

Andreas Finsterbusch

Konstruktive Überarbeitung eines als Prototyp
vorhandenen Dünndrahtförderers mit dem Ziel
einer Überführung in die Fertigung

eingereicht als

BACHELORARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Martin Zimmermann

Zweitprüfer: Dipl. Ing. Thomas Kimme

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliographische Beschreibung:

Finsterbusch, Andreas:

Konstruktive Überarbeitung eines als Prototyp vorhandenen Dünndrahtförderers mit dem Ziel einer Überführung in die Fertigung. - 2009. -61 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau / Feinwerktechnik,
Bachelorarbeit, 2009

Referat:

Ziel der Arbeit ist es, einen Dünndrahtförderer soweit konstruktiv zu überarbeiten, dass der Förderer mit einer Jahresstückzahl von 5 Stück gefertigt werden kann. Die Hauptaufgabe des Förderers ist es einen Schweißdraht sicher zu fördern. Unter Berücksichtigung dieser Aussage werden zunächst die Betriebseigenschaften des Förderers untersucht. Aus diesen Untersuchungen wird eine Aufgabenliste erstellt, welche als Leitfaden dient.

Inhaltsverzeichnis

	Abkürzungsverzeichnis.....	V
	Erklärung der verwendeten Formelzeichen.....	VI
	Abbildungsverzeichnis.....	IX
	Tabellenverzeichnis.....	XI
1	Einleitung.....	1
2	Aufgabenstellung.....	4
3	Grundlagen.....	7
3.1	Selbsthemmung.....	7
3.2	Hertzsche Pressung.....	7
3.3	Schrittmotor.....	8
3.4	Ausreißertest.....	11
4	Analyse des Dünndrahtförderers.....	13
4.1	Stand der Technik.....	13
4.2	Beschreibung des Systems.....	13
5	Ersetzen von Fertigungsteilen durch Normteile.....	16
5.1	Ersetzen der Gelenkverbindung.....	16
5.2	Ersetzen der Federaufhängung.....	16
6	Drahtmotor mit Profilrolle.....	22
6.1	Anzahl der Spuren in der Profilrolle.....	22
6.2	Anforderungen an die Gestaltung der Profilrolle.....	22
6.3	Lösungsvarianten zur Gestaltung der Profilrolle.....	23
6.4	Verbesserung der Variante 1.....	24
6.5	Berechnungen an der Profilrolle.....	25
6.6	Auswahl der Passungen an der Profilrolle.....	28
6.7	Untersuchung des Drahtschlupfes.....	29
6.8	Berechnung der Spurwinkel.....	33
6.9	Untersuchung der Spurwinkel.....	37
6.10	Untersuchung der Hertzschen Pressung.....	37
6.11	Abstand der Spuren.....	39
6.12	Versuche mit den neuen Profilrollen.....	40
7	Konstruktion der Motoraufhängung.....	50
8	Konstruktion des Andrucksystems.....	53

8.1	Auswahl einer Druckfeder.....	54
8.2	Konstruktion der Gabel.....	56
8.3	Konstruktion des Schließbleches.....	56
8.4	Konstruktion der Aufhängung des Andrucksystems.....	59
8.5	Berechnung der Scherung des Achsbolzens.....	59
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	60
10	Anlagen.....	i
11	Literaturverzeichnis.....	xviii
12	Erklärung.....	xix

Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Sprechweise/ Bedeutung
...	und so weiter bis
Abb.	Abbildung
bspw.	beispielsweise
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CAD	Computer Aided Design
cos	Kosinus
d.h.	das heißt
DDF	Dünndrahtförderer
DIN	Deutsches Institut für Normung
evtl.	eventuell
geg.	gegeben
ges.	gesucht
ggf.	gegebenenfalls
Nr.	Nummer
OF	Oberfläche
Pos-Nr.	Positionsnummer
sin	Sinus
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
TB	Tabelle
u.a.	unter anderen
z.B.	zum Beispiel
Zeichn.	Zeichnung
zul.	zulässige

Erklärung der verwendeten Formelzeichen

Formelzeichen	Größe	Einheit
a	Länge des Zapfen	mm
A	Berührungsfläche der beiden Körper	mm ²
A_{achs}	Querschnittsfläche des Achsbolzen	mm ²
A_{bst}	Abstand der Spuren	mm
a_h	Halbachse der Kontaktfläche	mm
a_w	Wirkfläche des Zapfen	mm
A_z	Querschnittsfläche des Zapfen	mm ²
b	Breite des Zapfen	mm
B_{sch}	Breite des Schließbleches	mm
b_{sch}	tragende Breite des Schließbleches	mm
B_{spur}	Breite der Spur	mm
d	Drahtdurchmesser	mm
D	mittlerer Windungsdurchmesser	mm
D_{achs}	Durchmesser des Achsbolzen	mm
D_d	Dorndurchmesser	mm
D_g	Gewindenenddurchmesser	mm
D_h	Hülsendurchmesser	mm
d_m	mittlerer Profildurchmesser	mm
D_{pm}	Profilrollendurchmesser der Nabe	mm
d_{prw}	Profilrollendurchmesser der Welle	mm
$E_{\text{al/st}}$	Elastizitätsmodul von Aluminium/ Stahl	N/mm ²
F	Kraft	N
F_0	Innere Vorspannkraft	N
F_1	vorgespannte Federkraft	N
F_2	gespannte Federkraft	N
F_{an}	Andruckkraft	N
F_{anbe}	Andruckkraft zur Berechnung	N
F_{anmin}	minimale Andruckkraft	N
F_{dr}	Kraft des Drahtes	N
F_{femax}	maximale Federkraft	N
F_{femin}	minimale Federkraft	N
F_{gegen}	Gegenkraft	N
F_n	Normalkraft	N

Formelzeichen	Größe	Einheit
F_q	Querkraft	N
F_{radial}	Radialkraft	N
F_{rolle}	Kraft auf die Profilrolle	N
F_s	Scherkraft	N
g	Normalfallbeschleunigung	m/s ²
$G_{\text{ob/w}}$	Höchstmaß der Bohrung/ Welle	µm
$G_{\text{ub/w}}$	Mindestmaß der Bohrung/ Welle	µm
h'	tragende Keilhöhe	mm
h_{sch}	Höhe des Schließbleches	mm
K_a	Anwendungsfaktor	-
L	Nabenlänge	mm
L_0	Länge der ungespannten Feder	mm
L_1	Länge der vorgespannten Feder	mm
L_2	Länge der gespannten Feder	mm
L_{alt}	alte Länge der Feder	mm
L_{an}	Länge bis zur Andruckkraft	mm
L_{fe}	Länge bis zur Federkraft	mm
L_k	Länge des unbelasteten Federkörpers	mm
L_{neu}	neue Länge der Feder	mm
M_b	Biegemoment	Nm
M_m	Motormoment	Nm
m_{rolle}	Masse für das Abspulen der Drahtrolle	g
n	Anzahl der Keile	Stck.
P	Steigung	mm
p_m	vorhandene mittlere Flächenpressung	N/mm ²
p_{max}	maximale Flächenpressung	N/mm ²
P_o	Höchstpassung	µm
P_t	Passtoleranz	µm
P_u	Mindestpassung	µm
$p_{\text{zulal/st}}$	zulässige Flächenpressung für Aluminium/ Stahl	N/mm ²
R	Federrate	N/mm
R_e	Streckgrenze	N/mm ²
R_{pr}	Radius der Profilrolle	mm
S_f	Sicherheitsfaktor	-
S_h	Arbeitsweg der Feder	mm
s_m	Schrittzahl des Motors	-

Formelzeichen	Größe	Einheit
T_{nenn}	Nenndrehmoment	Nmm
u_m	Umdrehungen des Motors	-
W_a	axiales Widerstandsmoment	mm ³
α	halbe Innenwinkel der Spur	°
ΔF_{an}	Differenz der Andruckkräfte	N
ΔS	Arbeitsweg (Hub) der Feder	mm
ε_r	Eckenwinkel	mm
μ	Reibungszahl	-
v	Querzahl	-
ρ_0	halber Öffnungswinkel des Haftreibungskegels	°
σ_b	Biegespannung	N/mm ²
σ_{bzul}	zulässige Biegespannung	N/mm ²
T_a	Scherfestigkeit	N/mm ²
T_{azul}	zulässige Scherfestigkeit	N/mm ²

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Dünndrahtförderer auf Holztisch.....	1
Abbildung 2: Dünndrahtförderer an Optik.....	6
Abbildung 3: Selbsthemmung am Keil.....	7
Abbildung 4: Hertzsche Pressung Kugel/ Ebene.....	8
Abbildung 5: Schrittmotorantrieb Quelle: /12/ S. 294.....	8
Abbildung 6: Aufbau eines Schrittmotors; Quelle: /11/ S. 168.....	9
Abbildung 7: Start/ Stopp-Kennlinie und Betriebsmoment-Kennlinie (oben) eines Schrittmotors Quelle: /12/ S.295.....	10
Abbildung 8: Theorem von Tschebyscheff; Quelle: /14/.....	12
Abbildung 9: Auswirkungen der Andruckkraft auf die Motoraufhängung.....	14
Abbildung 10: Aufbau der Drahtförderung.....	14
Abbildung 11: Funktionsweise des Andrucksystems.....	15
Abbildung 12: Relativbewegung der Z-Achse.....	15
Abbildung 13: Alte Gelenkverbindung.....	16
Abbildung 14: Neuer Gelenkkopf.....	16
Abbildung 15: Funktionsschema mit Zugfeder (alt).....	17
Abbildung 16: Funktionsschema mit Druckfeder (neu).....	17
Abbildung 17: Umrechnung der Federkräfte.....	18
Abbildung 18: liegende Kippplatte	19
Abbildung 19: angekippte Kippplatte	20
Abbildung 20: Konstruktion der Federaufhängung an der Kippplatte a) alt; b) neu....	20
Abbildung 21: neue Federaufhängung.....	21
Abbildung 22: Drähte in einer Spur (Innenwinkel der Spur 100°).....	22
Abbildung 23: Profilrolle verschiebbar.....	23
Abbildung 24: Verschiebung des Motors mit Profilrolle.....	23
Abbildung 25: Verschiebung von Motorklemme, Motor und Profilrolle.....	24
Abbildung 26: Verbesserung der Profilrolle.....	25
Abbildung 27: Bezeichnungen an der Profilrollennabe I.....	26
Abbildung 28: Bezeichnungen an der Profilrollennabe II.....	26
Abbildung 29: Bezeichnungen an der Profilrolle.....	31
Abbildung 30: 0,2 mm Stahldraht in der Spur 1.....	31
Abbildung 31: 0,3 mm Stahldraht in der Spur 1.....	31
Abbildung 32: 0,4 mm Stahldraht in der Spur 2.....	32

Abbildung 33: 0,5 mm Stahldraht in der Spur 2.....	32
Abbildung 34: Führungsbahnen waagrecht.....	33
Abbildung 35: Führungsbahnen senkrecht.....	33
Abbildung 36: Skizze zur Berechnung des Innenwinkels.....	34
Abbildung 37: Darstellung der Kräfte an der Profilrolle.....	35
Abbildung 38: Bezeichnung der Messwerte an der Profilrolle.....	37
Abbildung 39: Hertzsche Pressung Kugel/ Ebene.....	39
Abbildung 40: Abstand der Spuren.....	40
Abbildung 41: Versuchsstand zur Drahtlängenmessung.....	41
Abbildung 42: Flächenpressung bei einen Innenwinkel von 35°	45
Abbildung 43: Übersicht der beiden Varianten zur Motoraufhängung.....	50
Abbildung 44: Lösungsidee der Motoraufhängung.....	52
Abbildung 45: Toleranzen an der Motoraufhängung.....	52
Abbildung 46: Funktionsschema des Andrucksystems.....	53
Abbildung 47: Skizze des Andrucksystems.....	53
Abbildung 48: Skizze zur Federberechnung.....	54
Abbildung 49: Skizze der Gabel.....	56
Abbildung 50: Skizze des Schließbleches.....	56
Abbildung 51: Gesamtes Andrucksystem.....	58
Abbildung 52: Skizze der Aufhängung.....	59

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vergleich der Standardabweichungen.....	12
Tabelle 2: Toleranzen für Nabe und Welle; Quelle /5/ TB 12-3b.....	28
Tabelle 3: Umrechnung der Toleranzangabe.....	29
Tabelle 4: Berechnung von F_n , Frolle und F_q	35
Tabelle 5: Überlegungen zum Innenwinkel der Spuren.....	36
Tabelle 6: Gegenüberstellung der Messmittel.....	41
Tabelle 7: Umrechnung der Umdrehung der Profilrolle in die Schrittzahl des Motors.....	42
Tabelle 8: Untersuchung der Spurbreiten.....	44
Tabelle 9: Fehlerbetrachtung bei der Drahtlängenmessung.....	44
Tabelle 10: Ermittelte Massen für auftretende Widerstände.....	47
Tabelle 11: Ermittelte Massen für mögliche Praxissituationen.....	47
Tabelle 12: Praxisrelevante Drahtvorschübe.....	48
Tabelle 13: Ergebnisse der Versuche mit den neuen Profilrollen.....	49
Tabelle 14: Verwendete Passungen an der Motoraufhängung.....	52
Tabelle 15: Verwendete Passungen an dem Andrucksystem.....	56
Tabelle 16: Gewindeauswahl der Rändelschraube.....	58

1 Einleitung

Diese Arbeit wurde im Unternehmen Laservorm GmbH geschrieben. Der Dünndrahtförderer ist eine Maschine, die zum Laserauftragsschweißen gebaut wurde (Abb. 1). Der verwendete Zusatzwerkstoff wird in Form eines Drahtes dem Schweißbad zugeführt. Die Besonderheiten sind, dass zum einen der geförderte Draht einen Durchmesser von 0,2...0,5 mm hat und zum anderen der Ausleger in drei Achsen bewegt werden kann.



