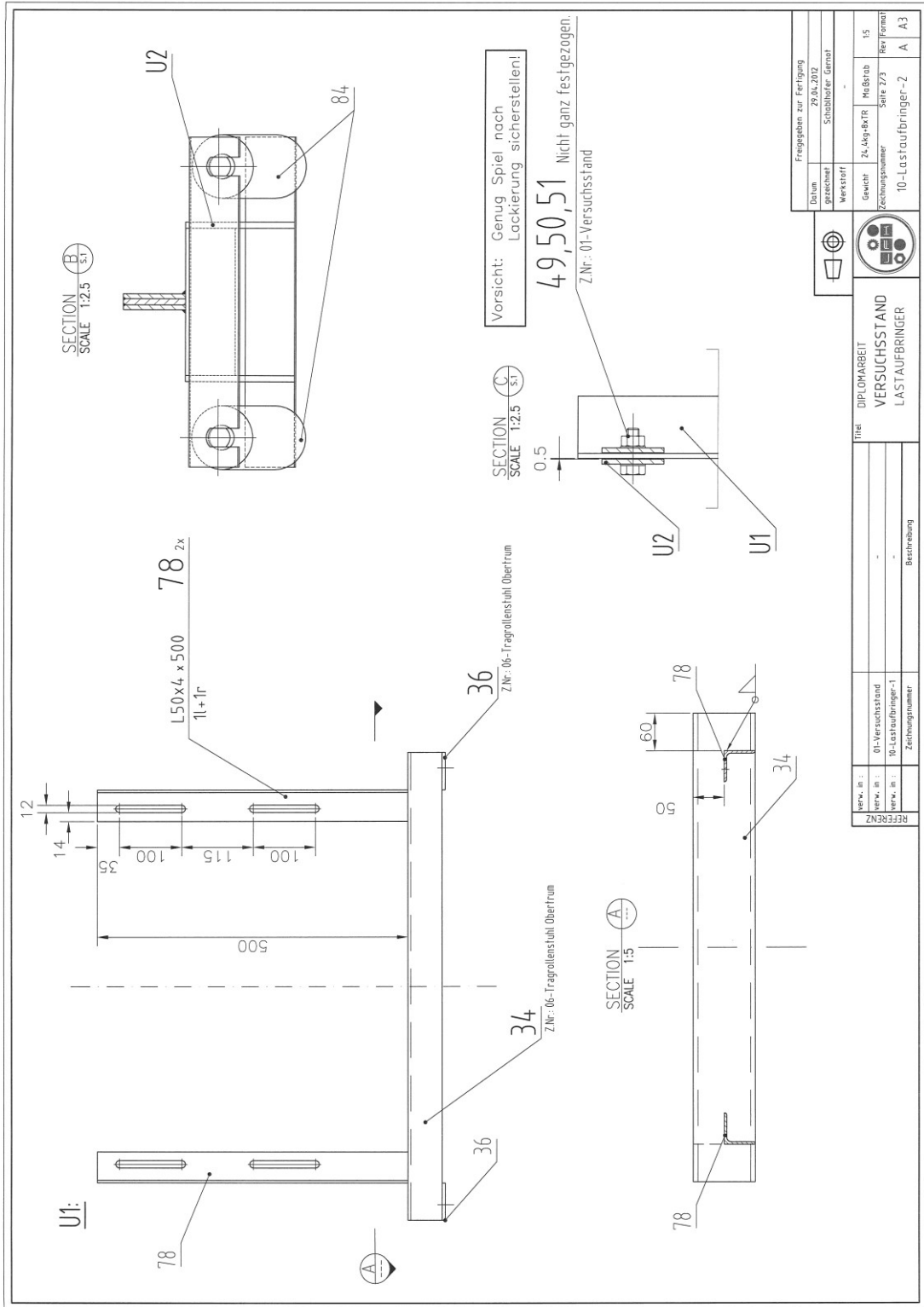
Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Strubhofer/Gernat
Werkstoff	-
Gewicht	31,0kg
Material	Maßstab
Zeilenummer	Seite 1/1
09-Förderbandsystem Gurt2-1 A A3	



