

Entwicklung einer Vorrichtung zur Bahnspannungsregelung für Folien und Papier

Semesterprojekt

Fach CAE-Methoden 1

Gruppe 9

Inhaltsverzeichnis

1	AUFGABENSTELLUNG	3
2	ANFORDERUNGSLISTEN	4
3	ZERLEGUNG IN TEILFUNKTIONEN	7
3.1	Ideenfindung und Morph- Schema	7
3.2	10- Punkte- Lösung.....	7
4	LÖSUNGS AUSWAHL	11
4.1	Entscheidung für eine der beiden Lösungen	11
4.2	Funktionsbeschreibung der tänzerlosen Bahnspannungsregelung	12
5	KONSTRUKTIONSKONZEPT	14
5.1	Motorauswahl.....	14
5.2	Massenträgheitsmomente.....	15
6	NACHWEISRECHNUNG	17
6.1	Antriebskraft	17
6.2	Lagerberechnung.....	19
6.3	Walzendurchmesser	21
6.4	Gestaltfestigkeit der Walze	25
7	DISKUSSION	26
8	LITERATURVERZEICHNIS	28
9	ANHANG	29
9.1	Technische Darstellungen und Stückliste	29
9.2	Skizzen, Prospekt- und Katalogseiten	37



1 Aufgabenstellung

Entwicklung einer Vorrichtung zur Regelung der Spannung von laufenden Papier- und Folienbahnen (Tänzer)

Zur Führung von Bedruckstoffbahnen durch Druckmaschinen ist ein bestimmter Bahnzug (Zugspannung) erforderlich, da die Umlenksysteme reibungsbehaftet sind. Außerdem müssen Schwankungen in der Transportgeschwindigkeit ausgeglichen werden können. Da beim Zusammendruck von verschiedenen Farben in verschiedenen Druckwerken es auf eine sehr genaue Abstimmung (im 1/100 mm-Bereich) ankommt, muss die Bahnspannung entsprechend genau geregelt werden können.

Aufgrund der Schwankungen in Bahnbreite und -dicke und einer Vielzahl anderer Parameter (Schichtdicke der Druckfarbe, Temperatur, Luftfeuchtigkeit) ist eine fortlaufende Online-Regelung erforderlich. Hierzu werden beispielsweise sog. Tänzer benutzt, zwei im Bahnlauf integrierte Walzen, deren Abstand reguliert werden kann.

Im Rahmen des Projekts ist ein solches System zu konzipieren und als Pro/Engineer-Konstruktion auszuführen (3D-Modell). Wünschenswert wäre auch eine Simulation / Animation des Regelvorgangs.



2 Anforderungslisten

Zunächst würden die Grundanforderungen an die Regeleinrichtung gesucht. Zur Steigerung der Übersicht wurden die Anforderungen dabei in zwei verschiedene Listen eingetragen.

Die erste Liste beinhaltet die Maschineneigenschaften und die Bahngeometrie, die zweite die angeforderten Grundfunktionen. Bei der Erstellung der Listen war jeweils darauf zu achten, dass die Anforderungen abstrakt gehalten werden, denn durch die Konkretisierung hätte man sich gleich von Anfang an selbst eingeschränkt und mögliche andere Varianten wären dadurch nicht betrachtet worden.

Anforderungsliste 1: Maschineneigenschaften und Bahngeometrie:

Nr.	Bezeichnung	Werte, Erläuterungen	F	W	E	Datum
1	Bahnspannung	Regelung während des Betriebes	X			27.04
2	Einstellbarkeit	Auf verschiedene Halbzeugeigenschaften	X			27.04
3	Positioniergenauigkeit der Papierbahn in den Druckwerken	$\pm 10\mu\text{m}$	X			27.04
4	Messwertaufnehmer	Montierbarkeit am Tänzer muss gewährleistet sein.	X			27.04
5	Luftpolster auf Papierbahn	Bei der Walzenauslegung berücksichtigen		X		27.04
6	Walzenreibung	Möglichst gering		X		27.04
7	Lebensdauer	10 Jahre mit einer Wahrscheinlichkeit von 95%	X			27.04
8	Kosten	So gering wie möglich		X		27.04
9	Normteile	Bei Möglichkeit vorzuziehen		X		27.04
10	Bahnweg	So kurz wie möglich		X		27.04

3 Zerlegung in Teilfunktionen

3.1 Ideenfindung und Morph- Schema

Zur Ideenfindung waren zunächst die Teilfunktionen zu finden.

Diese wären die folgenden:

- Bahn führen
- Bahn konstant spannen
- Gewünschte Bahnspannung einstellen (für die verschiedenen Materialien)
- Regelsignal ausgeben

Jeder der Gruppe versuchte zu jeder Teilfunktion einige Lösungen zu finden, welche anschließend in das Morph- Schema eingetragen und bewertetet wurden.

3.2 10- Punkte- Lösung

Die Punkteverteilung kam folgendermaßen zustande:

Bei der Teilfunktion **Bahnführung** erhielten die Varianten mit 3 und mehr Umlenkungen weniger Punkte, da bei gleichwertigen Varianten stets die vorzuziehen ist, bei welcher der Bahnweg kürzer ist. Zudem herrschte auch Einigkeit darüber, dass durch mehr Umlenkungen die Reibungsverluste ansteigen und auch die Führungsqualität sich verschlechtern würde. Am meisten Punkte gab es für die Varianten ohne Führung, weil hier das Material überhaupt keinen zusätzlichen Bahnweg hat. Die Variante mit 2 Umlenkungen erhielt genauso viele Punkte, denn sie ist einfach aufgebaut und hat sich auch schon in der Praxis bewährt.



Die Bewertung der Varianten zum **konstanten Spannen der Bahn** fiel für die pneumatische Variante am besten aus, denn sie ist einfach und preiswert, da man auf Normteile zurückgreifen kann. Zudem ist die Lösung „sauberer“ als eine vergleichbare Hydraulik-Variante, welche bei Leckagen zu Verschmutzung der Bahn führen könnte. Die Federkraftvariante schien für unsere Anforderungen zu ungenau. Ein weiteres Problem könnte auch die nicht konstante Federkraft sein. Das Problem mit Hilfe von Magnetkraft zu lösen ist auch zu ungenau und zudem noch schwer auszuführen. Eine weitere vielversprechende Variante war, die Bahnspannung über eine Geschwindigkeitsdifferenz zu erhalten, wenn die Ansprechzeit der Regelung gering gehalten werden kann. Eine bessere Bewertung gab es ebenso für eine Variante, die mit Hilfe der Gewichtskraft arbeitet, da die Ausführung unkompliziert ist.

Die Teilfunktion **gewünschte Bahnspannung einstellen** hing bei einigen Varianten direkt mit der vorangehenden Teilfunktion zusammen: Die meisten dort aufgezählten Varianten eigneten sich auch dazu, einen Wert einzustellen, wie z.B.: durch den Druck an einem Zylinder oder die Vorspannkraft einer Feder. Deshalb fiel die Bewertung auch ähnlich wie bei der vorangehenden Teilfunktion aus. Eine andere Möglichkeit besteht darin den Bahnweg zu verändern, doch auch dies ist wahrscheinlich nicht genau genug und erhielt deshalb eine schlechtere Bewertung.

Die Variante Länge, Weg oder Abstand zur **Ausgabe des Regelsignals** erhielt die meisten Punkte, denn zum einen ist das auf viele Arten möglich, z.B. mit einem induktiven Näherungsschalter, mit einem kapazitiven,... und zum anderen ist es eine günstige Variante, die oft verwendet wird. Die Messung der Winkellage zur Lösung des Problems erhielt annähernd die selbe Bewertung, weil auch hier das Prinzip ein Ähnliches ist. Die Öldruckvariante erhielt wieder die geringste Punktezahl, weil das Öl Verschmutzungen verursachen könnte. Die Druckluftvariante erhielt bei dieser Bewertung wieder den Vorzug, da hier eine Verschmutzung der Anlage und der Papier-/ Folienbahn wesentlich geringer ist.

In die nähere Auswahl kamen dann zunächst einmal die Varianten, die in der Punktbewertung mit 6 Punkten und besser abgeschnitten hatten. Letztendlich wurden hier aber nur 2 Lösungen näher betrachtet bzw. verglichen.