Abbildung 1: Dünndrahtförderer auf Holztisch

Die Aufgaben aus der Phase 1 lauten:

- Erfassen der Betriebseigenschaften des Förderers (z.B. Schub-/ Zugkräfte, Schlupf, Positionierpräzision, Positioniergeschwindigkeit)
- Sichtung und Ordnung der aus der Prototypenphase vorliegenden Dokumentationen (2D-Zeichnungen, nachkonstruierte in STEP vorliegende Einzelteile, in VARICAD und STEP vorliegendes Modell des Prototyps, Stückliste im Warenwirtschaftssystem)
- Auflistung der bisher als „Bastellösung“ realisierten Elemente und Erarbeitung von Vorschlägen für eine serientaugliche Realisierung (geplante Fertigungstückzahl 5/a)
- Sammlung von Verbesserungsvorschlägen aus der Testphase und Erstellung von Lösungsvorschlägen

In der Phase 1 werden Messreihen aufgenommen um die Betriebseigenschaften des Förderers näher zu untersuchen. Die bei der Fertigung aufgetretenen Änderungen und Verbesserungsideen wurden in den Computer eingearbeitet. Ziel der Datenaufnahme war es, eine Anforderungsliste der Änderungen für die Phase 2 zu erstellen.

Die Phase 2 wird in folgende Aufgabenbereiche untergliedert:

1. Erfassen eines 3D-Modells der vorhandenen Situation

Das heißt, dass ein vollständiges Modell vom DDF2 im SolidWorks erstellt werden soll. Weiterhin soll das Modell die wahrheitsgemäße Dimension haben und die Einzelteile müssen veränderbar sein.

2. Konstruktive Überarbeitung

Verbesserung der zu überarbeitenden Bauteile nach den Anforderungen die in der Phase 1 festgelegt wurden.

3. Erstellung aller zur Fertigung nötigen Unterlagen

Es sind Zeichnungen und Stücklisten anzufertigen die mit SolidWorks erstellt werden können.

Die erste Aufgabe war es, die in der Fertigung aufgetretenen Änderungen in das CAD-Modell einzuarbeiten. Die Bearbeitung erfolgte mit der Software SolidWorks. Das vorhandene CAD-Modell des DDF, welches aus importierten Teilen besteht, wurde zur Bearbeitung genutzt. Danach wurden die Gehäuseteile mit den bestehenden Modell neu verknüpft. Die in der Fertigung aufgetretenen Änderungen wurden eingearbeitet und einige Teile, wie Drahteinlass und Motorabdeckung, konstruierte man neu. Außerdem wurden diesem Modell zwei Konfigurationen hinzugefügt, welche sich durch die Ausleger, einem geraden und einem gebogenen Arm, unterscheiden. Das bearbeitete Modell dient der Dimensionsüberprüfung und der weiteren Verwendung um den DDF an andere Maschinen, wie z.B. Roboter, Vormer2, einzufügen. Das vorhandene CAD-Modell kann nicht verändert werden, d.h. das der DDF, in der Software SolidWorks, neu aufgebaut werden musste.

Um einen Neuaufbau in der Software zu beginnen, wurde zuerst eine Sichtung der vorhandenen Daten vorgenommen. Für die Benennung der Einzelteile und der Kaufteile gibt es bei Laservorm eine Arbeitsanweisung 32, siehe dazu Anlage 1.

Einleitung

Um die Einzelteile nachzukonstruieren wurden die bestehenden Einzelteile aus dem VariCAD in das SolidWorks importiert. Bis zum Beginn der Phase 2 entstanden folgende Teile:

- Platten: (Träger-, Kipp-, Schwenk- und Schiebe-) (Anlage A, Pos-Nr. 10, 16, 17, 18)
- Kaufteile: Kugeln, Motoren, Schnappschalter (Anlage A, Pos-Nr. 19, 20, 21)

Außerdem sind diese Teile in einer Baugruppe miteinander verknüpft. Zudem überarbeitete man zeitgleich, soweit wie möglich, die Stückliste vom DDF2.

2 Aufgabenstellung

Die Gebrauchsmusternummer des Dünndrahtförderers ist im Literaturverzeichnis unter /15/ ausgewiesen. Im Nachfolgenden ist eine Liste mit den notwendigen Änderungen am Dünndrahtförderer zusammengestellt. Die Auflistung erfolgt nach der Bearbeitungsreihenfolge, welche sich durch bauliche Abhängigkeiten der einzelnen Module untereinander ergibt.

I. Ersetzen von Fertigungsteilen durch Normteile

Es sind vorzugsweise Normteile zu verwenden um bspw. Fertigungskosten zu reduzieren. Diese sollten möglichst von Herstellern bezogen werden die bei Laservorm gelistet sind. Die unter diesem Punkt zu bearbeitenden Teilgebiete sind das Gelenk und die Federaufhängung (Anlage A, Pos-Nr. 1+2).

II. Drahtmotor mit Profilrolle

Motoraufhängung:

Die Motorklemme (Anlage A, Pos-Nr. 3) wird elastisch verformt. Um dies zu verringern muss die Motoraufhängung (Anlage A, Pos-Nr. 4) steifer gestaltet werden.

Profilrolle:

Die Profilrolle (Anlage A, Pos-Nr. 6) soll Drähte von 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 mm Drahtdurchmesser fördern können. Derzeit beträgt die benötigte Zeit für einen Spurwechsel 2,55 Minuten. Angenommen wird das die Spur 0...2mal/ Tag gewechselt werden muss. Wenn möglich sollte die Zeit für den Spurwechsel verringert werden.

III. Andrucksystem

Das Andrucksystem (Anlage A, Pos-Nr. 7) hat die Aufgabe eine Andruckkraft auf den Draht zu erzeugen, damit der Draht gefördert werden kann. Zudem soll die Vorspannung der Feder stufenlos einstellbar sein. Weiterhin soll der Bereich der möglichen Andruckkraft erweitert werden. Die Einstellung der Feder soll unabhängig von der Endposition sein, d.h. das die Endposition und die Andruckkraft nicht in einem Bauteil kombiniert werden sollen.

Andruckrolle

Die Andruckrolle (Anlage A, Pos-Nr. 8) soll den Draht in die Profilrolle drücken. Dabei darf sie nicht stocken oder rucken.

IV. Kanülen

Die Kanülen (Anlage A, Pos-Nr. 9) haben die Aufgabe den Draht zu führen. Das bedeutet, dass sie den Draht gleichmäßig und ohne plastische Verformung transportieren müssen. Dabei sollen sie die Relativbewegung zwischen Gehäuse (Anlage B) und Schiebepatte (Anlage A, Pos-Nr. 10) ausgleichen. Die benötigte Zeit für einen Drahtwechsel beträgt 0,45 Minuten. Weiterhin wird angenommen, dass 0...2mal/ Tag ein Drahtwechsel stattfindet. Wenn möglich sollte eine Zeitersparnis durch eine konstruktive Umgestaltung der Einfädelstellen (Anlage A, Pos-Nr. 11) herbeigeführt werden.

V. Ausleger mit Überlastsicherung

Ausleger

Der Ausleger (Anlage A, Pos-Nr. 12) soll sich nur gering elastisch Verformen lassen, d.h. das man den Ausleger als Steckschweißkonstruktion herstellt. Weiterhin soll, wenn möglich, es nur eine Variante von dem Ausleger geben. Dieser Ausleger soll an verschiedenen Optiken verwendet werden können.

Die derzeit außerhalb verlegte Drahtführung (Anlage A, Pos-Nr. 13) verringert den Arbeitsbereich des Förderers, sodass Schweißstellen mit geringer Zugänglichkeit sich nicht erreichen lassen. Weiterhin kann man die Drahtführung leicht aus der Verankerung lösen, sodass der Draht bspw. nicht durch die Spitze geführt wird. Daher soll die Drahtführung in den Ausleger mit eingebunden werden.

Überlastsicherung

Eine Überlastsicherung soll den Ausleger vor plastischer Verformung schützen. Weiterhin soll ein elektrisches Signal das Auslösen der Überlastsicherung mitteilen.

VI. Leiterplatte

Die Leiterplatte (Anlage A, Pos-Nr. 14) ist in das CAD-Modell einzuarbeiten.

VII. Gehäuse, Klappverbindung, Frästeil für die Manschette

Das Gehäuse (Anlage B) soll den Innenraum vor Staub schützen. Weiterhin darf es die Bewegung der inneren Teile nicht behindern. Aber es muss auch genügend Platz bieten um Einstellungen im Innenraum zu ermöglichen, wie z.B. den Spurwechsel oder das Einstellen der Andruckkraft.

Das Scharnier (Anlage B, Pos.-Nr. 10) muss den Deckel (Anlage B, Pos.-Nr. 1) öffnen und schließen lassen, dabei darf der Deckel nicht verloren gehen.

Das Frästeil für die Manschette (Anlage B, Pos.-Nr. 5) soll den Innenraum vor Staub schützen und die Bewegung der drei Achsen ausgleichen können.

VIII. Montage des DDF

Bei der Montage des DDF dürfen keine losen Teile durch den Innenraum des Förderers geführt werden, da diese möglicherweise im Innenraum verloren gehen und dadurch einen Schaden im Innenraum verursachen können. Die Zeit für eine Montage/ Demontage beträgt 1,41 Minuten/ 0,80 Minuten. Angenommen wird das der DDF 1...5mal/ Tag Mon- bzw. Demontiert wird. Besonders hier sollte eine andere konstruktive Lösung gefunden werden um die Zeit für die Mon- bzw. Demontage zu verringern.

IX. Adapterplatte

Der Draht vom DDF wird unterhalb des Brennpunktes verschweißt (Abb. 2). Bei manchen Optiken konnte man feststellen, dass die Einstellung der Z-Achse am Förderer nicht ausreicht um defokussiert arbeiten zu können. Daher sollte die Adapterplatte so gestaltet werden, dass der DDF in verschiedenen Positionen befestigt werden kann.

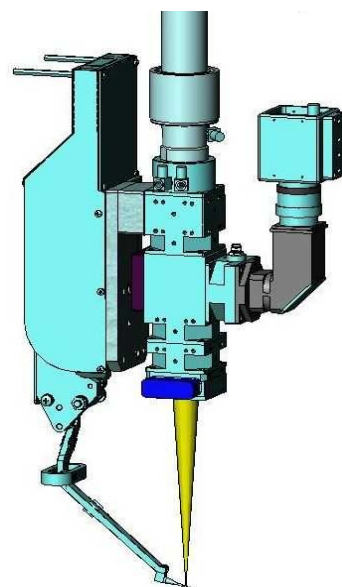


Abbildung 2: Dünndrahtförderer an Optik

3 Grundlagen

3.1 Selbsthemmung

„Selbsthemmung beschreibt in der Mechanik den durch Reibung verursachten Widerstand gegen ein Verrutschen oder ein Verdrehen zweier aneinander liegender Körper. Sobald die Haftreibung überschritten ist, sind die Körper nicht mehr selbsthemmend“ /10/. D.h., dass Selbsthemmung dann eintritt, wenn z.B. ein Draht in eine spitze Nut gedrückt wird und sich somit verklemmt.

Als nächstes soll die Frage geklärt werden ab wann, bei Keilen, überhaupt Selbsthemmung auftritt.

„Keile und Kegel müssen einen kleineren Winkel als der Arcustangens der Haftreibungszahl zwischen Keil und zu verkeilenden Werkstück aufweisen, um die nötige Spannkraft und damit Selbsthemmung zu erreichen“/10/.

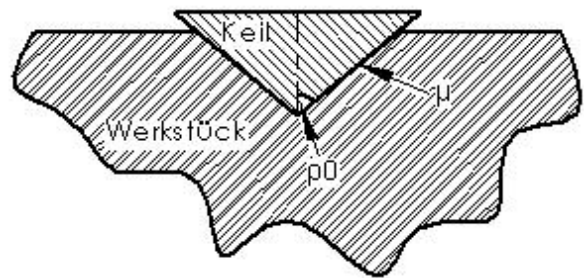


Abbildung 3: Selbsthemmung am Keil

Daraus ergibt sich folgende Formel:

$$\rho_0 < \arctan \mu$$

Gl. 3.1 mit Abb. 3

3.2 Hertzische Pressung

Zur Berechnung der Hertzischen Pressung zwischen einer Kugel und Ebene gibt es folgende Formeln:

Halbachse der Kontaktfläche

$$a_h = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot (1 - \nu^2) \cdot d}{4 \cdot E}}$$

Gl. 3.2 aus /9/ S.133 siehe Abb. 4

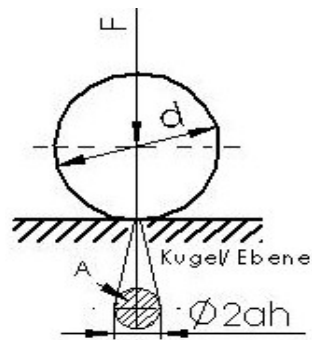


Abbildung 4: Hertzsche
Pressung Kugel/ Ebene

Elastizitätsmodul von Körper 1 und Körper 2

$$E = \frac{2 \cdot (E_1 \cdot E_2)}{(E_1 + E_2)}$$

Gl. 3.3 aus /7/

2. Flächenpressung/ Übersicht

Hertzsche Pressung von Kugel/ Ebene

$$p_{max} = \frac{1,5 \cdot F}{(\pi \cdot a_h^2)}$$

Gl. 3.4 aus /9/ S.133

Berührungsfläche von Kugel/ Ebene

$$A = a_h^2 \cdot \pi$$

Gl. 3.5 aus /7/ 2. Flächenpressung/
Übersicht; siehe Abb. 4

3.3 Schrittmotor

3.3.1 Aufbau

Schrittmotoren benötigen immer ein Ansteuergerät (Abb. 5).