Titel  
**DIPLOMARBBEIT**  
**VERSUCHSSTAND**  
**FOERDERBAND 2**

Verw. Nr.:		Beschreibung
Verw. Nr. 1:		
Verw. Nr. 2:		
Verw. Nr. 3:		
Verw. Nr. 4:		
Verw. Nr. 5:		
Verw. Nr. 6:		
Verw. Nr. 7:		
Verw. Nr. 8:		
Verw. Nr. 9:		
Verw. Nr. 10:		
Verw. Nr. 11:		
Verw. Nr. 12:		
Verw. Nr. 13:		
Verw. Nr. 14:		
Verw. Nr. 15:		
Verw. Nr. 16:		
Verw. Nr. 17:		
Verw. Nr. 18:		
Verw. Nr. 19:		
Verw. Nr. 20:		
Verw. Nr. 21:		
Verw. Nr. 22:		
Verw. Nr. 23:		
Verw. Nr. 24:		
Verw. Nr. 25:		
Verw. Nr. 26:		
Verw. Nr. 27:		
Verw. Nr. 28:		
Verw. Nr. 29:		
Verw. Nr. 30:		
Verw. Nr. 31:		
Verw. Nr. 32:		
Verw. Nr. 33:		
Verw. Nr. 34:		
Verw. Nr. 35:		
Verw. Nr. 36:		
Verw. Nr. 37:		
Verw. Nr. 38:		
Verw. Nr. 39:		
Verw. Nr. 40:		
Verw. Nr. 41:		
Verw. Nr. 42:		
Verw. Nr. 43:		
Verw. Nr. 44:		
Verw. Nr. 45:		
Verw. Nr. 46:		
Verw. Nr. 47:		
Verw. Nr. 48:		
Verw. Nr. 49:		
Verw. Nr. 50:		