Bei der ersten Lösung handelt es sich um einen Tänzer, wie er bereits bei Druckmaschinen im Einsatz ist. Die Papierbahn wird um 2 miteinander verbundene Rollen s-förmig geführt. Bei sich verändernder Bahnspannung nimmt der Tänzer eine andere Position ein. Das Element bestehend aus den beiden Rollen und deren Verbindung kippt dabei je nachdem, ob die Spannung zu- oder abnimmt. Dabei wird die Bahnspannung durch zwei Pneumatikzylinder vorgegeben. Die Spannung wird dadurch konstant gehalten, jedoch bewirkt eine Regelung der Antriebsmotoren, dass der Tänzer wieder in seine Mittellage (Ausgangsposition) zurückkehrt. Einen großen Einfluss auf die Bahnspannung hat dabei das Massenträgheitsmoment der Tänzerwalze.

Die Funktionsweise der zweiten Lösung wird später erklärt.

Auf der folgenden Seite ist das morphologische Schema abgebildet, welches als Grundlage für die Entscheidung für eine Variante diente.

Teilfunktion	Punkte	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5	Variante 6	Variante 7	Variante 8
Bahn führen		Keine Führung	1 Umlenkung	2 Umlenkungen	3 Umlenkungen	4 Umlenkungen	Mehr als 4 Umlenkungen		
		(z.B. berührungslose Messung mit Direktverstellung am Antrieb)	(z.B. Beaufschlagung mit Kraft auf 1 Rolle senkrecht zu v)	(z.B. einarmiger Hebel mit 1 Rolle + 1 feste Rolle)	(z.B. 2 Rollen fest + Beaufschlagung mit Kraft senkrecht zu v auf 1 Rolle dazwischen)	(z.B. 2 Rollen fest + Wippe mit 2 Rollen, wie HDM-Standard)			
Bahn konstant spannen		Pneumatisch	Hydraulisch	Mit Gewichtskraft	Mit Federkraft	Mit Geschwindigkeits-Differenz	Mit Magnetkraft	Durch Ausdehnung eines Stoffes	
		9	5	7	5	8	4	2	
gewünschte Bahnspannung einstellen		(z.B. mit Luftzylinder)	(z.B. mit Hydraulikzylinder)	(z.B. Auflegen von Gewichten)	(z.B. eingespanntes Federelement)	(z.B. zwischen Abwickelrolle und Zugwerk)	(z.B. Zugmagnet)	(z.B. künstlicher Muskel)	
		9	5	6	5	9	4	3	
Regelsignal ausgeben		Verändern des Luftdruckes	Verändern des Öldruckes	Veränderung der Gewichtskraft (z.B. Anordnung best. Gewichte)	Veränderung der Federkraft	Veränderung der Geschwindigkeits-Differenz	Veränderung der Magnetkraft	Veränderung der Stoffausdehnung	Veränderung des Bahnweges
		(z.B. mit Druckregler)	(z.B. mit Druckregler)		(z.B. Einstellung der Federlänge)	(z.B. Einstellung der Übersetzung, mechanisch oder numerisch)	(z.B. Einstellung des Spulenstromes)	(z.B. Einstellung einer Stoffeigenschaft)	(z.B. Einstellung eines Höhenuntersch., Gelenkgetriebes oder exzentrischer Walzen)
	8	9	6	4	7				
		Winkellage	Länge, Weg oder Abstand	Luftdruck	Öldruck	Elektrische Spannung, Strom oder Frequenz (direkt)			

Tabelle 3.2.1: Morphologisches Schema mit Bewertung

4 Lösungsauswahl

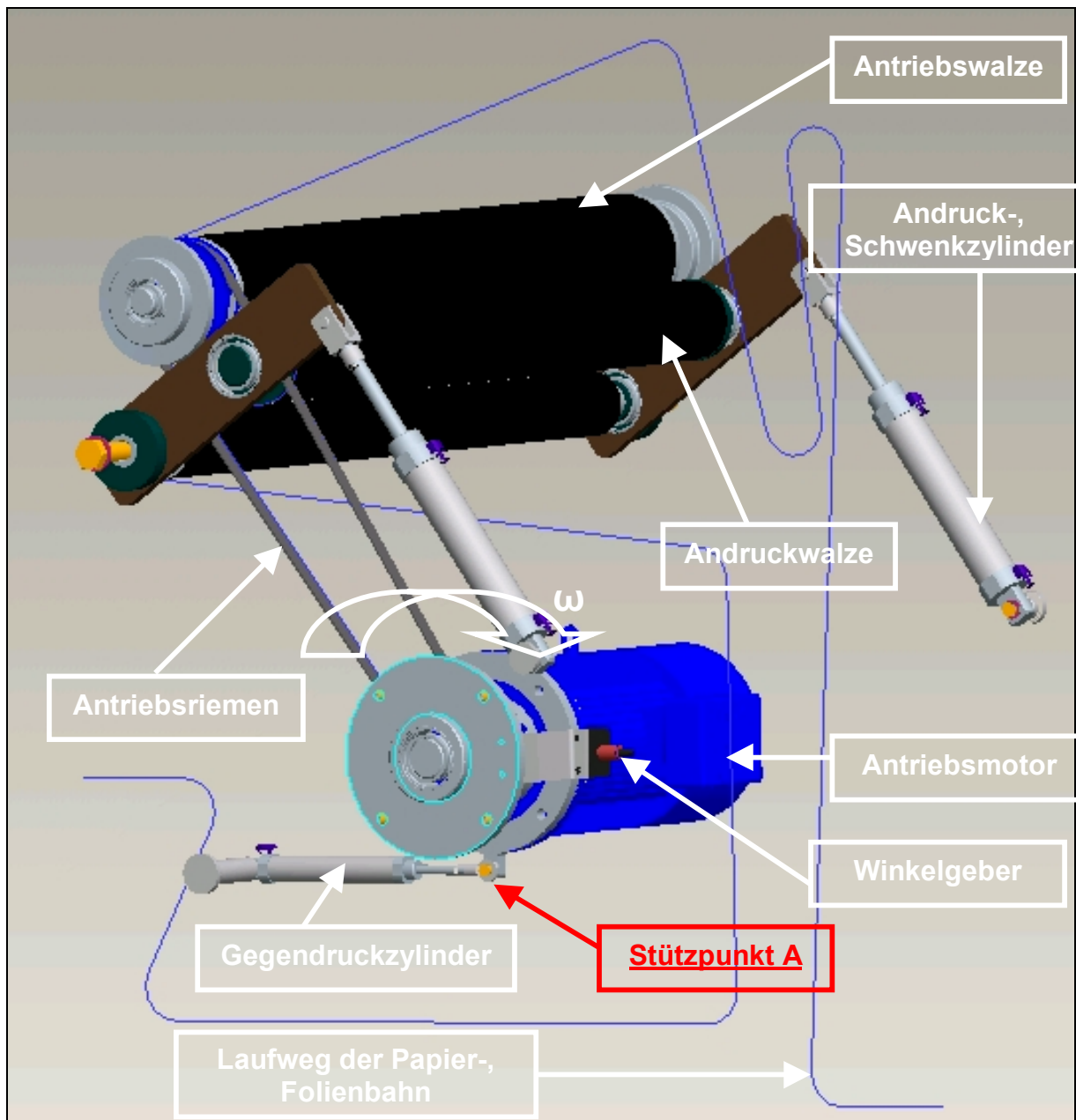
4.1 Entscheidung für eine der beiden Lösungen

Es wurde eine Entscheidung gegen die gängigere Variante, also den Tänzer mit zwei Umlenkungen und für die neuartige Variante ohne Tänzer getroffen.

Ein Vorteil der neuen Variante ist das günstige Massenträgheitsmoment der Bauteile, die bei Schwankungen der Bahnspannung beschleunigt werden müssen. Das Ergebnis der überschlägigen Berechnung der Massenträgheitsmomente beider Varianten ergab, dass bereits die Walzen des Doppeltänzers ein Massenträgheitsmoment von etwa $1,087 \text{ kgm}^2$ besäßen und im Vergleich dazu die Komponenten der tänzerlosen Variante lediglich $1,007 \text{ kgm}^2$. Die Abschätzung ist in den Tabellen 5.2.1 bis 5.2.3 dokumentiert.