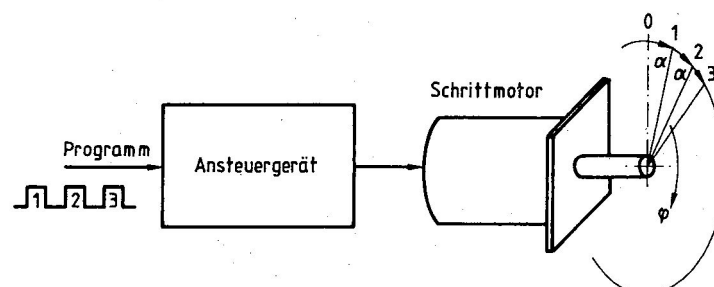


Abbildung 5: Schrittmotorantrieb Quelle: /12/ S. 294

Die Aufgabe des Ansteuergerätes ist es Mithilfe eines Steuerprogrammes die Stromimpulse auf die Ständerwicklungen zu verteilen. Dabei besteht ein proportionaler

Zusammenhang zwischen der Anzahl der Steuerimpulse und dem Drehwinkel des Läufers. Dadurch ist der Schrittmotor ein typischer Positionierantrieb. Anwendung finden Schrittmotoren z.B. in Fernschreibern, Druckern und Zählleinrichtungen.

3.3.2 Wirkungsweise

Die Wicklungen des Schrittmotors werden zyklisch durch Stromimpulse erregt. Dabei bilden sich Magnetfelder aus, wonach sich der Läufer ausrichtet. Diese Stromimpulse werden so geschaltet, dass der Läufer eine Drehbewegung erfährt. Die nachfolgende Abbildung 6 soll dies erläutern.

Steuerung der Schrittfolge

Schritt	Schalterstellung		Drehrichtung
	S1	S2	
0	1	1	Rechtslauf
1	1	2	↓
2	2	2	
3	2	1	
4	1	1	
5	1	1	Linkslauf
6	2	1	↓
7	2	2	
8	1	2	
9	1	1	

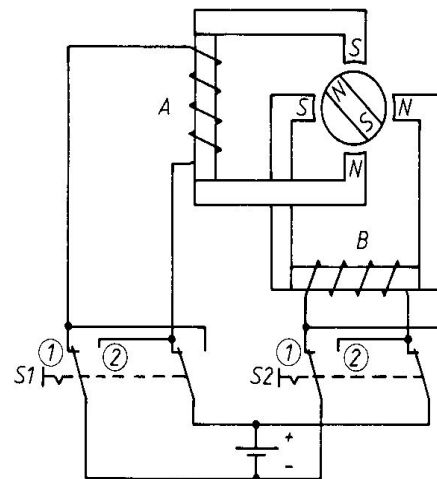


Abbildung 6: Aufbau eines Schrittmotors; Quelle: /11/ S. 168

„Die zulässige maximale Taktfrequenz f_s , mit der die Positionierungsgeschwindigkeit bestimmt wird, ist dadurch begrenzt, dass in den immer kürzer werdenden Stromflusszeiten nicht mehr der Stromsollwert erreicht wird. ... Damit sinkt das Drehmoment und es ist nicht mehr sichergestellt, dass der Läufer ohne Winkelfehler anläuft, d.h. mit dem ersten Steuerimpuls auch den ersten Schritt durchführt. In den Datenblättern eines Schrittmotors wird daher eine Start/Stop-Kennlinie angegeben, der man in Abhängigkeit vom erforderlichen Drehmoment die höchstens zulässige Anlauf-taktfrequenz entnehmen kann. ... Die obere Kurve ist die Betriebsmoment-Kennlinie, welche die höchste Taktfrequenz bei schon laufenden Motor angibt.“ /12/ S. 295 (Abb. 7)

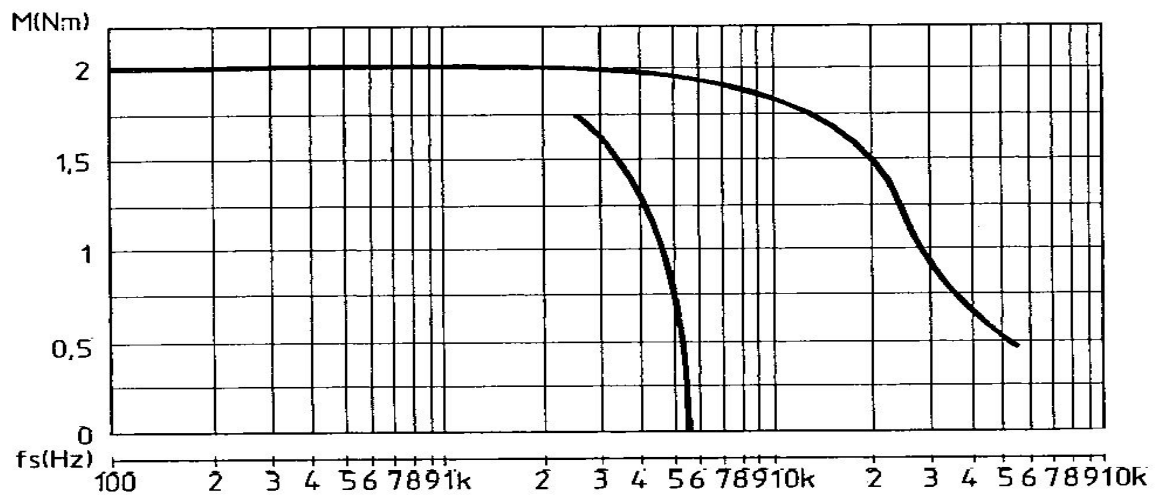


Abbildung 7: Start/ Stopp-Kennlinie und Betriebsmoment-Kennlinie (oben) eines Schrittmotors Quelle: /12/ S.295

3.3.3 Betriebsarten

Vollschrittbetrieb

„Jeder Impuls schaltet eine Wicklung ab und gleichzeitig eine Wicklung dazu.“ / 11/ S.167. D.h. der Läufer richtet sich immer nach dem Magnetfeld einer Wicklung aus.

Halbschrittbetrieb

„Hier werden abwechselnd erst eine Wicklung und danach zwei Wicklungen angesteuert.“ / 11/ S.167. D.h., dass der Läufer sich erst nach dem Magnetfeld einer Wicklung (wie bei Vollschrittbetrieb) und danach nach dem Magnetfeldern von zwei Wicklungen ausrichtet. Anschließend beginnt der ganze Prozess von vorn.

3.3.4 Berechnungen

Es werden nicht alle Formeln aufgeführt, sondern nur die, die zur Berechnung, in dieser Arbeit, verwendet werden.

Vollschrittbetrieb

Für die Umrechnung von der Frequenz in die Drehzahl gibt es folgende Formel:

$$n = \frac{(f_z \cdot 60)}{z}$$

Gl. 3.6 /11/ S.167

Dabei wird die Frequenz in [Hz] angegeben, damit die Drehzahl in [1/min] aus der Formel entnommen werden kann. Für die Drehzahl in [1/s] gilt nachfolgende Gleichung:

$$n = \frac{f_z}{z} \quad \text{Gl. 3.7}$$

Weiterhin ist z die Schrittzahl pro Umdrehung.

$$z = \frac{s_m}{u_m} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Halbschrittbetrieb

Im Halbschrittbetrieb wird die Schrittzahl z verdoppelt.

$$z_h = 2 \cdot z \quad \text{Gl. 3.9}$$

3.4 Ausreißertest

„Ausreißer sind – grob gesprochen – Beobachtungen, die sehr weit von der überwiegenden Zahl der Beobachtungen entfernt liegen und mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht aus der selben Verteilung ... stammen ...“ /12/ S.545

D.h., dass es z.B. Werte in einer Messreihe gibt die „stark“ vom Mittelwert der Messreihe abweichen.

Aufgabe des Ausreißertestes ist es die Ausreißer herauszufinden und ggf. diesen Ausreißer aus der Messreihe auszuschließen. Dies kann solange wiederholt werden bis kein Ausreißer mehr in der Messreihe auftaucht. Wobei die Ausreißer am oberen, unteren oder beiden Enden betrachtet werden können.

Es gibt verschiedene Ausreißertests, dabei muss beachtet werden, dass bei den meisten Tests die infragekommenden Ausreißer alle einzeln betrachtet werden müssen. Weiterhin gibt es kritische Werte mit den die errechneten Werte verglichen werden müssen und danach entschieden werden muss ob ein Ausreißer vorliegt.

Weiterhin muss bei den meisten Ausreißertests erst festgestellt werden, ob eine Normalverteilung vorliegt, d.h. die Werte müssen in einem Wahrscheinlichkeitsnetz dargestellt werden. Hierbei müssen die Beobachtungswerte eine gerade bilden. Dazu müssen die erhobenen Beobachtungswerte der Größe nach geordnet und anschließend auf der Abszisse angetragen werden. Weiterhin muss die Summenhäufigkeit auf der Ordinate angetragen werden. Dabei ergibt sich die Summenhäufigkeit aus

der Addition der Häufigkeiten. Bei den Versuchen sollen nur die Beobachtungswerte als Ausreißer erkannt werden, die durch zufällige Fehler aufgetreten sind. Dafür ist es ausreichend, dass die Beobachtungswerte als nicht Normalverteilt angenommen werden. Dabei ist es natürlich unmöglich alle zu erkennen, sondern nur die, die stark vom Mittelwert abweichen.

Bei der Recherche nach einem geeigneten Ausreißertest kam man auf das Theorem von Tschebyscheff. Es kann auch dann angewendet werden, wenn keine Normalverteilung vorliegt. Der Unterschied ob man eine Normalverteilung annimmt oder nicht liegt bei der Größe des betrachteten Datenbereiches (TB. 1).

Tabelle 1: Vergleich der Standardabweichungen

Normalverteilung	Standardabweichung σ	Datenbereich	Bemerkung
ja	zweifachen	95,45%	/13/ S. 98
	dreifachen	99,73%	
nein	zweifachen	75%	/14/ siehe Abb. 8
	dreifachen	88%	

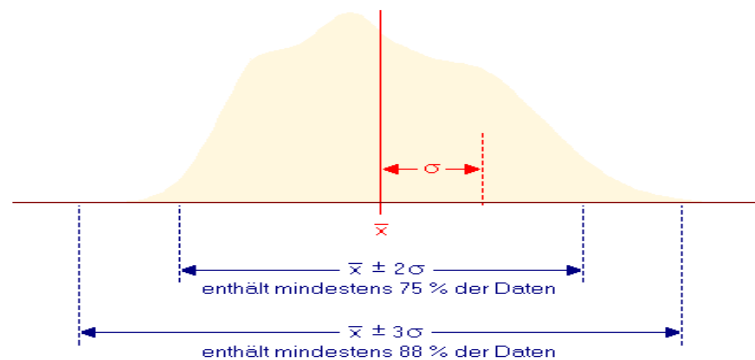


Abbildung 8: Theorem von Tschebyscheff; Quelle: /14/

Daraus folgt, dass bei einer Normalverteilung mehr Werte mit in den Datenbereich einbezogen werden als wenn die Werte als nicht Normalverteilt angenommen werden. Somit ist es möglich, dass es bei nicht normalverteilten Messwerten es mehr Ausreißer gibt.

Dabei ist die Standardabweichung nichts anderes als die mittlere quadratische Abweichung.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

Gl. 3.10 /13/ S. 89

4 Analyse des Dünndrahtförderers

4.1 Stand der Technik

Der Ausgangszustand ist in der Anlage A und Anlage B abgebildet. Weiterhin wurden die aufgetretenen Änderungen aus der Fertigung, wie Drahteinlass und Motorabdeckung in einer ersten Phase in das CAD-Modell eingearbeitet. Außerdem wurden folgende Teile nachkonstruiert:

- Platten: (Träger-, Kipp-, Schwenk- und Schiebe-) (Anlage A, Pos-Nr. 10, 16, 17, 18)
- Kaufteile: Kugeln, Motoren, Schnappschalter (Anlage A, Pos-Nr. 19, 20, 21)

Außerdem sind diese Teile in einer Baugruppe miteinander verknüpft wurden. Somit kann man sagen, dass zu Beginn der zweiten Phase mit den 2. Aufgabenbereich begonnen werden konnte.

4.2 Beschreibung des Systems

Im nachfolgenden werden, wenn notwendig einzelne Aufgaben näher beschrieben.

I. Ersetzen von Fertigungsteilen durch Normteile

Das Gelenk (Anlage A, Pos-Nr. 1) hat die Aufgabe das Moment vom Motor (Anlage A, Pos-Nr. 20) zu übertragen. Dabei sollte eine starre Verbindung zwischen dem Gelenk und der Motorwelle hergestellt werden. Weiterhin muss es möglich sein, dass ein Achsbolzen das Moment vom Gelenkkopf auf die Schiebe- bzw. Schwenkplatte (Anlage A, Pos-Nr. 10+18) überträgt. Außerdem darf der Achsbolzen sich nicht axial verschieben lassen.