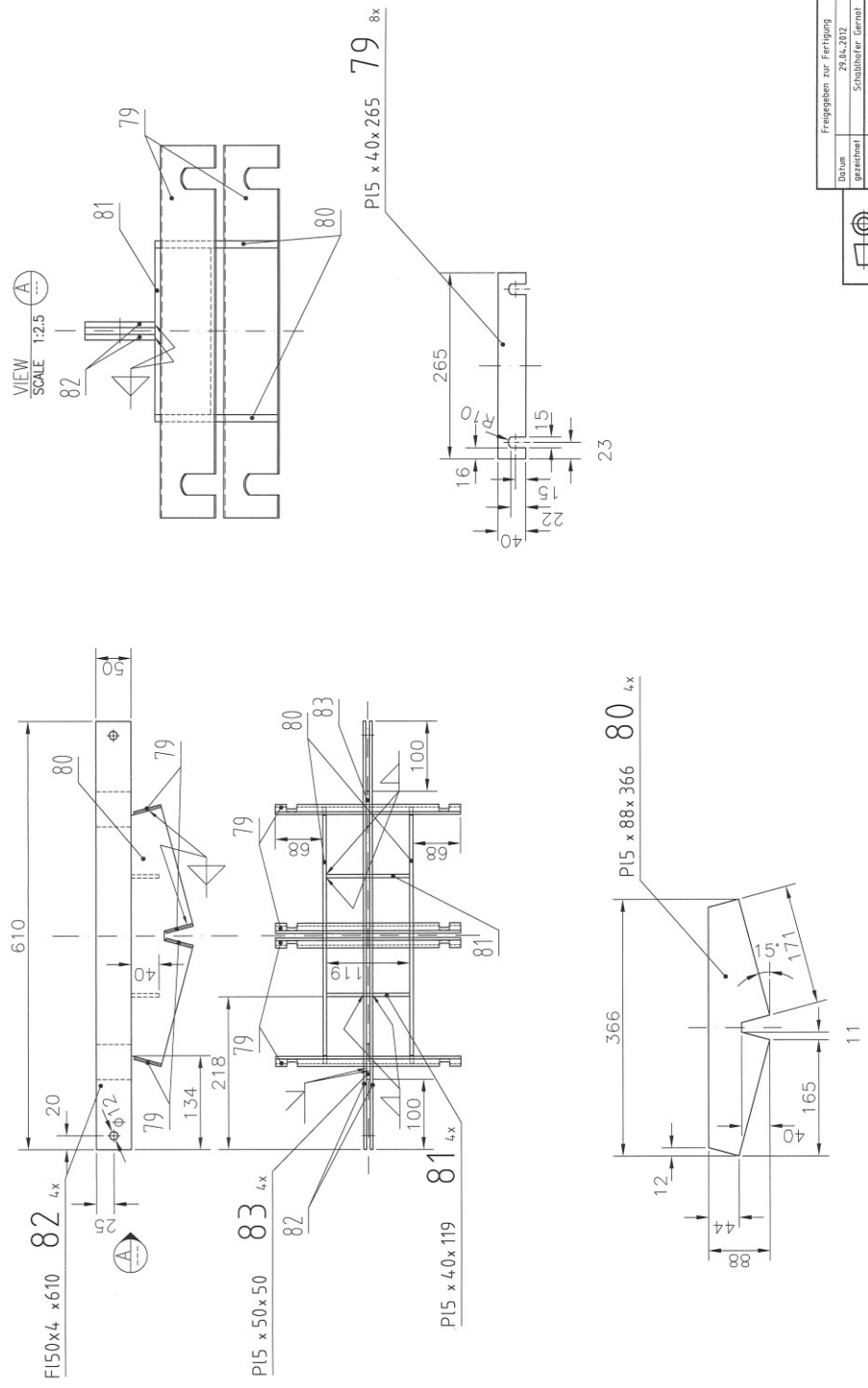


Fragebogen zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schubhafer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	Zs, Mg-6x TR
Zeilenummer	Maßstab
10-Lastaufbringer-2	Seite 2/3
A	Rey format
A	A3

<b>DIPLOMARBEIT</b> <b>VERSUCHSSTAND</b> <b>LASTAUFBRINGER</b>	
Titel	
Beschreibung	

Verw. Nr.:	
Verw. Nr.:	01-Versuchsstand
Verw. Nr.:	10-Lastaufbringer-1
REF. Nr.:	
Zeilenummer	

U2:

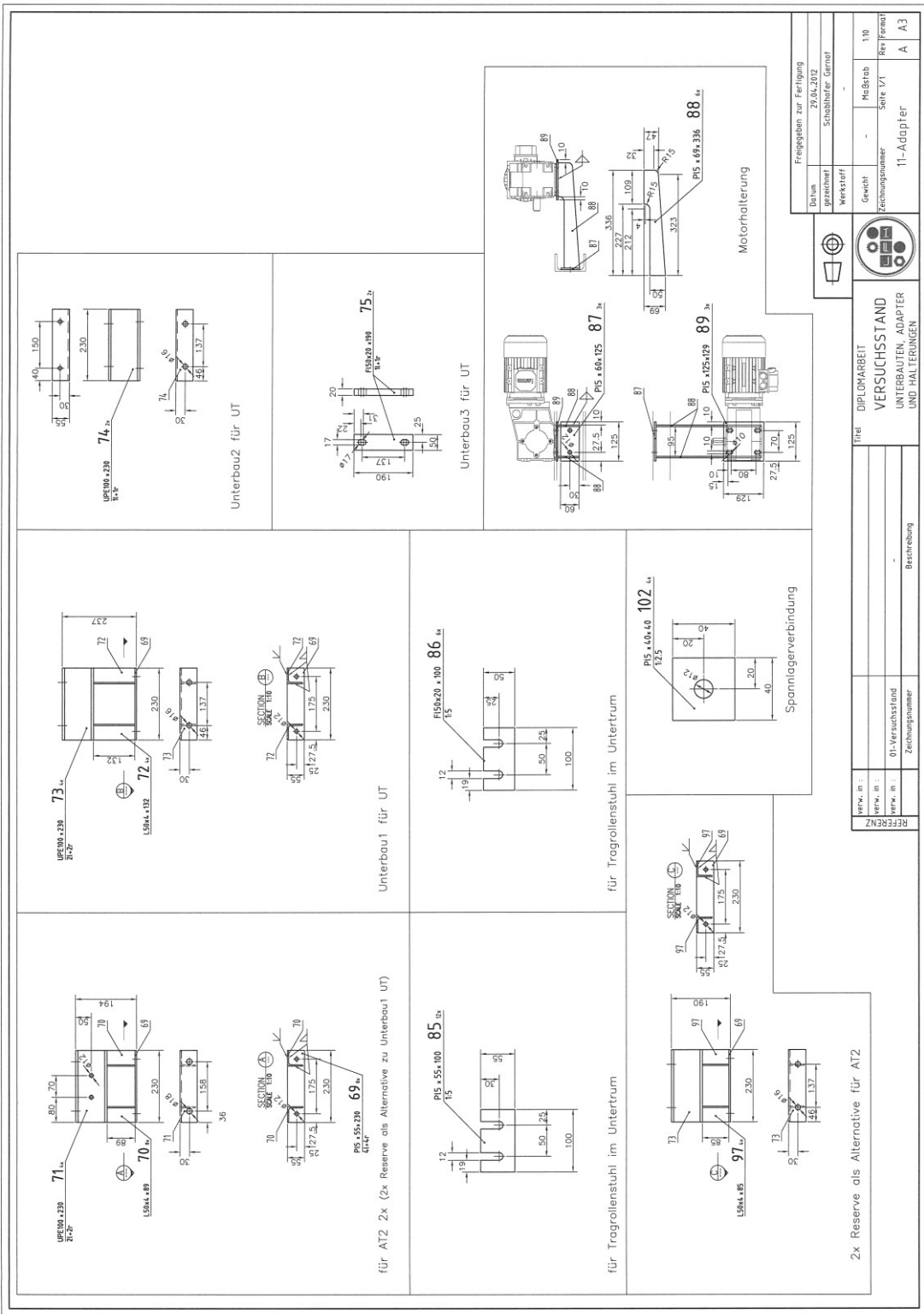


Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Stahlbohrer Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	24,4kg-8xTR
Zeilenummer	15
Zeilenummer	10-Lastaufbringer-3
Rev. Form	A

**DIPLOMARBEIT**  
**VERSUCHSSTAND**  
**LASTAUFBRINGER**

Verw. Nr.:	10-Lastaufbringer-1	Titel	
Verw. Nr.:	01-Versuchsstand		
Verw. Nr.:	Zeilenummer	Beschreibung	