Es ist hierbei darauf hinzuweisen, dass die gewählte Variante noch einiges an Optimierungspotential bietet, vor allem kann das Massenträgheitsmoment des Motors noch deutlich verringert werden. Für Variante ohne Tänzer spricht auch, dass bei etwa gleichwertigen Möglichkeiten immer jene gewählt werden sollte, bei welcher die Bahn die kürzere Strecke durchläuft. Da der Tänzer hierbei komplett wegfällt, wird auch kein Bahnweg um die Tänzerwalzen herum durchlaufen.

4.2 Funktionsbeschreibung der tänzerlosen Bahnspannungsregelung



Das durch den Asynchronmotor erzeugte Antriebsmoment wird über einen Synchronriemen auf die Antriebswalze übertragen. Zwischen der Antriebswalze und der Andruckwalze verläuft die Papier-/Folienbahn, die durch die Antriebswalze angetrieben wird. Im Betrieb der Druckmaschine läuft die Bahn mit einer konstanten Geschwindigkeit durch das Walzenpaar.

Der Gegendruckzylinder am Antriebsmotor ist auf die gewünschte Bahnspannung eingestellt und verändert seine Lage bei konstanter Bahnspannung nicht.

Bei Veränderung der Bahnspannung wirkt auf den Gegendruckzylinder eine zusätzliche Zug- oder Druckkraft, die den Zylinder zu einer Positionsänderung zwingt. Der Zylinder wird bei einer zu großen Bahnspannung zusammengedrückt und der Stützpunkt A macht eine Relativbewegung um die Drehachse des Motors und wirkt somit aktiv der Drehrichtung des Motors entgegen. Die Relativbewegung um die Achse des Antriebsmotors wird über einen Winkelgeber erfasst, welcher die Drehzahlregulierung des Motors ansteuert, um die Drehzahl zu senken, bis die eingestellte Bahnspannung wieder hergestellt ist.

Bei einer zu geringen Bahnspannung funktioniert das System fast identisch. Der einzige Unterschied ist die Bewegungsrichtung des Gegendruckzylinders und eine Erhöhung der Antriebsdrehzahl.

5 Konstruktionskonzept

5.1 Motorauswahl

Erforderliches Antriebsmoment zur Erzeugung der Bahnspannung:

$$M_{t,Bahn} = K_A \cdot F_{Bahn} \cdot \frac{d_{Zugwalze}}{2} \quad \text{mit:} \quad F_{Bahn} = \sigma_{Bahn}^* \cdot b_{Bahn}; \quad \text{hierbei ist:}$$

- $K_A = 1,1$: nach TB 3-5a RM S. 41; häufiges Anfahren
- F_{Bahn} : aufzubringende Zugkraft an der Bahn
- $\sigma_{Bahn}^* = 40 \text{ N} \cdot \text{dm}^{-1} = 400 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$: Bahnzug; gemäß Aufgabenstellung maximal zu erwartender Wert für Papier (Tabelle 3.2)
- $b_{Bahn} = 1000 \text{ mm} = 1 \text{ m}$: Bahnbreite; gewählter Vorgabewert
- $d_{Zugwalze} = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$: Durchmesser der Zugwalze; gewählter Vorgabewert

Daraus wird:
$$M_{t,Bahn} = 1,1 \cdot 400 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 1 \text{ m} \cdot \frac{0,15 \text{ m}}{2} = \underline{\underline{66 \text{ Nm}}}$$

Erforderliche Motordrehzahl:
$$n_{Motor} = \frac{v_{Bahn} \cdot i}{\pi \cdot d_{Zugwalze}} \quad \text{wobei:}$$

- $v_{Bahn} = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$: maximale Bahngeschwindigkeit; branchentypischer Wert in der Druckindustrie
- $i = 1 \div 1$: Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Zugwalze

Die Berechnung liefert:
$$n_{Motor} = \frac{15 \text{ m} \cdot 1}{\pi \cdot 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}} = \underline{\underline{31,8 \text{ s}^{-1}}} = \underline{\underline{1910 \text{ min}^{-1}}}$$

Maximales Motormoment und Motorleistung:
$$M_{\max} = M_{t,Bahn} \cdot i = 66 \text{ Nm} \cdot 1 = \underline{\underline{66 \text{ Nm}}}$$

$$P_{\max} = 2\pi \cdot M_{\max} \cdot n_{Motor} = 2\pi \cdot 66 \text{ Nm} \cdot 31,8 \text{ s}^{-1} = \underline{\underline{13,2 \text{ kW}}}$$

Ausgewählter Antriebsmotor: Asynchroner Servomotor SEW CV132 M4 2100

5.2 Massenträgheitsmomente

Gehäuselänge	646 mm
Gehäusebreite wenn 4-kant	0 mm
Gehäusedurchmesser wenn rund	275 mm
Gehäusewandstärke	12 mm
Länge des Achszapfens	80 mm
Durchmesser der Achse	38 mm
Länge des Bremsmoduls	60 mm
Länge der Statorwicklung	250 mm
Durchmesser des Rotors	120 mm
Durchmesser der Statorwicklung	200 mm
mittlere Dichte Gehäuse	3,00 g/cm ³
mittlere Dichte Achse	7,80 g/cm ³
mittlere Dichte Bremsmodul	7,00 g/cm ³
mittlere Dichte Rotor	6,00 g/cm ³
mittlere Dichte Statorwicklung	7,00 g/cm ³

Bauteil	Material-Volumen in cm ³	Masse in kg	Trägheitsmoment in kgm ²
Gehäuse	6697,25	20,09	0,42029
Achse	823,37	6,42	0,00116
Bremsscheibe (o.ä.)	610,54	4,27	0,00846
Bremssattel (o.ä.)	1206,37	8,44	0,05742
Stator	5026,55	35,19	0,23926
Rotor (ohne Achse)	2543,90	15,26	0,03023
Motor insgesamt		89,68	0,757

Tabelle 5.2.1: Überschlägige Bestimmung der Massenträgheit des Motors

Bauteile	Material-Volumen in cm ³	Masse in kg	Trägheitsmoment in kgm ²
Rillenkugellager_6010	25,4951	0,1989	0,00015
Antriebswelle	218,1463	1,7015	0,00062
Zahnriemenscheibe_80x50x25	84,9758	0,6628	0,00070
Drehmomentaufnehmer	470,9303	1,2715	0,01529
Antriebseinheit ohne Motor		3,8347	0,01676
Rillenkugellager_6007	8,1696	0,0637	0,00002
Zylinderrollenlager_N208	15,6142	0,1218	0,00006
Walzenkoerper_150x10x1000	4398,2297	34,3062	0,16896
Zahnriemenscheibe_80x35x25	111,8678	0,8726	0,00081
Walzenende_150_Festlager	571,3866	4,4568	0,00838
Walzenende_150_Loslager	525,6449	4,1000	0,00832
Zugwalze		43,9211	0,18655
Rillenkugellager_6010	25,4951	0,1989	0,00015
Walzenkoerper_100x10x1000	2827,4334	22,0540	0,04521
Walzenende_100	287,7553	2,2445	0,00167
Andruckwalze		24,4973	0,04703
Komponenten insgesamt		72,25	0,250

Tabelle 5.2.2: Trägheitsanalyse der übrigen bewegten Bauteile aus CAD-Programm

Bahnbreite	1000	mm
Außendurchmesser Tänzerwalze	90	mm
Innendurchmesser Tänzerwalze	70	mm
Außendurchmesser Achszapfen	40	mm
Länge der Achszapfen	80	mm
Hebelarmlänge einseitig	100	mm
mittlere Dichte Tänzerwalze	7,80	g/cm ³
mittlere Dichte Walzenachse	7,80	g/cm ³

Bauteil	Material-Volumen in cm ³	Masse in kg	Trägheitsmoment in kgm ²
Tänzerwalzen	5026,55	39,21	1,01448
Walzen-Achszapfen	710,00	5,54	0,07227
Tänzerwalzen insgesamt		44,75	1,087

Tabelle 5.2.3: Abschätzung der Massenträgheit der Tänzerwalzen konventionell

Zusammenfassung der Trägheitsberechnungen:

Tänzerlose Bahnspannungsregelung:

$$J_{\text{Einzug}} = J_{\text{Motor}} + J_{\text{Antrieb}} \approx 0,757 \text{ kgm}^2 + 0,250 \text{ kgm}^2 \approx \underline{\underline{1,007 \text{ kgm}^2}}$$

Konventioneller Doppeltänzer zum Vergleich:

$$J_{\text{Tänzer}} \geq J_{\text{Walzen}} \approx \underline{\underline{1,087 \text{ kgm}^2}}$$

6 Nachweisrechnung

6.1 Antriebskraft

Riemenkraft:

$$F_t = \frac{M_t * 2}{d_2} = \frac{100 \text{ N/m} * 2}{0,15 \text{ m}} = \underline{\underline{1333 \text{ N}}}$$

Kraft des Riemens auf die Welle:

$$F_w = k * F_t = 1,1 * 1333 \text{ N} = \underline{\underline{1467 \text{ N}}}$$

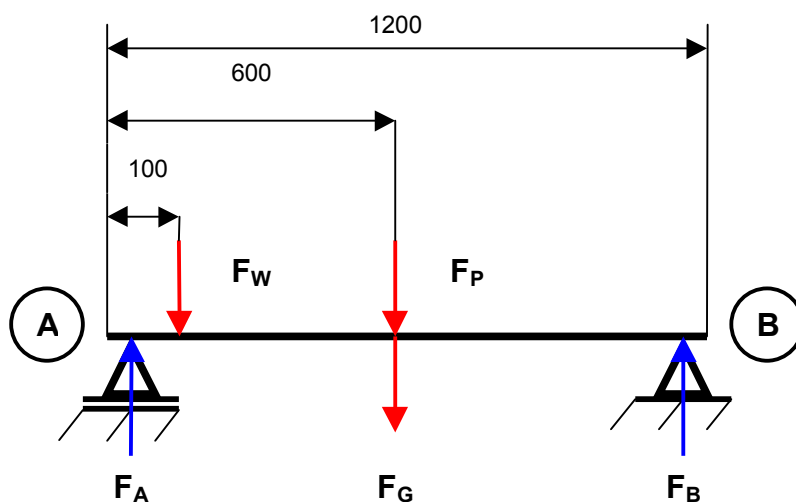
k = Umrechnungsfaktor für Synchronriemen nach Roloff/ Matek S. 575

Abschätzung des Walzengewichts:

$$F_g = V * \rho * g = A_{\text{Kreis}} * l_{\text{Welle}} * \rho_{\text{Stahl}} * g = \frac{\pi}{4} * ((0,15 \text{ m})^2 - (0,1 \text{ m})^2) * 1,2 \text{ m} * 7800 \text{ Kg/m}^3 * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_g = \underline{\underline{902 \text{ N}}}$$

Auflagerkräfte:



$$\sum M_A \equiv 0 = F_B * 1,2m - F_P * 0,6m - F_g * 0,6m - F_W * 0,1m$$

$$\Rightarrow F_B = \frac{F_W * 0,1m + F_g * 0,6m + F_P * 0,6m}{1,2m}$$

$$F_B = \frac{1467N * 0,1m + 902N * 0,6m + 400N * 0,6m}{1,2m} = \underline{\underline{773,25N}}$$

$$\sum F_Y \equiv 0 = F_B + F_A - F_W - F_g - F_P$$

$$F_A = F_W + F_g + F_P - F_B = 1467 N + 902 N + 400 N - 773,25 N = \underline{\underline{1995 N}}$$

6.2 Lagerberechnung

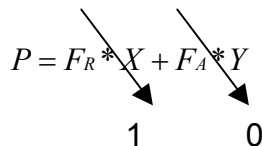
Aus bestehenden Anwendungsfällen haben wir uns für eine Lagerung der Antriebswelle mit einem Zylinderrollenlager auf der Loslagerseite (F_B) und einem Rillenkugellager in Zusammenarbeit mit einem Zylinderrollenlager auf der Festlagerseite (F_A) entschieden.

Nach Roloff/ Matek Tb. 14-7 ist für den Einsatz bei Druckereimaschinen ein Lebensdauerfaktor L_{10h} von 32000- 75000 h und einem daraus resultierenden Lebensdauerfaktor von 4 - 4,5 zu rechnen.

Aufgrund der Belastungsart und der radial wirkenden Kräfte wird in der Rechnung nur auf den ungünstigsten Fall eingegangen. Ein einzelnes Zylinderrollenlager unter max. Lagerbelastung.

Max. Lagerlast $F_A = 1995 \text{ N}$, Lebensdauerexponent für Rollenlager $p = 10/3$

$$P = F_R * X + F_A * Y$$



$$\Rightarrow P = F_R * X = F_A * X = 1995 \text{ N} * 1 = \underline{1995 \text{ N}}$$

Lagervariante 1			Lagervariante 2			Lagervariante 3		
$C_{dyn} =$	71000	N	$C_{dyn} =$	53000	N	$C_{dyn} =$	39000	N
$P =$	1995	N	$P =$	1995	N	$P =$	1995	N
$n =$	1120	1/s	$n =$	1120	1/s	$n =$	1120	1/s
$p =$	3,333333		$p =$	3,333333		$p =$	3,333333	

$L =$	148269		$L =$	55947		$L =$	20125	
$L_{10h} =$	2206390	h	$L_{10h} =$	832544	h	$L_{10h} =$	299481	h
$f_L =$	12,40		$f_L =$	9,26		$f_L =$	6,81	

Lagervariante 1: FAG Zylinderrollenlager NJ2208E.TVP2 Außen \varnothing 80mm, Innen \varnothing 40mm

$$C_{\text{dyn}} = 71 \text{ KN}$$

Lagervariante 2: FAG Zylinderrollenlager N208E.TVP2 Außen \varnothing 80mm, Innen \varnothing 40mm

$$C_{\text{dyn}} = 53 \text{ KN}$$

Lagervariante 1: FAG Zylinderrollenlager N206E.TVP2 Außen \varnothing 62mm, Innen \varnothing 30mm

$$C_{\text{dyn}} = 39 \text{ KN}$$

Da alle Lagervarianten für den Einsatz möglich sind sollte die Auswahl an die Konstruktionsbedingten Rahmenbedingungen angepasst werden. In der Rechnung wurde mit der maximalen Lagerbelastung gerechnet, was in diesem Fall zu einem zusätzlichen Sicherheitsfaktor führt. Die Lagerstelle welche die größere Lagerbelastung aufnehmen muss besteht aus einem Zylinderrollenlager und einem Rillenkugellager, das die Funktion hat eventuell auftretende Axialkräfte aufzunehmen.

6.3 Walzendurchmesser

Auslegung des Innendurchmessers der Antriebswelle:

Aufgrund der Massenträgheitsmomente, Belastung der Lager durch die Gewichtskraft und Kostengründen wird die Antriebswelle als Hohlwelle ausgeführt. Die Auslegung der Hohlwelle erfolgt in Abhängigkeit der Durchbiegung, da bei zu großer Durchbiegung der Halbzeugtransport nicht mehr gewährleistet ist.

Die Berechnung erfolgt in zwei Iterationsschritten. Im ersten Schritt wird ein möglicher Innendurchmesser festgelegt, um die Gewichtskraft der Welle und die damit verbundene Streckenbelastung festzulegen. Im zweiten Schritt wird der optimierte Innendurchmesser als Berechnungsgrundlage genommen um die Rechnung erneut durchzuführen.