Die Feder der Kippplatte (Anlage A, Pos-Nr. 15; nur Aufhängung der Feder abgebildet) hat die Aufgabe die Kippplatte an die Trägerplatte zu ziehen (Anlage A, Pos-Nr. 16+17). Das ist notwendig, weil die Motorwelle des Aktuators (Anlage A, Pos-Nr. 20), der die Kippplatte ankippt, auf einer Kugel gelagert ist (Anlage C, Ausbruch der Seitenansicht von links). Die Federaufhängung der Schwenkplatte (Anlage A, Pos-Nr. 22; ohne Feder) muss das vorhandene Spiel, welches bei der Verbindung des Gelenkkopfes mit dem Achsbolzen entsteht ausgleichen (Anlage A, Seitenansicht von links).

II. Motoraufhängung mit Profilrolle

Motoraufhängung:

Die Motoraufhängung (Anlage A, Pos-Nr. 4) wird um $\pm 0,01$ mm durch die max. Andruckkraft elastisch verformt. Der Zusammenhang zwischen der Andruckkraft (F_{an}) und der Motoraufhängung ist in der Abb. 9 dargestellt. Da die Andruckkraft bei der Überarbeitung erhöht werden soll muss die Motoraufhängung steifer gestaltet werden. Die Motorklemmschraube (Anlage A, Pos-Nr. 5) sollte ohne Verwendung von Spezialwerkzeug gelöst bzw. befestigt werden können.

Profilrolle:

Der zu fördernde Draht wird durch eine Nut in der Profilrolle geführt (Abb. 10). Weiterhin wirkt eine Andruckkraft (F_{an}) von oben auf den Draht, sodass der Draht in die Nut gedrückt wird. Außerdem ist es notwendig einen konstanten Drahtvorschub zu erreichen. Dazu muss der Innenwinkel der Nut verringert werden.

III. Andrucksystem

Die Funktionsweise des Andrucksystems ist in der Abbildung 11 dargestellt.

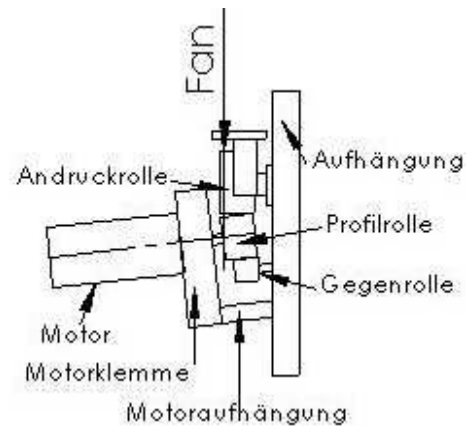


Abbildung 9: Auswirkungen der Andruckkraft auf die Motoraufhängung

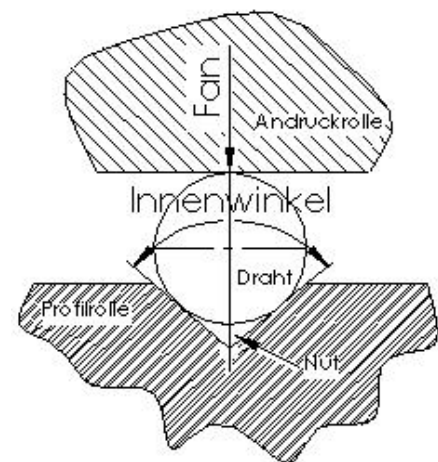


Abbildung 10: Aufbau der Drahtförderung

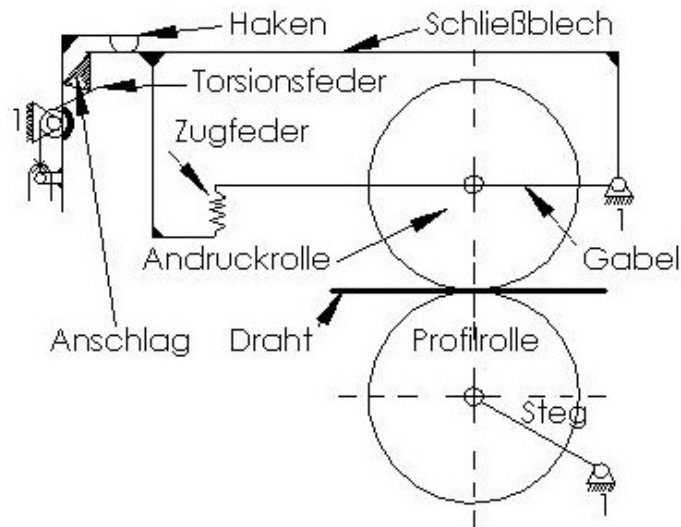


Abbildung 11: Funktionsweise des Andrucksystems

Die Gabel (Abb. 11) und das Schließblech (Abb. 11) sind drehbar gelagert. Das Schließblech besitzt einen Anschlag (Abb. 11) bei dem es mithilfe eines Hakens (Abb. 11) eingehangen werden kann. Dabei wird die Zugfeder (Abb. 11) gespannt. Diese Federspannkraft wird auf die Andruckrolle (Abb. 11) übertragen.

IV. Kanülen

Die Relativbewegung zwischen Gehäuse (Abb. 12) und Schiebepattform (Abb. 12) müssen die Kanülen ausgleichen können. Diese Relativbewegung entsteht durch die Bewegung in der Z-Achse.

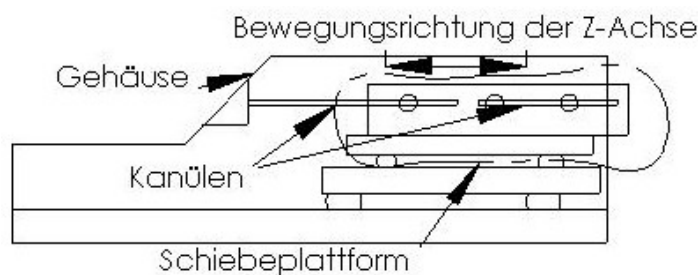


Abbildung 12: Relativbewegung der Z-Achse

VI. Leiterplatte

Die Leiterplatte hat u.a. folgende Aufgaben:

- Aktuatoren steuern
- Schrittmotor steuern
- Verarbeitung des Eingangssignales zur Auslösung der Überlastsicherung

5 Ersetzen von Fertigungsteilen durch Normteile

5.1 Ersetzen der Gelenkverbindung

In dem DDF sind zwei baugleiche Gelenkköpfe (Anlage A, Pos-Nr. 1) verbaut. In diesem Kapitel wird der Gelenkkopf an der Schwenkplatte (Anlage A, Pos-Nr. 18) mit dem Motor auf der Kippplatte (Anlage A, Pos-Nr. 20) betrachtet. Dieser Zusammenhang ist in der Anlage A, Seitenansicht von links abgebildet. Die Übertragung des Momentes vom Motor zur Schwenkplatte wurde folgendermaßen gelöst. Auf die Motorwelle wurde eine Platte aus Messing aufgeschraubt (Abb. 13). Zur Verbindung der Motorwelle mit der Messingplatte wurde eine M2 Gewindebohrung in die Platte geschnitten. Senkrecht zu dieser Gewindebohrung wurde dann eine zweite Gewindebohrung M4 eingebracht (Abb. 13). Zur Übertragung des Momentes zwischen den beiden Platten wird ein Gewindestift benutzt. Da diese Anordnung nicht serientauglich ist, muss die Konstruktion überarbeitet werden.



Abbildung 13: Alte Gelenkverbindung

Die Anforderungen an das Gelenk wurden im Kapitel 2 und 4.2 aufgelistet. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, entschied man sich für den Einbau eines Gelenkkopfes. Besondere Herausforderung war es in der Größe einen Gelenkkopf zu finden. Dieser musste eine M2 Gewindebohrung und eine Kugelbohrung von mindestens 2 mm haben.



Abbildung 14: Neuer Gelenkkopf

Man recherchierte im IGUS-Katalog (/4/ S. 51.7) nach einem Gelenkkopf. Danach wurde der Gelenkkopf im CAD-System nachmodelliert und eingefügt (Abb. 14).

5.2 Ersetzen der Federaufhängung

Die Anforderungen an die Federaufhängung wurden im Kapitel 2 und 4.2 beschrieben.

5.2.1 Kippplatte

Die Zugfeder der Kippplatte hat die Aufgabe die Kippplatte an die Trägerplatte zu ziehen (Abb. 15). Dazu ist die Feder an einem Drahtbügel (Abb. 15) aufgehängt. Damit die Kippplatte angehoben werden kann drückt die Aktuatorwelle (Abb. 15) die Kippplatte nach oben.

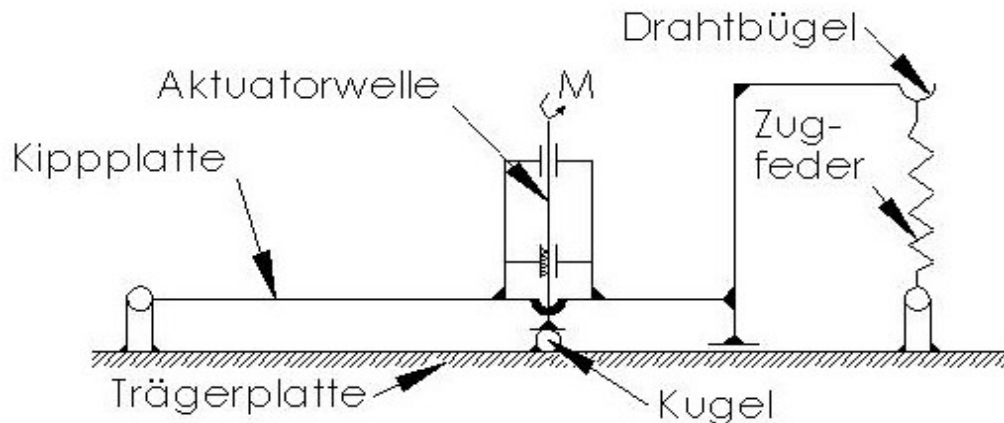


Abbildung 15: Funktionsschema mit Zugfeder (alt)

Es ist zu erkennen, dass die Aufhängung der Zugfeder platzintensiv ist und aus mehreren Einzelteilen besteht. Aus diesem Grund wurde nach einer anderen Möglichkeit der Anordnung gesucht. Resultat ist, dass die Feder neben dem Aktuator angebracht wird (Abb. 16).

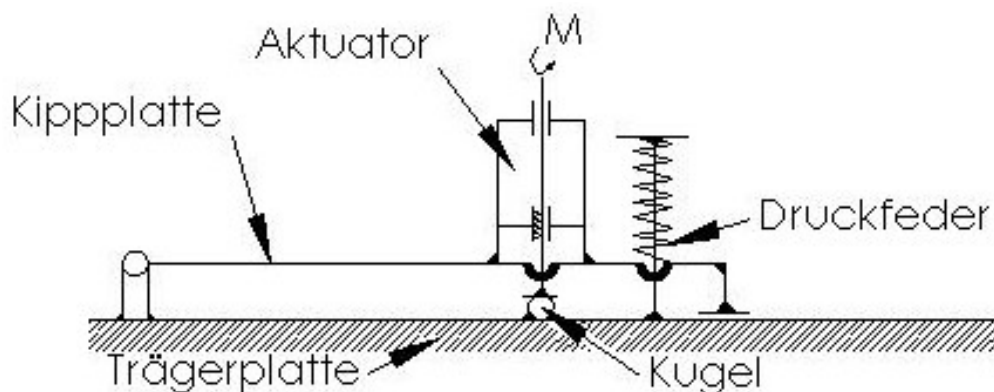


Abbildung 16: Funktionsschema mit Druckfeder (neu)

Das hat zur Folge, dass eine neue Druckfeder benötigt wird und somit eine Neuberechnung notwendig ist.

Ersetzen von Fertigungsteilen durch Normteile

geg: aus CAD-Modell ermittelt (Abb. 17): | aus Datenblatt RZ-047I (Anlage 3):

$$L_{\text{alt}} = 123 \text{ mm}$$

$$L_{\text{neu}} = 84 \text{ mm}$$

$$L_1 = 22,83 \text{ mm}$$

$$L_2 = 32,83 \text{ mm}$$

$$S_h = 10 \text{ mm}$$

$$F_{0,\text{alt}} = 0,88 \text{ N}$$

$$R = 0,681 \text{ N/mm}$$

$$L_0 = 17,3 \text{ mm}$$

ges: Es wird nach einer Druckfeder für die Kippplatte gesucht?

Lösung:

a) Ausgangslänge auf Kräfte umrechnen

	L_1	L_2
	22,83mm	32,83mm
$S_{1/2} = L_{1/2} - L_0$ Gl. 5.1	5,53mm	15,53mm
$F_{s1/s2} = S_{1/2} \cdot R$ Gl. 5.2	3,77N	10,6N
$F_{1/2,\text{alt}} = F_{s1/s2} + F_{0,\text{alt}}$ Gl. 5.3	4,65N	11,48N

b) Umrechnung auf neue Federkräfte

Die beiden Kräfte entsprechen der vorgespannten Kraft ($F_{1,\text{alt}}$) und gespannten Kraft ($F_{2,\text{alt}}$) der alten Feder.

Diese müssen nun noch auf die neue Feder umgerechnet werden.