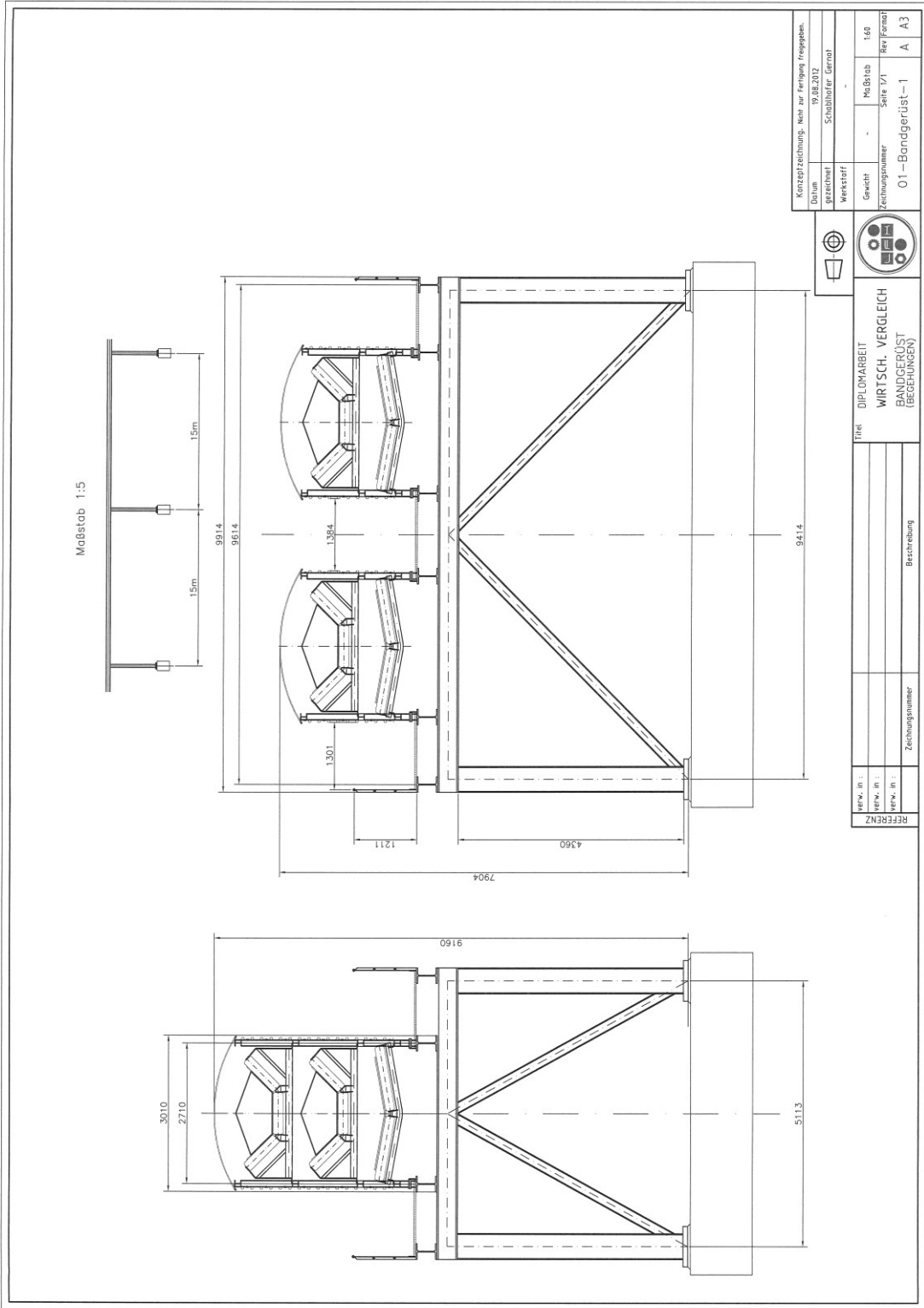


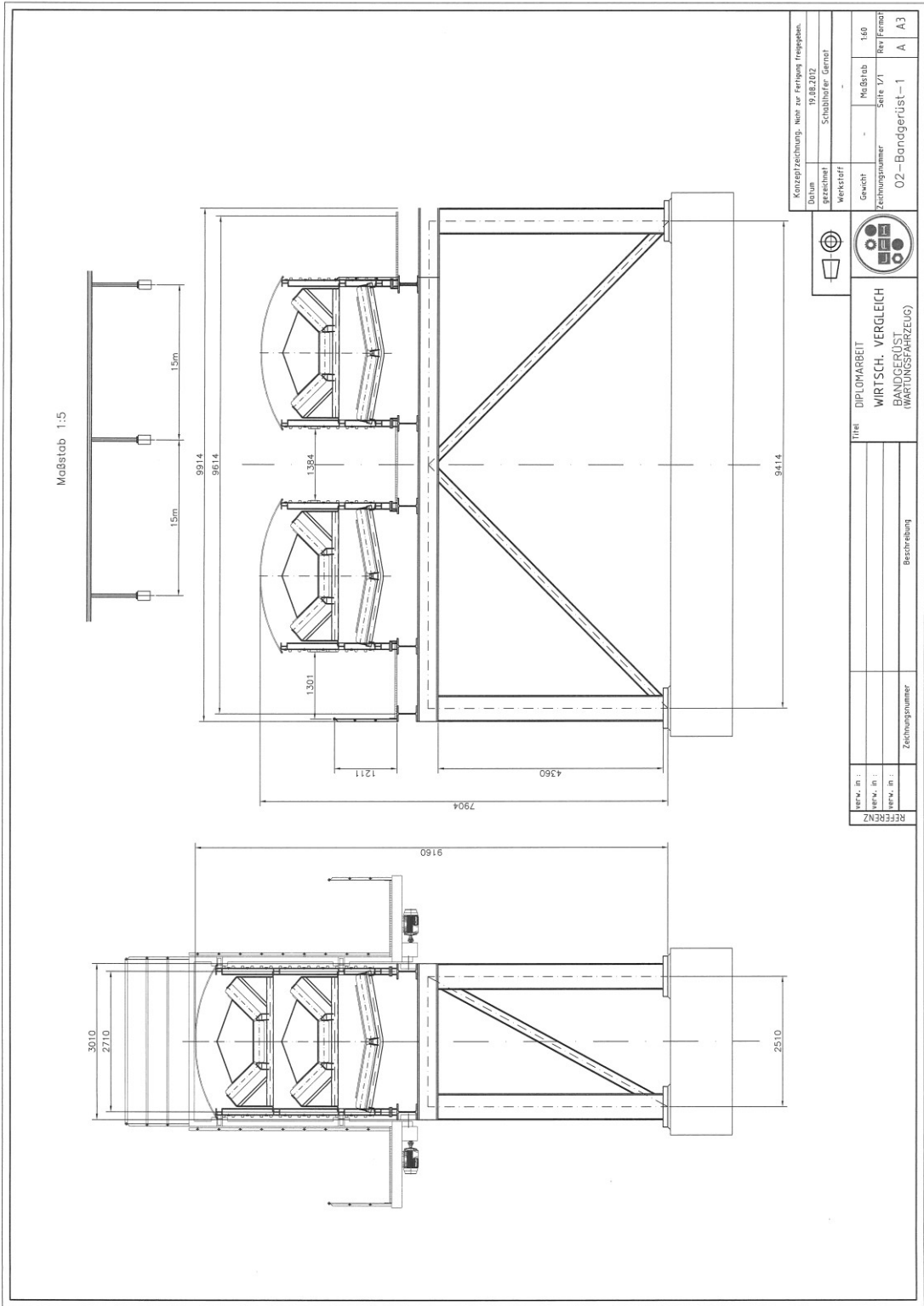
Freigegeben zur Fertigung	
Datum	29.04.2012
gezeichnet	Schubhafer/Gernot
Werkstoff	-
Gewicht	-
Rechnungsnummer	Seite 1/1
Reif format	A3

<b>DIPLOMARBEIT</b> <b>VERSUCHSSTAND</b> <b>UNTERBAUTEN ADAPTER</b> <b>UND HALTERUNGEN</b>	
Titel	11-Adapter
REF. NR.:	
vers. nr.:	01-Versuchsstand
verw. nr.:	Zeichnungsnummer
Beschreibung	

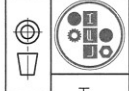
## **Anhang C**

Die folgenden Zeichnungen sind Grundlage zur Erstellung eines wirtschaftlichen Vergleiches des verschachtelten Systems mit einer konventionellen Anlage.