Durchbiegung aufgrund der Streckenbelastung:

$$f_{ST} = \frac{5 * q * l^4}{384 * E * I}$$

Durchbiegung aufgrund der Antriebsbelastung:

$$f_{AN} = \frac{F * a * b^2}{6 * E * I} * \left[\left(1 + \frac{l}{b} \right) * \frac{x}{l} - \frac{x^3}{a * b * l} \right]$$

Gesamtdurchbiegung:

$$f_{ges} = f_{ST} + f_{AN}$$

⇒ Gesamtträgheitsmoment:

$$I_Y = \frac{1}{6 * E * f_{ges}} * \left[F * a * b^2 * \left(\left(1 + \frac{l}{b} \right) * \frac{x}{l} - \frac{x^3}{a * b * l} \right) + \frac{5 * q * l^4}{64} \right]$$

I_y eingesetzt in die Berechnung des Innendurchmessers der Antriebswelle:

$$I_y = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4)$$

$$\Rightarrow d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{I_y * 64}{\pi}}$$

Berechnung des Innendurchmessers mit Excel:

Durchbiegung [mm]:	0,004
E-Modul [N/mm ²]:	210000
Länge [mm]:	1200
Flächenbelastung [N/mm]:	0,978
Länge a [mm]:	100
Länge b [mm]:	1100
Antriebskraft [N]:	1467
Außendurchmesser Welle [mm]:	150

Flächenträgheitsmoment [mm⁴] I_y =	10624107,1
Innendurchmesser der Welle [mm] =	130,46

Zweiter Iterationsschritt:

$$F_g = V * \rho * g = A_{Kreis} * l_{Welle} * \rho_{Stahl} * g$$

$$F_g = \frac{\pi}{4} * ((0,15m)^2 - (0,13m)^2) * 1,2m * 7800Kg / m^3 * 9,81m / s^2$$

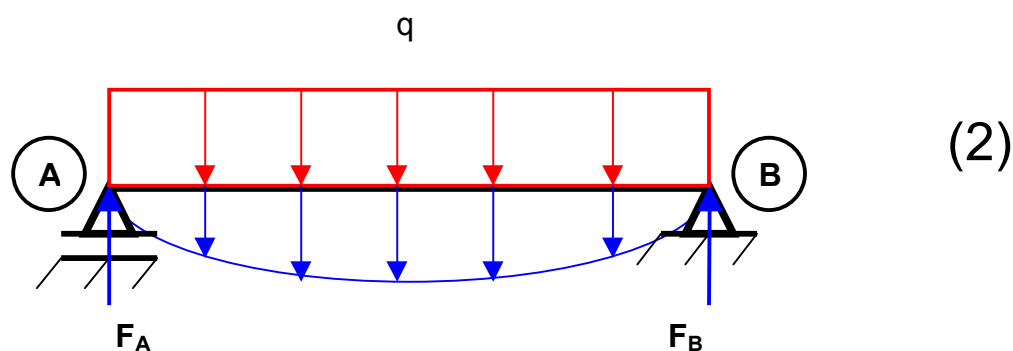
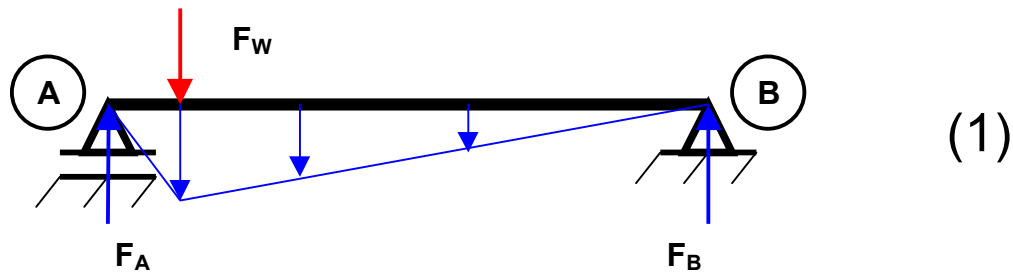
$$F_g = \underline{\underline{404N}}$$

\Rightarrow Gesamtflächenbelastung: 0,737N/mm

Durchbiegung [mm]:	0,002
E-Modul [N/mm ²]:	210000
Länge [mm]:	1200
Flächenbelastung [N/mm]:	0,737
Länge a [mm]:	100
Länge b [mm]:	1100
Antriebskraft [N]:	1467
Außendurchmesser Welle [mm]:	150
Flächenträgheitsmoment [mm⁴] I_y =	5755357,14
Innendurchmesser der Welle [mm] =	140,43

Durch den zweiten Iterationsschritt wurde der Innendurchmesser auf 140 mm erhöht bei einer Reduzierung der Durchbiegung auf 2 µm in der Mitte der Antriebswelle. Die Gewichtsreduzierung ist in diesem Fall notwendig, um die Massenträgheitsmomente möglichst gering zu halten, da die Massenträgheitsmomente ein sehr entscheidender Faktor für das Ansprechverhalten der Regelung sind.

Momentenverläufe der Biegung:



$$M_{(1)MAX} = \frac{F \cdot b \cdot a}{l} \quad M_{(1)(x)} = F \cdot \left(\frac{b \cdot x}{l} - x - a \right)$$

$$M_{(2)MAX} = \frac{q \cdot l^2}{8} \quad M_{(2)(x)} = \frac{q \cdot x}{2} \cdot (l - x)$$

$$M_{ges} = M_{(1)} + M_{(2)}$$

$$M_{ges} = \left(F \cdot \left(\frac{b \cdot x}{l} \right) - x - a \right) + \left(\frac{q \cdot x}{2} \cdot (l - x) \right)$$

$$M_{ges(x=0.6)} = \left(1467N \cdot \left(\frac{1.1m \cdot 0,6m}{1,2m} \right) - 0,6m - 0,1m \right) + \left(\frac{670N/m \cdot 0,6m}{2} \cdot (1,2m - 0,6m) \right)$$

$$M_{ges(x=0.5)} = 202Nm \quad M_{ges(x=0.4)} = 205Nm \quad M_{ges(x=0.3)} = 200Nm$$

$$M_{ges(x=0.2)} = 190Nm \quad M_{ges(x=0.1)} = 171Nm$$

6.4 Gestaltfestigkeit der Walze

Tabellenwerte: Wellenwerkstoff S235

$$\sigma_{BW} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad \text{RM- Tb. 1-1}$$

$\beta_K = 0$ da eine glatte Oberfläche ohne Einschnitte besteht.

$$\left. \begin{array}{l} K_t = 0,825 \\ K_g = 0,8 \\ K_\alpha = 1 \end{array} \right\} \text{RM- Tb. 3-11}$$

$K_o = 0,94$ bei einer Oberflächenrauigkeit von $R_z = 6.3 \mu\text{m}$ RM- Tb. 3-10

$$\sigma_b = \sigma_v = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b * 32 * D}{\pi * (D^4 - d^4)} = \frac{205 \text{ N/m} * 32 * 0,15 \text{ m}}{\pi * ((0,15 \text{ m})^4 - (0,14 \text{ m})^4)}$$

$$\sigma_b = \underline{\underline{389090 \text{ N/m}^2 = 0,389 \text{ N/mm}^2}}$$

$\sigma_b = \sigma_v$ da die Torsionsspannung in unserem Fall sehr gering ist und in der Rechnung keine bedeutende Änderung bewirken würde.

$$K_G = K_t * K_g * K_\alpha = 0,825 * 0,8 * 1 = \underline{\underline{0,66}}$$

$$K_\sigma = \left(\frac{\beta_k}{K_G} + \frac{1}{K_o} - 1 \right) = \left(\frac{1}{0,66} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) = \underline{\underline{0,0638}}$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{BW}}{K_\sigma} = \frac{180 \text{ N/mm}^2}{0,0638} = \underline{\underline{114 \text{ N/mm}^2}}$$

$$S_D = \frac{\sigma_g}{\sigma_v} = \frac{114 \text{ N/mm}^2}{0,389 \text{ N/mm}^2} = \underline{\underline{293}}$$

7 Diskussion

Schwankungen der Bahnspannung können durch Reibungsverluste in den Umlenkensystemen und durch Schwankungen der Transportgeschwindigkeiten zustande kommen.

Ein optimales Druckergebnis ist aber nur dann zu erreichen, wenn über die Bahn verteilt die gleiche Spannung herrscht. Bei ungleichmäßiger Spannung könnte beispielsweise ein Versatz der Farben bei mehrfarbigem Druck entstehen. Außerdem ist die Spannung nötig um die Bahn faltenfrei durch die Druckwerke zu führen. Um diese Anforderungen zu erfüllen, ist eine Bahnspannungsregelung erforderlich.

Zur Regelung der Bahnspannungen stehen mehrere Möglichkeiten zur Auswahl. Eine Möglichkeit, die oft genutzt wird, ist die Doppeltänzervariante, bei der zwei miteinander verbundene Walzen über einen Drehpunkt ihre Position verändern, wenn sich die Bahnlänge zwischen den Zugwerken erhöht oder verringert. Während eine Stützkraft (z.B. durch Pneumatikzylinder) dem Bahnzug entgegenwirkt, kehren sie erst dann wieder in die Ausgangsposition zurück, wenn eine Änderung der Winkellage der Zugwerkswalzen zueinander erfolgt ist und dadurch die Bahnlänge wieder den gewünschten Wert angenommen hat. Die Position des Tänzers wird ständig mit Hilfe eines Messaufnehmers kontrolliert und ist gleichzeitig Signalgeber für die Regelung.