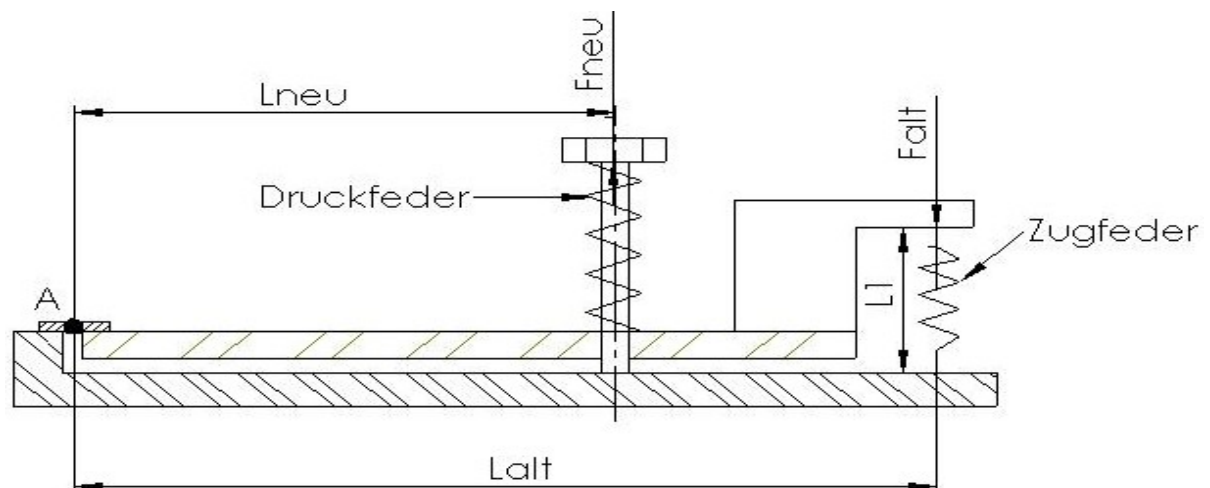


Abbildung 17: Umrechnung der Federkräfte

Ersetzen von Fertigungsteilen durch Normteile

$$\uparrow A: F_{alt} \cdot L_{alt} - F_{neu} \cdot L_{neu} = 0$$

Gl. 5.4 mit Abb. 17

$$\text{allg.: } F_{neu} = \frac{F_{alt} \cdot L_{alt}}{L_{neu}}$$

Gl. 5.5

Berechnung für F_1	Berechnung für F_2
$F_{1,neu} = \frac{(F_{1,alt} \cdot L_{alt})}{L_{neu}}$ Gl. 5.6	$F_{2,neu} = \frac{(F_{2,alt} \cdot L_{alt})}{L_{neu}}$ Gl. 5.7
$F_{1,neu} = \frac{(4,65 \text{ N} \cdot 123 \text{ mm})}{84 \text{ mm}}$	$F_{2,neu} = \frac{(11,48 \text{ N} \cdot 123 \text{ mm})}{84 \text{ mm}}$
<u>$F_{1,neu} = 6,81 \text{ N}$</u>	<u>$F_{2,neu} = 16,81 \text{ N}$</u>

c) Suche nach Druckfeder

Danach recherchierte man nach einer Druckfeder bei Gutekunst Federn.

Dazu wurden folgende Größen angegeben:

$F_{2,neu} = 16,81 \text{ N}$; $S_h = 10 \text{ mm}$; $D = 4 \text{ mm}$, weil eine Schraube (M3) die Druckfeder halten soll. Die Druckfeder VD-117D (Datenblatt Anlage 4) wurde im Katalog gefunden. Die Höchstkraft der Druckfeder beträgt $26,5 \text{ N}$, d.h. der Aktuator muss mindestens diese Kraft aufbringen können. Der Aktuator (Code N) kann eine Schubkraft von 65 N (Anlage 5) aufbringen, damit kann die Feder eingesetzt werden. Die CAD-Daten werden vom Hersteller mit zur Verfügung gestellt. So konnte man die Feder in das CAD-Modell einpassen. Weiterhin fand man heraus, dass es keine Schrauben (M3x40) gibt. Deshalb musste ein Stehbolzen konstruiert werden.

Für die Aussparung in der Kippplatte wurde im Zeichenprogramm eine Zeichnung erstellt, um somit die notwendige Größe der Nut herauszufinden (Abb. 18+19)

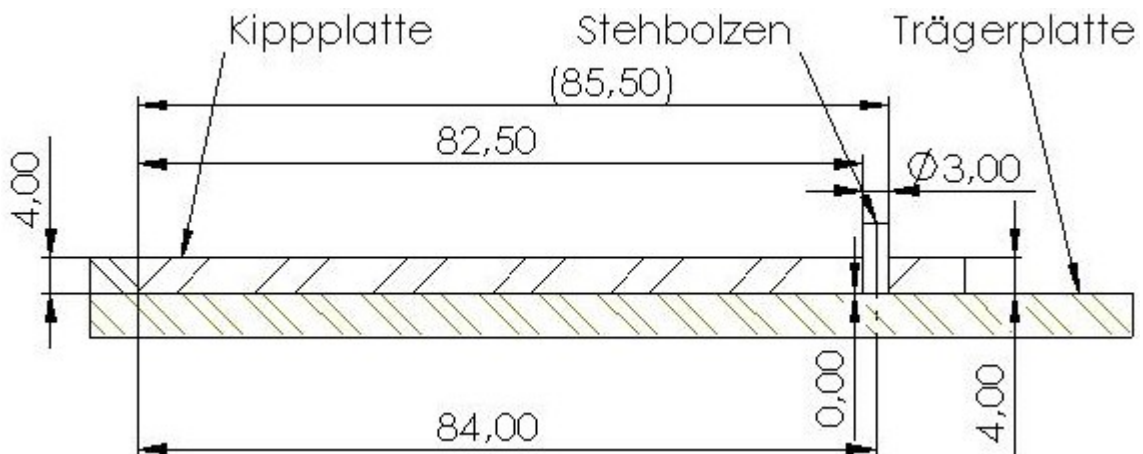


Abbildung 18: liegende Kippplatte

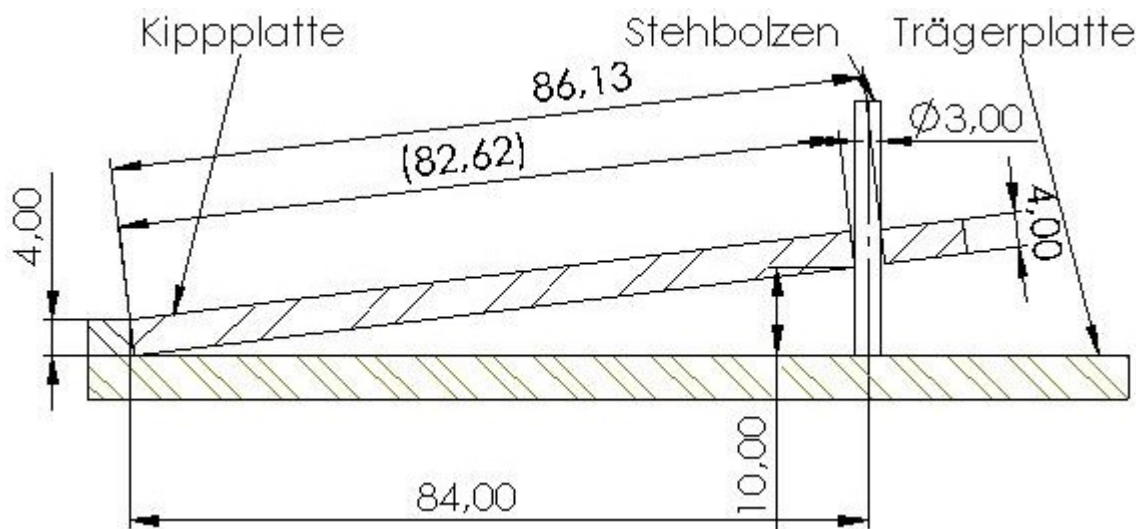


Abbildung 19: angekippte Kippplatte

Die Maße wurden auf- bzw. abgerundet. Die gewählte Nutlänge ergibt sich aus $88 \text{ mm} (86,13) - 80,5 \text{ mm} (82,5) = 7,5 \text{ mm}$ (Abb. 18+19). Die Breite der Nut entspricht dem Durchgangslochdurchmesser einer M3 Schraube, also 3,4 mm. Als letztes ersetzte man die alte Federaufhängung. Die Alte und Neue Konstruktion ist in der Abbildung 20 dargestellt.

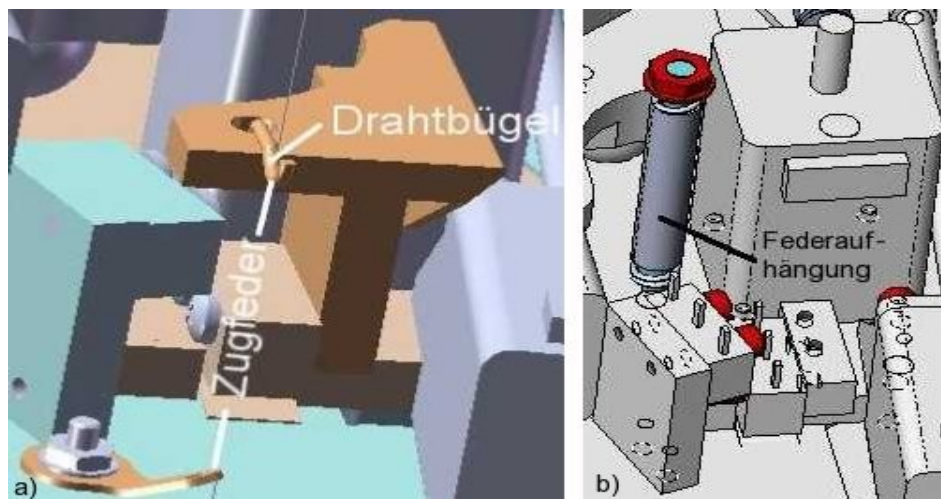


Abbildung 20: Konstruktion der Federaufhängung an der Kippplatte a) alt; b) neu

5.2.2 Schwenkplatte

Die Zugfeder zwischen der Kippplatte (Abb. 21) und der Schwenkplatte (Abb. 21) ist ausreichend dimensioniert. Somit wurde die vorgesehene Zugfeder RZ-058I verwendet. Dafür wurde die Aufhängung der Feder geändert. Dazu wurden im Misumi-Katalog (/3/ S. 1433) nach Federaufhängungen recherchiert. Damit die Feder auf einer Seite eingehangen werden kann, wählte man einen Anker mit Bohrung und Kerbe (Abb. 21, Detail a) und auf der anderen Seite einen Anker mit Bohrung (Abb. 21, Detail b) aus. Da diese Bauteile nicht als CAD-Modell beim Hersteller erhältlich sind, wurden diese Bauteile nachkonstruiert. Danach passte man diese Teile in das CAD-System ein.

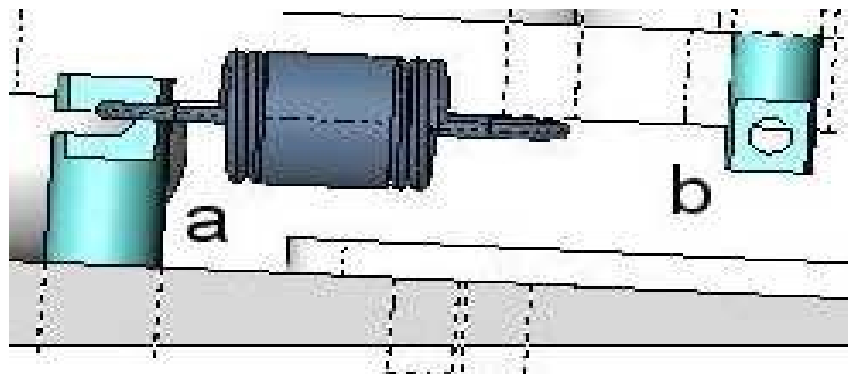


Abbildung 21: neue Federaufhängung

6 Drahtmotor mit Profilrolle

6.1 Anzahl der Spuren in der Profilrolle

Der DDF2 soll Drähte von 0,2 ... 0,5 mm Drahtdurchmesser fördern. Der Abstand des 0,2-Drahtes zur OF der Profilrolle beträgt 0,06 mm (Abb. 22). Folge könnte sein, dass die Andruckrolle auf die Profilrolle drückt und dadurch der Draht nicht sicher gefördert werden kann, besonders wenn der Draht eine Ölschicht besitzt. Ein anderer Grund ist der Abstand zwischen Andruckpunkt des 0,5-Drahtes zu der OF der Profilrolle. Der Abstand beträgt 0,03 mm (Abb. 22).

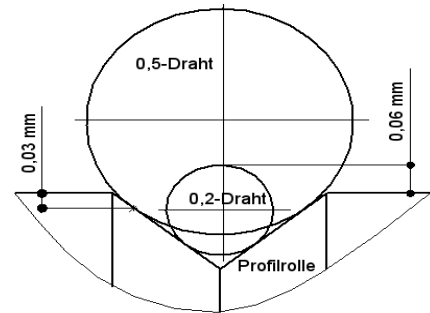


Abbildung 22: Drähte in einer Spur (Innenwinkel der Spur 100°)

Dadurch kann es leicht passieren, dass der Draht aus der Spur herausläuft, z.B. durch einen leichten Knick des Drahtes. Weiterhin ist zu beachten, dass der hier verwendete Innenwinkel 100° beträgt. Mit sinkenden Innenwinkel werden die Werte noch schlechter, d.h. der 0,2-Draht „versinkt“ in der Spur und der 0,5-Draht läuft auf den Spitzen der Spur. Daraus ist zu schlussfolgern, dass zwei Spuren in die Profilrolle eingebracht werden müssen, um Drähte von 0,2 ... 0,5 mm sicher zu fördern.