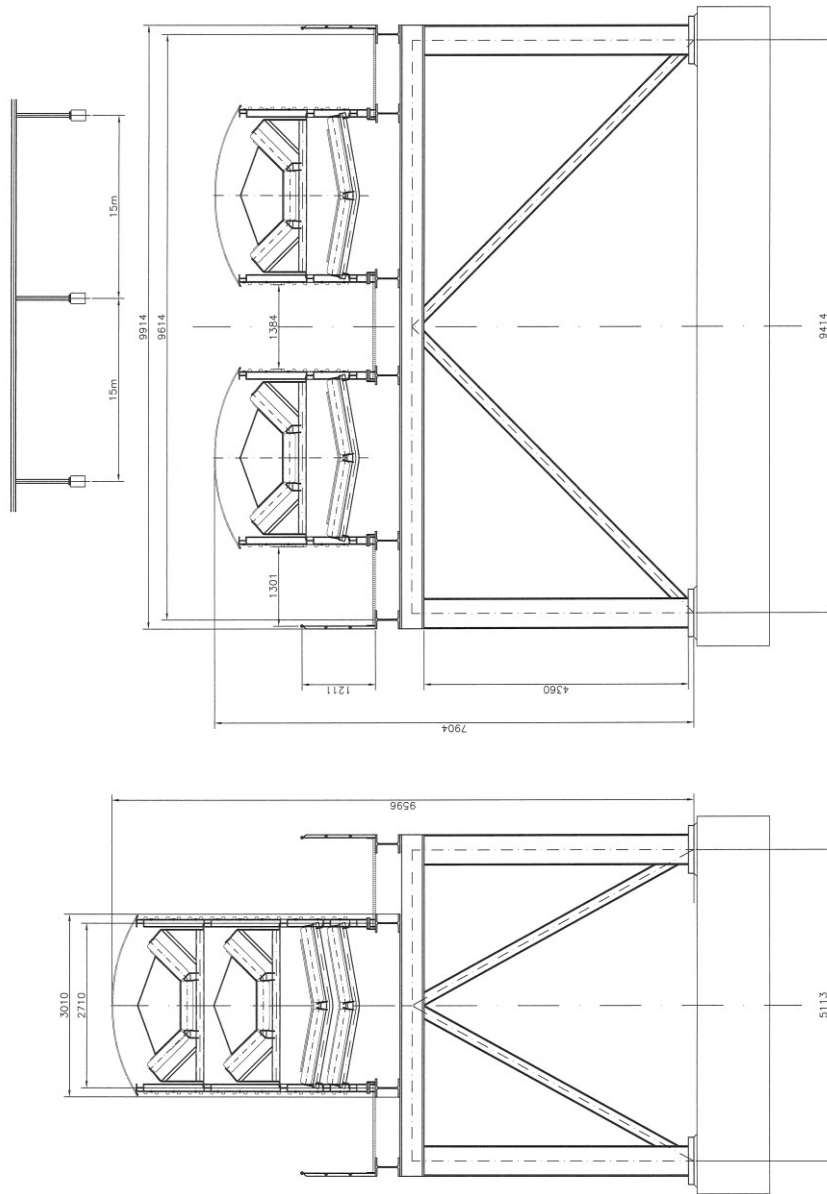


Konzeptzeichnung - Nur zur Fertigung Freigegeben.	
Datum	19.08.2012
gezeichnet	Strohhofer/ Gernat
geprüft	
Werkstoff	
Gewicht	
Zeilenummer	
Maßstab	1:50
Seite 1/1	Rev.000
02 - Bandgerüst-1	
A	
A3	

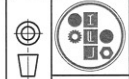


TITEL	
DIPLOMARBEIT	
WIRTSCH. VERGLEICH	
BANDGERÜST	
(WARTUNGSFAHRZEUG)	
REF. NR. 1:	
REF. NR. 2:	
REF. NR. 3:	
Zeilenummer	Beschreibung

Maßstab 1:5



Konzeptzeichnung - Netz zur Fertigung freigegeben.	
Datum	19.08.2012
gezeichnet	Schubhofer, Bernd
Werkstoff	-
Gewicht	-
Maßstab	1:60
Zeichnungsnummer	Seite 1/1
Rev./Format	A / A3



**DIPL. ARBEIT**  
**WIRTSCH. VERGLEICH**  
**BANDGERÜST REDUNDANT**  
**(BEGEHUNGEN)**

Verw. Nr.:		Titel	
Verw. Nr.:		Zeichnungsnummer	Bestimmung
Verw. Nr.:			