Unsere Entscheidung fiel jedoch auf eine Variante, die nach einem anderen Prinzip arbeitet: Wie bei allen Funktionsprinzipien wird die Bahnspannung über eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Zugwerkswalzen erzeugt. Dazu ist ein bestimmtes Motormoment des ziehenden Antriebes bzw. ein entsprechendes Bremsmoment des gezogenen Antriebes erforderlich. Wird einer der beiden Antriebsmotoren drehbar gelagert und das Antriebsmoment über eine konstante Stützkraft erzeugt, kann ein zusätzliches Element im Bahnweg entfallen. Die Stützkraft bringt ein Pneumatikzylinder auf.

Im vorliegenden Fall wurde die Ausführung als gezogener, also bremsender Antrieb gewählt. Ändert sich die Bahnlänge bis zum nächsten Zugwerk, führt der Motor eine Drehbewegung aus, die über einen Winkelgeber erfasst wird. Der Winkelgeber erzeugt dann ein Regelsignal, welches eine veränderte Rotationsgeschwindigkeit der Antriebswalze zur Folge hat und somit die Winkellage der Zugwalzen zueinander verändert. Der Regelvorgang ist abgeschlossen, wenn der Motor wieder in Ausgangsstellung zurückgekehrt und somit die Bahnlänge wieder hergestellt ist.

Der Vorteil dieser Variante ist zum einen ein günstigeres Massenträgheitsmoment der beschleunigten Komponenten im Vergleich zur Doppeltänzervariante und zum anderen das Wegfallen des Bahnweges, der bei der Umführung des Tänzers zustande kommt.

8 Literaturverzeichnis

Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.; Jannasch, D.: Roloff/ Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung. Vieweg Verlag (Braunschweig).14.Auflage

Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.; Jannasch, D.: Roloff/ Matek Maschinenelemente: Tabellen. Vieweg Verlag (Braunschweig).14.Auflage

FAG OEM und Handel AG: Katalog WL 41 520/2 DB. Ausgabe Mai 1996

Europa Lehrmittel: Tabellenbuch Metall. Europa-Lehrmittel Verlag. 40. Auflage (1997). ISBN 3-8085-1110-9