6.2 Anforderungen an die Gestaltung der Profilrolle

Es gibt beim jetzigen DDF keine Anschläge oder ähnliches um die Spur fluchtend zu den Kanülen auszurichten. Das liegt allerdings auch daran, dass angedacht war den Spurwechsel über die Verstellung der Kanülen zu realisieren. Allerdings benötigt man mehr Zeit dafür, als wenn man die Profilrolle mit Motor verschiebt.

Es entstanden folgende Forderungen:

- Spurwechsel mit einer Positionierungstoleranz von $\pm 0,1$ mm
- lösen der Motorklemmschraube (Anlage A, Pos-Nr. 5) ohne Verwendung von Spezialwerkzeug
- Draht fördern von 0,2 ... 0,5 mm Durchmesser
- konstanter Drahtschlupf

6.3 Lösungsvarianten zur Gestaltung der Profilrolle

Beim weiteren Analysieren der Aufgabe stellte sich heraus, dass um die Profilrolle nur wenig Platz vorhanden ist, d.h. die Profilrolle ist unterhalb von der Gegenrolle und oberhalb von zwei Kanülenenden eingebaut (Anlage A, Schnittansicht A-A). Außerdem muss die Profilrolle sich an die Gegenrolle drücken lassen. Es wurden insgesamt 3 Lösungsvarianten gefunden. Diese sollen nachfolgend beschrieben werden.

Variante 1

Idee war es die Profilrolle in zwei Teile zu zerlegen (Abb. 23). Die Welle wird mit der Motorwelle verschraubt. Die daraufgleitende Nabe kann in ihrer Position verschoben werden. Somit ist ein Spurwechsel möglich. Vorteil dieser Konstruktion ist, dass die Spur direkt an der Profilrolle verschoben wird.

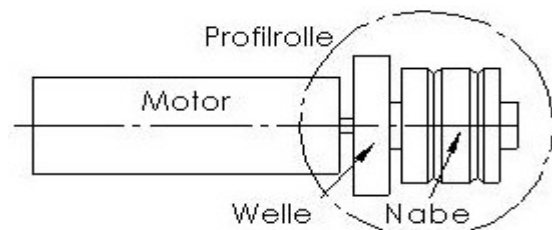


Abbildung 23: Profilrolle verschiebbar

Außerdem ist die Positionierungstoleranz leichter einzuhalten und das Lösen der Motorklemmschraube entfällt. Nachteilig ist, dass die Nabe auf der Welle in tangentialer Richtung gleitet. Zudem ist zu beachten, dass der Durchmesser der Profilrolle 19 mm beträgt.

Variante 2

Der Motor wird normalerweise an der Stirnseite angeschraubt. Dazu sind zwei Ge-
windebohrungen jeweils M2 vorgesehen. In der Variante 2 soll an diesem Flansch ein Blech geschraubt und an das Blech ein Zylinderstift angeschweißt werden (Abb. 24). Dieser Stift wird in der Motorklemme geführt und besitzt zwei Anschläge zur Positionierung (Abb. 24). Bei dieser Konstruktion besteht die Profilrolle aus einem Teil, dadurch kann das Drehmoment von der Motorwelle besser auf die Profilrolle übertragen werden. Dabei kann

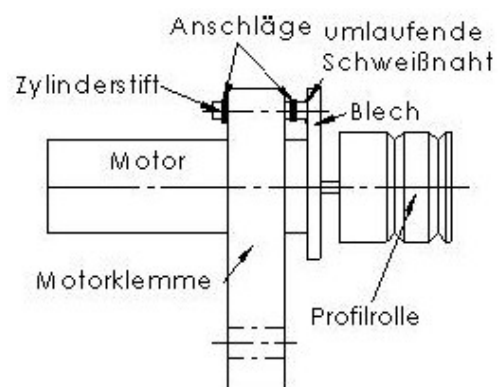


Abbildung 24: Verschiebung des Motors mit Profilrolle

nicht sichergestellt werden, dass nach dem Verstellen der Profilrolle immer einer der beiden Anschläge anliegt, d.h. die Profilrolle kann auch zwischen den Anschlägen

stehen. Zum anderen wird der Motor in der Motorklemme (Abb. 24) linear geführt. Da die Motorklemme aber den Motor durch Festziehen der Motorklemmschraube festklemmt entsteht keine definierte Passung zwischen den beiden Teilen. Für eine Linearführung ist das sehr ungünstig, da es hierdurch z.B. zu Verkippungen des Motors kommen kann.

Variante 3

Bei der dritten Variante wird die Verschiebung auf die Motoraufhängung übertragen (Abb. 25). Das bedeutet, dass die Motorklemme mit Motor und Profilrolle verschoben wird. Die Motorklemme ist mit dem Zylinderstift verschweißt (Abb. 25), sodass zwischen den beiden teilen eine starre Verbindung entsteht. Die Linearführung wird zwischen dem Zylinderstift und der Hülse realisiert (Abb. 25). Der mittlere Abstand zwischen Motor und Linearführung beträgt 16,49 mm (Abb. 25). Hier können ungewollte Momente entstehen bspw. durch das Auftreten der Andruckkraft auf die Profilrolle.

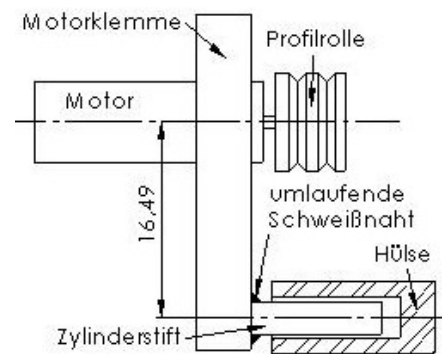


Abbildung 25: Verschiebung von Motorklemme, Motor und Profilrolle

Weiterhin müssten die Toleranzen des Führungssystems sehr klein gewählt werden um Verkippungen der Profilrolle zu vermeiden.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die Variante 1 die beste Lösung ist, da hier die Profilrolle direkt verschoben werden kann. Außerdem entfällt das Verschieben des Motors, sodass die Motorabdeckung (Anlage B, Detailansicht B) möglicherweise kleiner gestaltet werden kann. Das Gleiten in tangentialer Richtung ist abzustellen.

6.4 Verbesserung der Variante 1

Die Welle wird mit der Motorwelle durch einen Gewindestift verbunden (Abb. 26, Detail a). Das Gleiten der Nabe auf der Welle, in Umfangsrichtung, wurde mithilfe einer Keilwellenverbindung unterbunden. Die Einstellung der Spur wird durch zwei verschieden tiefe Nuten in der Nabe gelöst (Abb. 26, Detail b). Wenn die Spur gewechselt werden soll, muss die Nabe von der Welle abgezogen und um 90° gedreht werden. Damit die Nabe an die Keilwelle gedrückt wird, wurde eine Druckfeder eingebaut. Positioniert wird die Feder einerseits durch die Welle, diese verhindert eine

seitliche Verschiebung, andererseits wird die Feder von einer Unterlegscheibe und einer Sicherungsscheibe gehalten (Abb. 26, Detail c).

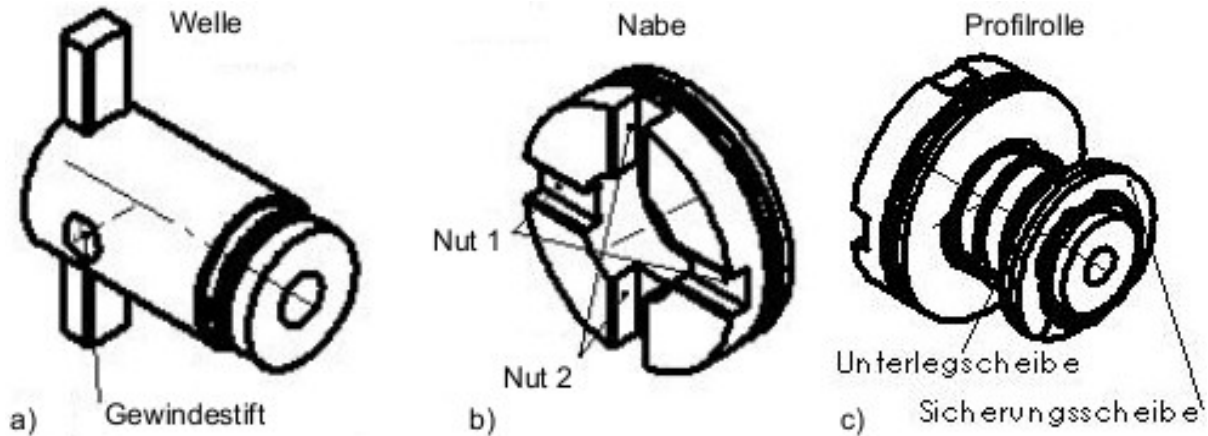


Abbildung 26: Verbesserung der Profilrolle

6.5 Berechnungen an der Profilrolle

Als erstes recherchierte man bei Gutekunst Federn nach einer passenden Druckfeder. Kriterien für die Suche waren, dass der Dorndurchmesser ca. 10 mm oder kleiner ist. Außerdem sollte die Länge der Feder möglichst klein bleiben. Das Datenblatt der Druckfeder ist in Anlage 6 hinterlegt.

Aus dem Datenblatt des Schrittmotors (Anlage 7) kann man entnehmen, dass die max. auftretende Radialkraft ≤ 30 N betragen darf, bei einem Abstand vom Befestigungsflansch von 6,5 mm.

Berechnung der Zapfen

Folgende Annahmen werden getroffen:

- max. Andruckkraft beträgt 30 N
- Draht (Stahl) wird nicht gefördert, d.h. Schlupf
- Profilrolle (Stahl, C45) ohne Nut
- trockene Umgebung
- wechselnde Belastung durch vor- und rückwärts drehen des Motors

Berechnung der zul. Flächenpressung

Wert	Bemerkung
geg.: $F_{an} = 30 \text{ N}$	Anlage 7
$D_d = d_{prw} = 8,7 \text{ mm}$	Anlage 6
$b = 3 \text{ mm}$	Annahme (Abb. 27)
$2 \cdot R_{pr} = D_{pm} = 19 \text{ mm}$	Annahme (Abb. 27)
Werkstoff: C 45	Annahme
$a = 2 \text{ mm}$	Annahme (Abb. 28)
Fase 0,2 mm	Annahme (Abb. 28)
Nuttiefe	
Nut 1: 1,5 mm (ungünstigere Fall)	Annahme (Abb. 26)
Nut 2: 2,5 mm	Annahme (Abb. 26)
$a_w = (1,5 - 0,2 - 0,2) \text{ mm} = 1,1 \text{ mm}$	

Gl. 6.1

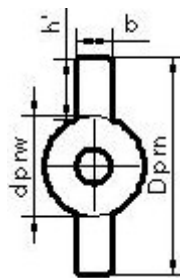


Abbildung 27: Bezeichnungen an der Profilrollennabe I

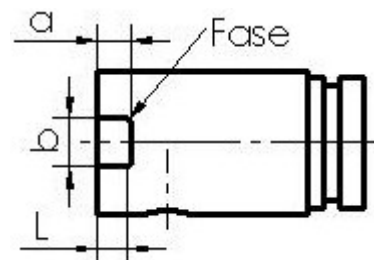


Abbildung 28: Bezeichnungen an der Profilrollennabe II

ges.: Unterliegen die Zapfen einem Verschleiß?

Lösung:

a) Berechnung des Nennmomentes

Die max. Andruckkraft beträgt 30 N, daraus folgt das Nennmoment (T_{nenn}).

$$T_{nenn} = F_{an} \cdot R_{pr}$$

Gl. 6.2

$$T_{nenn} = 30 \text{ N} \cdot \frac{19 \text{ mm}}{2}$$

$$\underline{T_{nenn} = 285 \text{ Nmm}}$$

Das auftretende Nennmoment beträgt 285 Nmm.

b) Berechnung der Flächenpressung

Die Flächenpressung errechnet sich mit folgender Formel:

$$p_m \approx \frac{(2 \cdot K_a \cdot T_{nenn})}{(d_m \cdot L \cdot h' \cdot 0,75 \cdot n)} \leq p_{zul} \quad \text{Gl. 6.3 /5/ S.354}$$

Formelzeichen	Wert	Bemerkung
$K_t =$	1,0	/5/ TB 3-5
d_m	$d_m = \frac{D_{prn} + d_{prw}}{2}$	Gl. 6.4 aus /5/ S. 354
	$D_{pm} = 19 \text{ mm}$	Abb. 27
	$d_{prw} = 8,70 \text{ mm}$	Abb. 27
$d_m =$	13,85 mm	
L	$L = a_w$	mit Abb. 28 und Gl. 6.1
L =	1,1 mm	
$h' =$	5,30 mm	Abb.27
n =	2	
p_{zul}		/5/ TB 12-1b
	$p_{zul} = R_e / S_f$	
	$R_e = 490 \text{ N/mm}^2$	/5/ TB 1-1
	$S_f = 2,7 \dots 3,6$	/5/ TB 12-1b
$p_{zul} \approx$	136 N/ mm ²	

$$p_m \approx \frac{(2 \cdot 1,0 \cdot 285 \text{ Nmm})}{(13,85 \text{ mm} \cdot 1,1 \text{ mm} \cdot 5,30 \text{ mm} \cdot 0,75 \cdot 2)} \leq 136 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\underline{p_m \approx 5 \text{ N/mm}^2 \leq 136 \text{ N/mm}^2}}$$

Die vorhandene Flächenpressung ist deutlich kleiner als die zulässige Flächenpressung.

Die Berechnung der zul. Biegespannung entfällt, da die Grundfläche fast Quatratisch ist und somit eine sehr geringe Biegung auftritt (Abb. 28).