9 Anhang

9.1 Technische Darstellungen und Stückliste

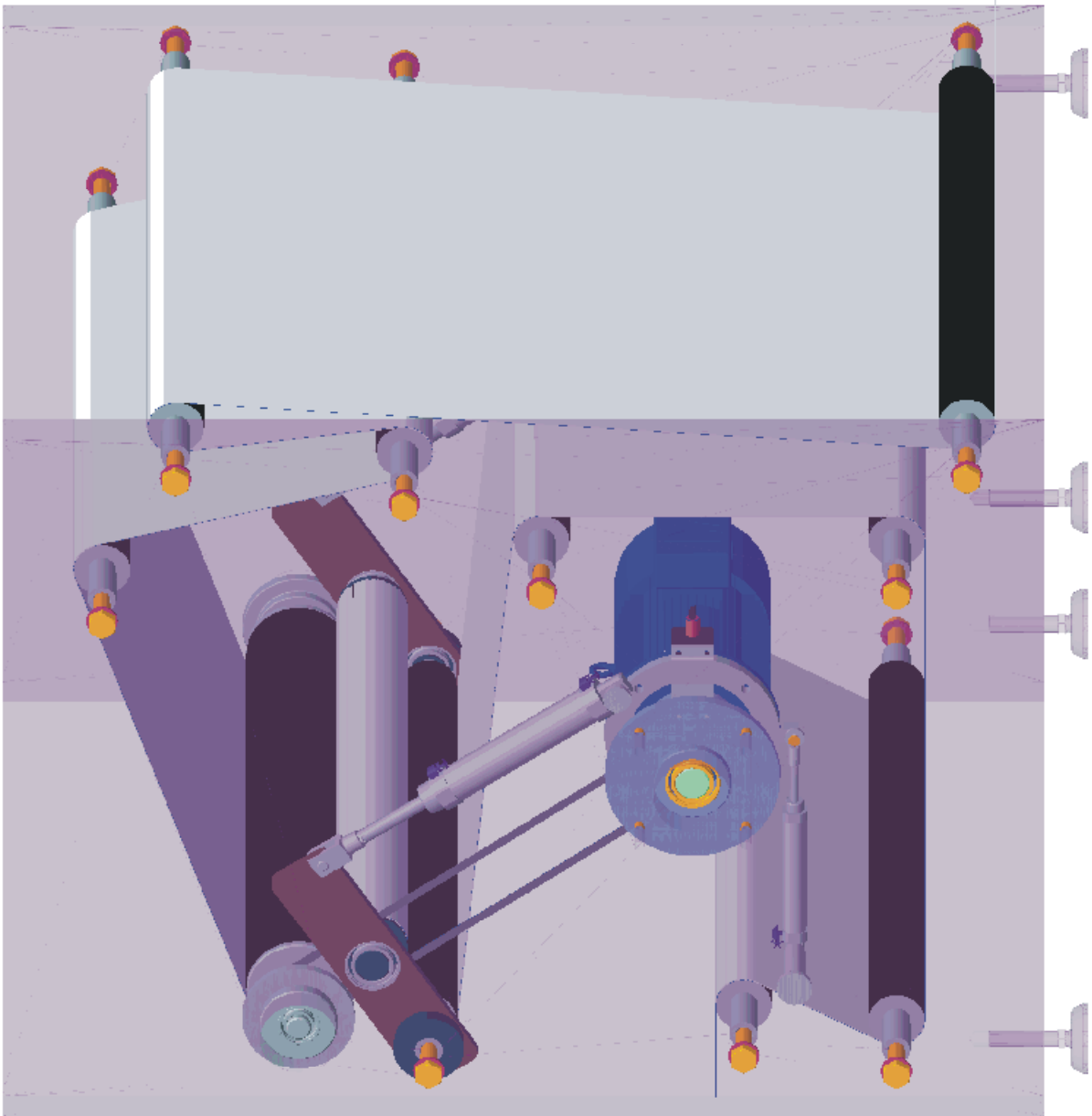


Abbildung 9.1.1: Einzugswerk, Ausgang von vorne rechts

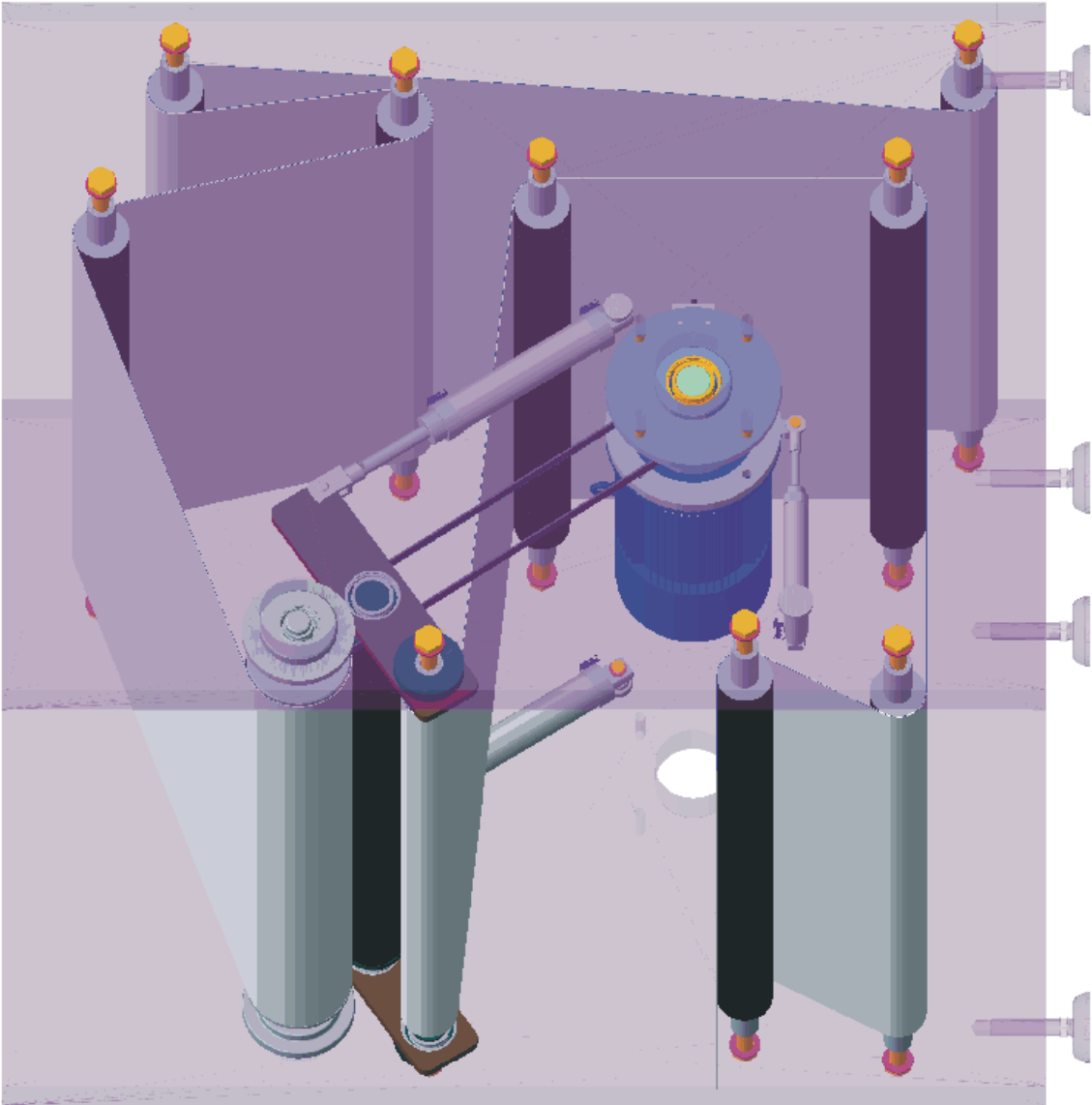


Abbildung 9.1.2: Einzugswerk, Eingang von hinten rechts

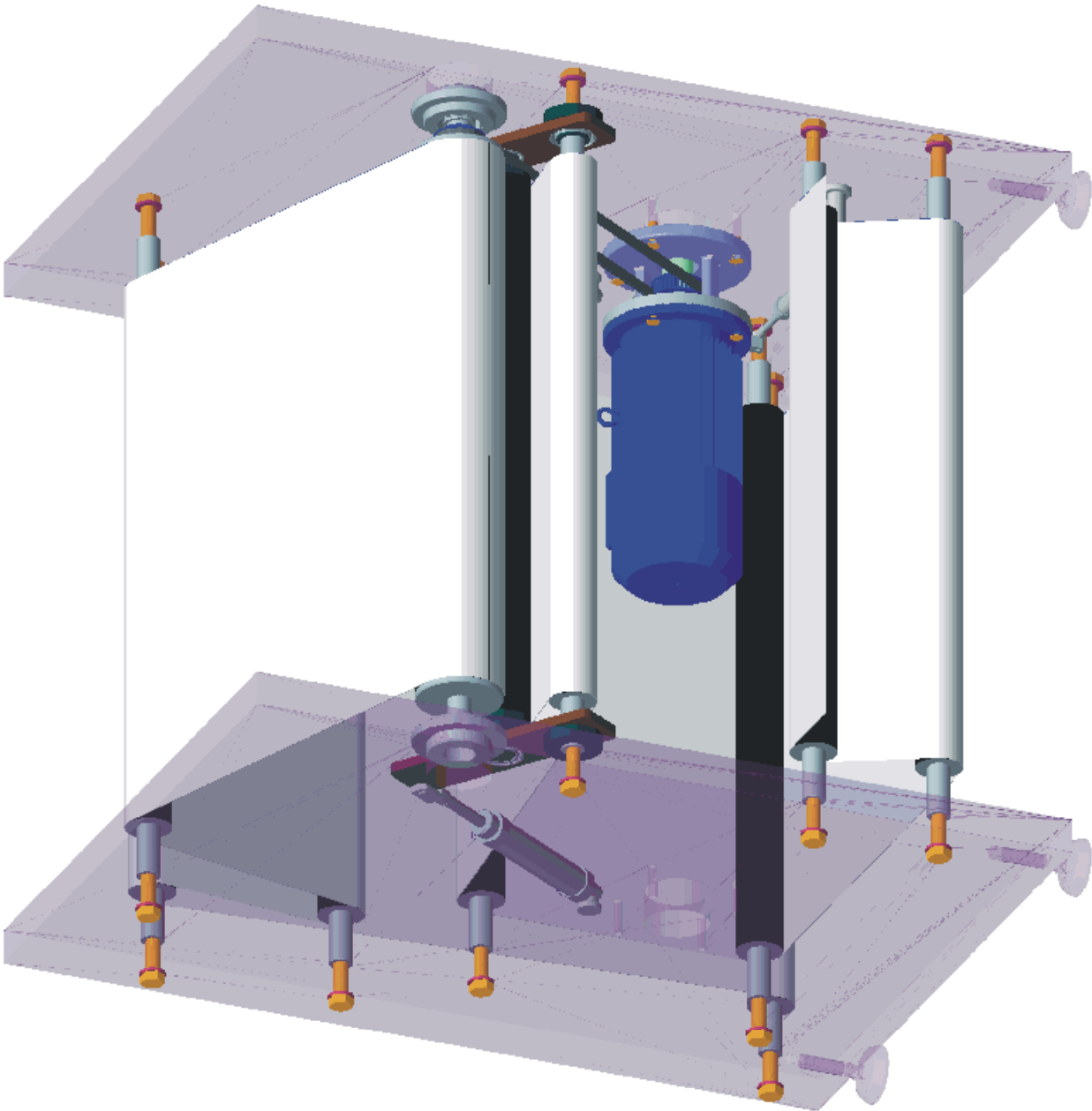


Abbildung 9.1.3: Einzugswerk, Eingang



Abbildung 9.1.4: Antriebseinheit

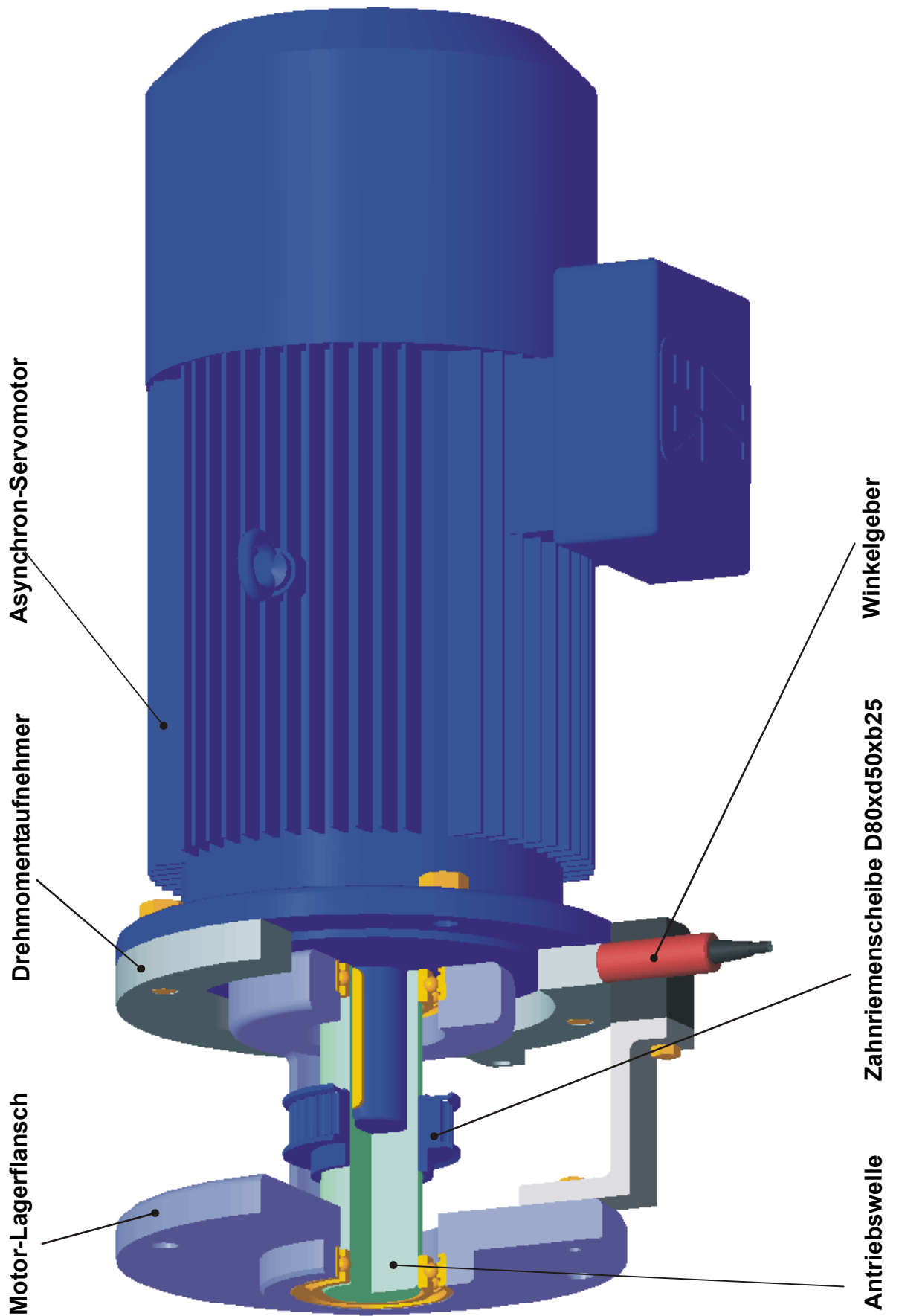


Abbildung 9.1.5: Bauteile der Antriebseinheit

Stückliste:

Baugruppe	Gruppennummer	Bauteil	Teilenummer
Gesamt-Einzugswerk	cm1-ss2004-09-001-000	Antriebseinheit	cm1-ss2004-09-002-000
		Zugwalze	cm1-ss2004-09-003-000
		Andruckwalze	cm1-ss2004-09-004-000
		Umlenkwalze	cm1-ss2004-09-005-000
		Seitenplatte	cm1-ss2004-09-006-000
Antriebseinheit	cm1-ss2004-09-002-000	Rillenkugellager_6010	cm1-ss2004-09-007-000
		Bahnspannungszylinder	cm1-ss2004-09-010-000
		Winkelgeber	cm1-ss2004-09-011-000
		Asynchron-Servomotor	cm1-ss2004-09-002-001
		Antriebswelle	cm1-ss2004-09-002-002
		Zahnriemenscheibe_80x50x25	cm1-ss2004-09-002-003
		Drehmomentaufnehmer	cm1-ss2004-09-002-004
		Motor-Lagerflansch	cm1-ss2004-09-002-006
		Sechskantschraube_M14x35	cm1-ss2004-09-002-007
		Zugwalze	cm1-ss2004-09-003-000
Zylinderrollenlager_N208	cm1-ss2004-09-009-000		
Walzenkoerper_150x10x1000	cm1-ss2004-09-003-001		
Zahnriemenscheibe_80x35x25	cm1-ss2004-09-003-002		
Walzenende_150_Festlager	cm1-ss2004-09-003-003		
Walzenende_150_Loslager	cm1-ss2004-09-003-004		
Lagerflansch_Zugwalze_Festlager	cm1-ss2004-09-003-005		
Lagerflansch_Zugwalze_Loslager	cm1-ss2004-09-003-006		
Andruckwalze	cm1-ss2004-09-004-000	Rillenkugellager_6010	cm1-ss2004-09-007-000
		Andruckzylinder	cm1-ss2004-09-012-000
		Walzenkoerper_100x10x1000	cm1-ss2004-09-004-001
		Walzenende_100	cm1-ss2004-09-004-002
		Lagerflansch_Andruckwalze_Festlager	cm1-ss2004-09-004-003
		Schwenkhebel_Andruckwalze	cm1-ss2004-09-004-004
		Lagerflansch_Andruckwalze_Loslager	cm1-ss2004-09-004-005
		Lagerzapfen_Andruckzylinder	cm1-ss2004-09-004-006
		Lagerscheibe_25x16x4	cm1-ss2004-09-004-007
		Sechskantschraube_M12x16	cm1-ss2004-09-004-008
Umlenkwalze	cm1-ss2004-09-005-000	Walzenkoerper_80x1000	cm1-ss2004-09-005-001
		Sechskantschraube_M24x90	cm1-ss2004-09-005-002
		Scheibe_44x26x4	cm1-ss2004-09-005-003
Seitenplatte	cm1-ss2004-09-006-000	Platte_Einzugswerk	cm1-ss2004-09-006-001
Rillenkugellager_6010	cm1-ss2004-09-007-000	Maschinenfuss	cm1-ss2004-09-006-002
		Aussenring_6010	cm1-ss2004-09-007-001
		Innenring_6010	cm1-ss2004-09-007-002
		Kugel_6010_1	cm1-ss2004-09-007-003
		Kugel_6010_2	cm1-ss2004-09-007-004
		Kugel_6010_3	cm1-ss2004-09-007-005
		Kugel_6010_4	cm1-ss2004-09-007-006
		Kugel_6010_5	cm1-ss2004-09-007-007
		Kugel_6010_6	cm1-ss2004-09-007-008
		Kugel_6010_7	cm1-ss2004-09-007-009
Kugel_6010_8	cm1-ss2004-09-007-010		

Baugruppe	Gruppennummer	Bauteil	Teilenummer
Rillenkugellager_6007	cm1-ss2004-09-008-000	Aussenring_6007	cm1-ss2004-09-008-001
		Innenring_6007	cm1-ss2004-09-008-002
		Kugel_6007_1	cm1-ss2004-09-008-003
		Kugel_6007_2	cm1-ss2004-09-008-004
		Kugel_6007_3	cm1-ss2004-09-008-005
		Kugel_6007_4	cm1-ss2004-09-008-006
		Kugel_6007_5	cm1-ss2004-09-008-007
		Kugel_6007_6	cm1-ss2004-09-008-008
		Kugel_6007_7	cm1-ss2004-09-008-009
Zylinderrollenlager_N208	cm1-ss2004-09-009-000	Kugel_6007_8	cm1-ss2004-09-008-010
		Zylinderrolle_N208_1	cm1-ss2004-09-009-001
		Zylinderrolle_N208_2	cm1-ss2004-09-009-002
		Zylinderrolle_N208_3	cm1-ss2004-09-009-003
		Zylinderrolle_N208_4	cm1-ss2004-09-009-004
		Zylinderrolle_N208_5	cm1-ss2004-09-009-005
		Zylinderrolle_N208_6	cm1-ss2004-09-009-006
		Zylinderrolle_N208_7	cm1-ss2004-09-009-007
		Zylinderrolle_N208_8	cm1-ss2004-09-009-008
Bahnspannungszylinder	cm1-ss2004-09-010-000	Innenring_N208	cm1-ss2004-09-009-009
		Aussenring_N208	cm1-ss2004-09-009-010
		Pneumatikzylinder_ESAS_32x100	cm1-ss2004-09-010-001
		Gelenkstück_18946	cm1-ss2004-09-010-002
		Winkelverschraubung_1_8PK6	cm1-ss2004-09-010-003
		Lagerzapfen_Bahnspannungszylinder	cm1-ss2004-09-010-004
		Sechskantschraube_M8x10	cm1-ss2004-09-010-005
		Scheibe_20x10x4	cm1-ss2004-09-010-006
		Winkelgeber	cm1-ss2004-09-011-000
Klemmschelle_20	cm1-ss2004-09-011-002		
Sensor	cm1-ss2004-09-011-003		
Sechskantschraube_M8x10	cm1-ss2004-09-010-005		
Andruckzylinder	cm1-ss2004-09-012-000	Pneumatikzylinder_DSAS_50x120	cm1-ss2004-09-012-001
		Gabelstück_SG_M16x1_5	cm1-ss2004-09-012-002
		Winkelverschraubung_1_4PK6	cm1-ss2004-09-012-003

9.2 Skizzen, Prospekt- und Katalogseiten