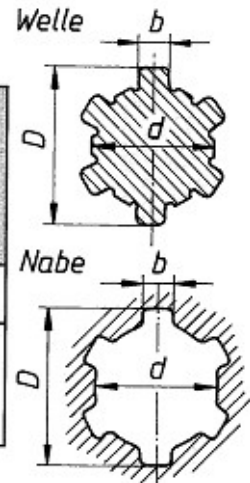
6.6 Auswahl der Passungen an der Profilrolle

Welle-Nabe Verbindung

Tabelle 2: Toleranzen für Nabe und Welle; Quelle /5/ TB 12-3b

b) Toleranzen für Nabe und Welle (Profil nach DIN ISO 14)

Toleranzen für die Nabe						Toleranzen für die Welle				Einbauart
Nach dem Räumen nicht behandelt			Nach dem Räumen behandelt			b	d	D		
b	d	D	b	d	D	b	d	D		
H9	H7	H10	H11	H7	H10	d10 f9 h10	f7 g7 h7	a11 a11 a11	Gleitsitz Übergangssitz Festsitz	



Für die Auswahl der Welle-Nabe Verbindung wurde die Tabelle 2 verwendet. Die Nabe wird nach dem Räumen nicht behandelt. Als Einbauart für die Welle wurde ein Gleitsitz gewählt, da die Nabe auf der Welle verschoben werden soll. Damit ergibt sich eine Toleranzklasse für b von H9/d10 und d H7/f7. Die Profilrolle wird in beiden Richtungen betrieben. Deswegen muss kontrolliert werden ob die Passungsauswahl mögliche Folgen auf die Drahtförderung hat. Die Passung für d soll nicht mit betrachtet werden, da die Nabe an die Zapfen gedrückt wird (Abb. 26). Somit kann ausgeschlossen werden das die Nabe verkippt. Mit den Angaben aus der Tabelle 2 wurden folgende Passungen ermittelt:

$P_u = G_{ub} - G_{ow}$ aus Gl. 2.5 /5/ S. 26	$P_u = 0\mu\text{m} - (-20\mu\text{m})$	$P_u = 20\mu\text{m}$
$P_o = G_{ob} - G_{uw}$ aus Gl. 2.5 /5/ S. 26	$P_o = 25\mu\text{m} - (-60\mu\text{m})$	$P_o = 85\mu\text{m}$
$P_t = P_o - P_u$ aus Gl. 2.6 /5/ S. 26	$P_t = 85\mu\text{m} - 20\mu\text{m}$	$P_t = 65\mu\text{m}$

Beim Umschalten von der Förderrichtung des Drahtes muss jedesmal P_t überwunden werden, d.h der Draht würde um den Wert P_t nicht gefördert und somit der Schlupf beim umschalten größer. Der kleinste Schlupf (Kapitel 6.7) beträgt 1,01 %, dass entspricht 0,8 mm, im Vergleich dazu sind die 0,065 mm Passtoleranz zu vernachlässigen.

Profilrolle und Motorwelle

Zuerst suchte man die Grenzmaße der Getriebewelle aus dem Datenblatt heraus (Anlage 7). Diese werden in die Toleranzklasse 3 f6 eingeordnet. Aus der DIN 58700 wurde eine Toleranzfeldkombination ausgewählt (/7/ Empfohlene Passungen). Da diese Toleranzangaben nicht mit der gegebenen übereinstimmt, wurde die Toleranzklasse für die Bohrung angepasst (TB 3).

Tabelle 3: Umrechnung der Toleranzangabe

Empfohlene Passung	Verwendete Passung

Als erstes wurden die Grenzmaße bestimmt. Danach hat man die Passungen errechnet $P_o = 0,026 \mu\text{m}$ und $P_u = 0,006 \mu\text{m}$. Diese Passungen übertrug man in die verwendeten Passungen. Weiterhin errechnete man sich die Grenzmaße für die Bohrung. Zuletzt suchte man sich eine geeignete Toleranzklasse für die Bohrung heraus. Das Ergebnis für die Passungsauswahl war die Passung 3 H8/ f6.

6.7 Untersuchung des Drahtschlupfes

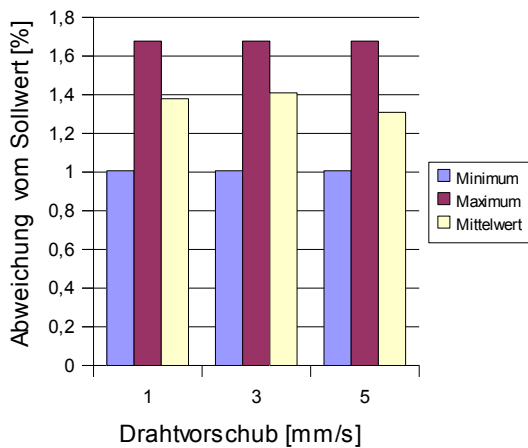
Forderung aus der 1. Phase ist es, dass der Schlupf unter 5% liegt und dabei ein konstanter Drahtschlupf vorliegt. Die in der 1. Phase aufgenommenen Messdaten sind nachfolgend dargestellt.

Drahtmotor mit Profilrolle

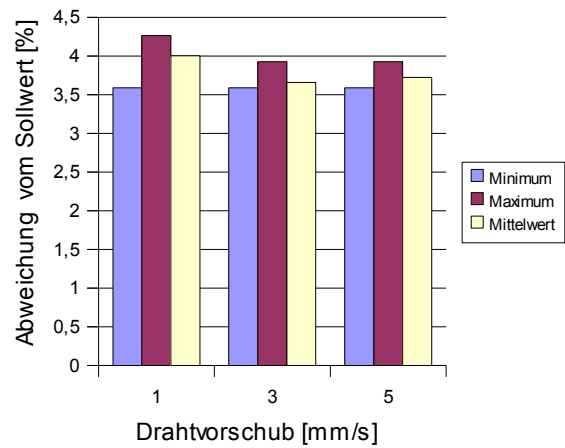
Draht:	03 St		
Drahtvorschub [mm/s]	Schlupf [%]		
	Minimum	Maximum	Mittelwert
1	1,01	1,68	1,38
3	1,01	1,68	1,41
5	1,01	1,68	1,31

Draht:	04 St		
Drahtvorschub [mm/s]	Schlupf [%]		
	Minimum	Maximum	Mittelwert
1	3,59	4,26	4
3	3,59	3,93	3,66
5	3,59	3,93	3,72

Schlupf bei 0,3 mm Stahldraht



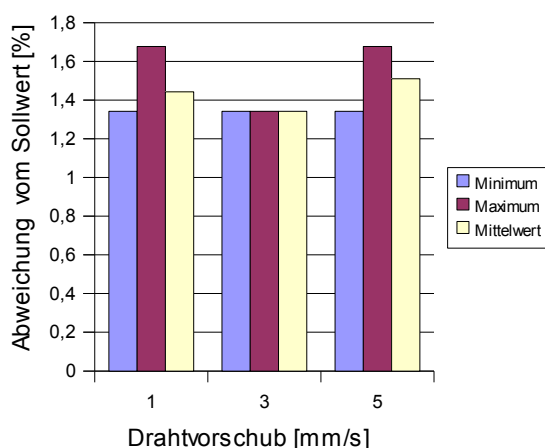
Schlupf bei 0,4 mm Stahldraht



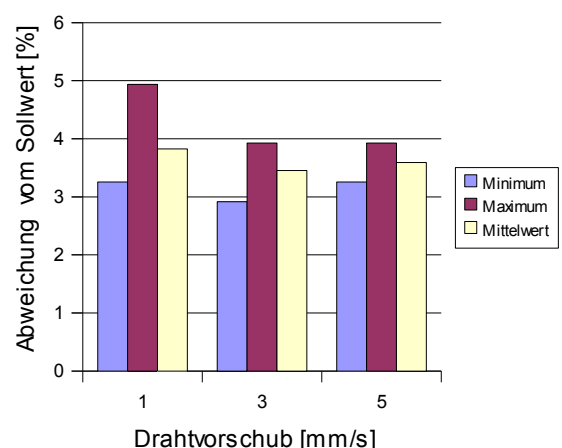
Draht:	03 Al		
Drahtvorschub [mm/s]	Schlupf [%]		
	Minimum	Maximum	Mittelwert
1	1,34	1,68	1,44
3	1,34	1,34	1,34
5	1,34	1,68	1,51

Draht:	04 Al		
Drahtvorschub [mm/s]	Schlupf [%]		
	Minimum	Maximum	Mittelwert
1	3,25	4,94	3,83
3	2,92	3,93	3,46
5	3,25	3,93	3,59

Schlupf bei 0,3 mm Aluminiumdraht



Schlupf bei 0,4 mm Aluminiumdraht



Aus den Diagrammen ist zu entnehmen, dass der Draht immer Schlupf hat. Des Weiteren ist zu erkennen, dass es bei der Veränderung des Drahtvorschubes Veränderungen bei dem Schlupf gibt. Dies sollte näher untersucht werden, vorallem sollten die Drahtvorschübe weiter auseinander liegen, d.h. die Drahtvorschübe sollten zwi-

schen 0,5 ... 95 mm/s liegen. Außerdem ist festzustellen, dass bei den 0,3 mm Drähten eine geringere Abweichung auftritt als bei den 0,4 mm Drähten. Dabei ist zu beachten das die beiden Drähte in unterschiedlichen Spuren laufen. Es könnte sein, dass der Draht, bei den Versuch, mit einer Ölschicht auf seiner OF benetzt war. Wobei dann sowohl der Aluminium- als auch der Stahldraht eine Ölschicht auf ihrer OF gehabt haben müssten. Außerdem sind die verwendeten Drähte bei dem Versuch neu von der Drahtrolle abgeschnitten wurden, da man bei den Versuch absolut knickfreie Drähte verwenden wollte. Da man den 0,4 mm Draht in einer anderen Spur fördert, könnte es sein, dass der Draht nicht richtig an der Profilwand anliegt (Abb. 29). Es ist möglich, dass der Draht nur auf den Spitzen der Spur oder im Tal der Spur aufliegt. Um zu untersuchen wie der Draht in der Spur liegt, wurden mit dem Mikroskop Aufnahmen der verschiedenen Drahtstärken in der dazugehörigen Spur gemacht (Abb. 30-33). Es wurden nur Stahldrähte fotografiert, da diese in allen Drahtstärken vorhanden waren.

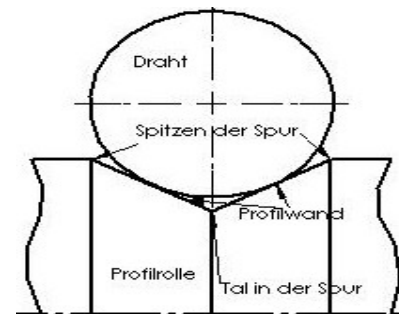


Abbildung 29:
Bezeichnungen an der
Profilrolle

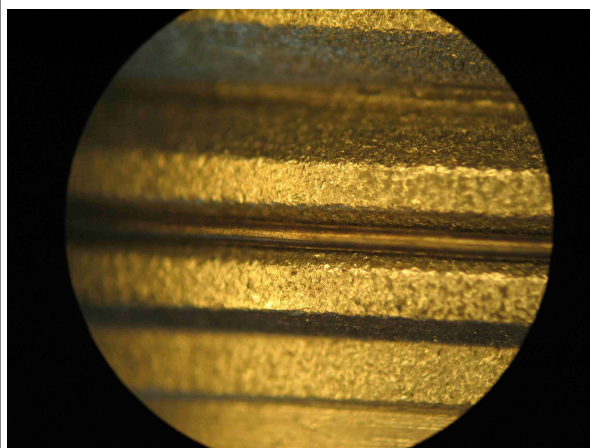


Abbildung 30: 0,2 mm Stahldraht in der
Spur 1

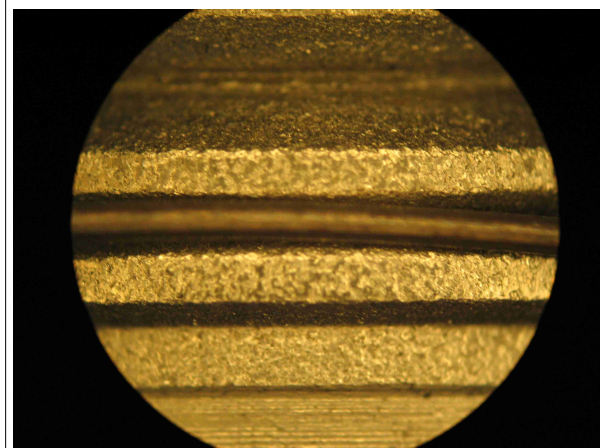


Abbildung 31: 0,3 mm Stahldraht in der
Spur 1

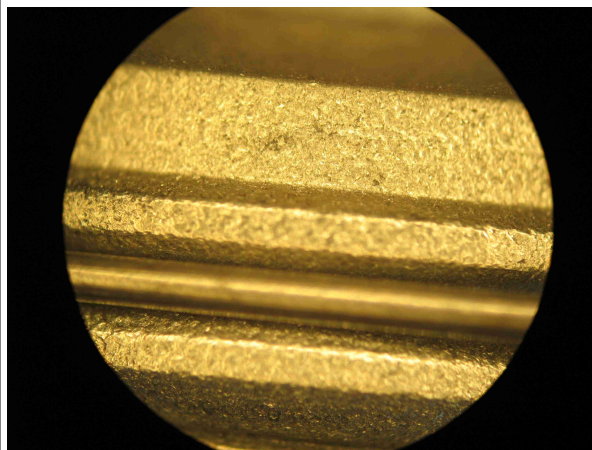


Abbildung 32: 0,4 mm Stahldraht in der Spur 2

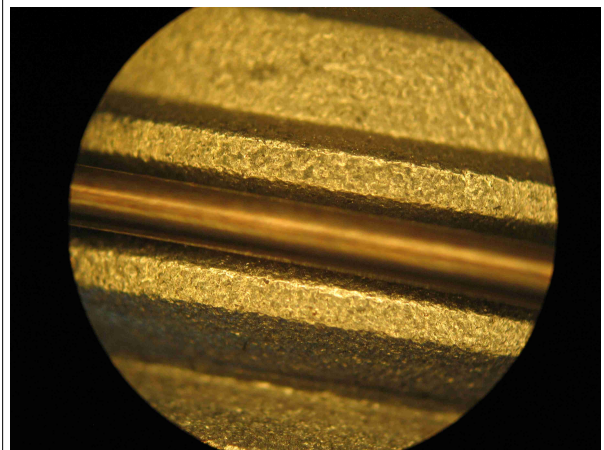


Abbildung 33: 0,5 mm Stahldraht in der Spur 2

Festzustellen ist, dass alle Drähte nicht auf den Spitzen aufliegen. So können diese nur noch das Tal der Spur berühren. Die Überlegung war, dass der Radius des Drahtes immer Größer sein muss als der im Talgrund, somit lässt sich ausschließen, dass der Draht im Tal aufliegt. Mit dem Mikroskop konnte man dies nicht aufnehmen, da man da den Draht im Querschnitt zur Profilrolle mikroskopieren müssen. Das Mikroskop hat aber nur die Außenkontur der Profilrolle sichtbar gemacht, un zwar ohne Draht. Die einzige Lösung wäre gewesen, eine metallurgische Probenvorbereitung durchzuführen, wobei die Profilrolle zerschnitten hätte werden müssen. Um dies zu umgehen wurde mit der Messlupe untersucht, ob die Tiefe der Spuren kleiner als die Drähte sind und gleichmäßig im Tal verlaufen. Dies konnte bestätigt werden.

Weiterhin kann der Drahtschlupf aber auch von einer unzureichenden Reibung zwischen Profilrolle und Draht entstehen. Nach interner Anfrage ist die Profilrolle aus Stahl und deren Oberfläche wurde Kugelgestrahlt. Bei diesem Verfahren werden Kugeln als Strahlmittel verwendet. Dieses Strahlmittel wird mit Luftdruck, ca. 10 bar, vermischt und auf das Strahlgut geschleudert. Durch den Aufprall werden Druckeigen spannungen hervorgerufen. Ziel ist es die Dauerfestigkeit des Werkstoffes zu erhöhen. Weiterhin bilden sich in Schichten von Druckeigen spannungen keine Risse und damit wird zugleich eine gesteigerte Korrosionsbeständigkeit im Bauteil hervorgerufen. Diese Angaben stammen aus [8]. Die Verfestigung der Oberfläche ist besonders günstig für diese Anwendung. Da sich sonst der Draht in die Oberfläche der Profilrolle einarbeiten könnte und damit Verschleiß verursacht. Weiterhin wird erwar-

tet, dass die Rauigkeit der Oberfläche geringer wird, da die Kugeln die Oberfläche glätten.

Eine andere Möglichkeit ist noch die Andruckkraft zu erhöhen. Die Andruckkraft bei der Durchführung des Versuches lag bei 14,53 N. Außerdem könnte man versuchen den Innenwinkel so zu wählen das eine bessere Kraftverteilung stattfindet.

6.8 Berechnung der Spurwinkel

Um den optimalen Winkel herauszufinden müssen folgende Annahmen getroffen werden:

- Draht muss sich durch Kanülen ziehen bzw. schieben lassen (knickfrei)
- keine Deformation durch Flächenpressung

Der Ansatz für dieses Problem ist, dass der Draht keine Selbsthemmung haben darf, d.h. der Draht darf sich nicht in der Spur festklemmen.

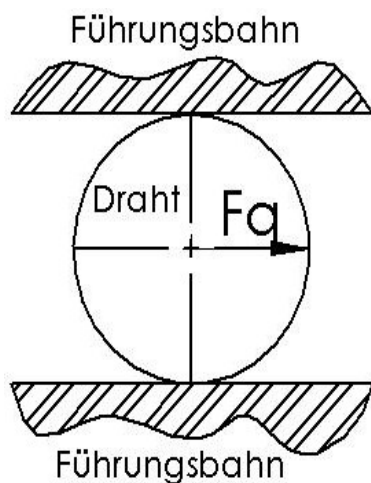


Abbildung 34:

Führungsbahnen
waagerecht

Die andere Extremsituation ist, dass die beiden Führungsbahnen neben den Draht sind (Abb. 35), d. h. der Draht würde von der Normalkraft nach unten gezogen und zwischen den beiden Bahnen quasi hindurchfallen. Somit ist zwar die Führung gesichert aber der Draht würde nicht gefördert werden.

Ziel ist es den Schlupf des Drahtes zu vermindern oder zumindest einen konstanten Schlupf des Drahtes zu erreichen. Die Vorüberlegung für diese Aufgabe ist, dass es zwei Extremsituationen gibt. Die erste ist, dass der Draht auf einer Führungsbahn läuft ohne dabei eine Führung zu haben (Abb. 34). Wenn der Draht so gefördert wird, fördert die Rolle ihn nach außen. Diese Erscheinung ist davon abzuleiten das es Querkräfte gibt, diese sind aber nicht oder nur schwer in ihrer Größe zu bestimmen. Diese treten immer auf, weil z.B. die Führungsbahnen nicht parallel zueinander liegen. Die

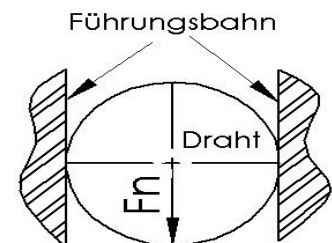


Abbildung 35:

Führungsbahnen
senkrecht

Drahtmotor mit Profilrolle

So ist es die Aufgabe den Winkel der Spur so einzustellen, dass einerseits die Normalkraft erhöht wird, aber andererseits keine Selbsthemmung auftritt. Zur Berechnung des Innenwinkels wurde eine Skizze entworfen (Abb. 36).

geg.: $F_{an} = 30 \text{ N}$

$\mu = 0,12$ siehe Anlage 8

ges.:

Wie verändern sich die Kräfte in Abhängigkeit des Winkels?

Ab welchem Winkel herrscht Selbsthemmung?

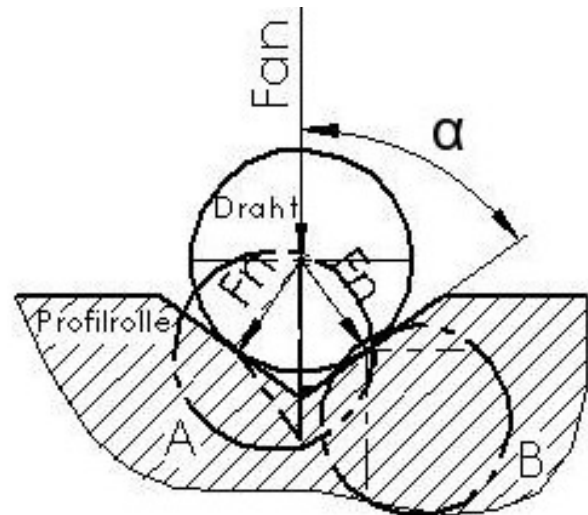


Abbildung 36: Skizze zur Berechnung des Innenwinkels

Lösung:

a) Aufstellen der benötigten Formeln

$F_n = \frac{F_{an}}{(2 \cdot \sin \alpha)} \quad \text{Gl. 6.5}$	$F_{rolle} = F_n \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. 6.6}$ $F_{rolle} = \frac{F_{an}}{2} \quad \text{Gl. 6.8}$	$F_q = F_n \cdot \cos \alpha \quad \text{Gl. 6.7}$ $F_q = \frac{F_{an}}{2} \cdot \frac{1}{\tan \alpha} \quad \text{Gl. 6.9}$

b) Berechnung der Kräfte

Um Messdaten zu erhalten wurden Winkel in die Formeln eingesetzt (TB. 4).

Tabelle 4: Berechnung von F_n , F_{rolle} und F_q

Winkel α [°]	F_n [N]	F_{rolle} [N]	F_q [N]
10	86,38	15,00	85,07
20	43,86	15,00	41,21
30	30,00	15,00	25,98
40	23,34	15,00	17,88
50	19,58	15,00	12,59
60	17,32	15,00	8,66
70	15,96	15,00	5,46
80	15,23	15,00	2,64
90	15,00	15,00	0,00

Zur besseren Anschaulichkeit wurden die Werte in einem Diagramm dargestellt (Abb. 37).

Darstellung der Kräfte

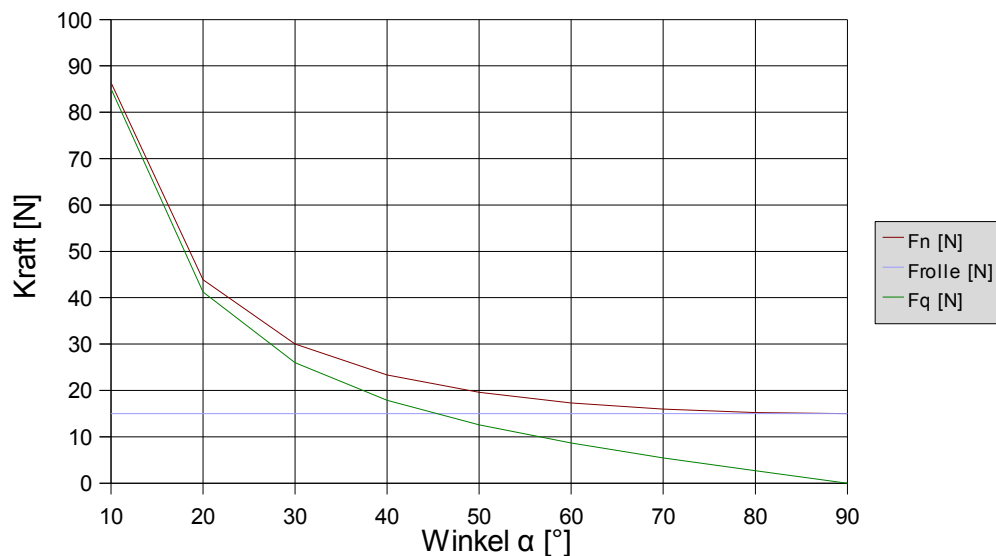


Abbildung 37: Darstellung der Kräfte an der Profilrolle

Die Kraft auf die Profilrolle (F_{rolle}) beträgt unabhängig vom Winkel immer 15 N. Die Normalkraft (F_n) steigt mit sinkendem Winkel stark an. Die Querkraft (F_q) nähert sich mit abnehmendem Winkel immer mehr der Normalkraft an. Beide Kräfte werden sich bis ins unendliche steigern.

Selbsthemmung tritt auf, wenn der Winkel ρ_0 unterschritten wird. Zur Berechnung gibt es folgende Gleichung:

$$\rho_0 < \arctan \mu$$

nach Gl. 3.1

mit $\rho_0 = \alpha$

$$\alpha < \arctan \mu$$

zur Berechnung wird die Ungleichung gleichgesetzt

$$\alpha = \arctan 0,12$$

$$\underline{\alpha = 6,84^\circ}$$

Die Selbsthemmung tritt unter $6,84^\circ$ ein, also muss der Winkel α über $6,84^\circ$ liegen. Daraus folgt das der Innenwinkel der Spur mindestens $13,68^\circ$ betragen muss. In der nachfolgende Tabelle 5 sind Kriterien für die Auswahl des Winkels zusammengefasst.

Tabelle 5: Überlegungen zum Innenwinkel der Spuren

Kriterium	Winkel
mehrere Drähte in einer Spur	↑
hohe Normalkraft	↓
unempfindlich gegenüber Toleranzen	↑
geringe Drahtquetschung	↑
geringere Kosten in der Herstellung	↑
geringe Andruckkraft	↓
<u>Legende:</u> ↓ - kleiner Winkel; ↑ - großer Winkel	

D.h., dass der Innenwinkel möglichst so gewählt werden muss das der Winkel zwar kleiner wird als derzeit (120°), aber auch nicht so klein das zu hohe Fertigungskosten entstehen. Um Kosten in der Herstellung zu sparen wird die Profilrolle gedreht. Dazu hat man Eckenwinkel (ϵ_r) gewählt die es als Grundform der Wendeschneidplatten gibt. Um den ganzen Bereich der ϵ_r auszunutzen wählte man folgende Winkel aus: 35° , 60° , 90° . Dabei ist zu beachten das die derzeitige Rolle ein ϵ_r von 120° hat.

6.9 Untersuchung der Spurwinkel

Mithilfe der Software SolidWorks wurden die einzelnen Spuren dargestellt und verschiedene Messwerte (Abb. 38) abgenommen. Um die Werte aufzunehmen wurden Annahmen getroffen (alle Aufgezählt auch wenn schon benannt):

- Draht muss sich durch Kanülen ziehen bzw. schieben lassen (knickfrei)
- 2 Drähte laufen in einer Spur (Anlage 9 beinhaltet beide Möglichkeiten)
- keine Deformation durch Flächenpressung
- $H_d = 0,5 \cdot d$ (bei kleinem Draht, ansonsten ist H_d in einer Spur gleich)

Die aufgenommenen Werte befinden sich in der Anlage 9 (oberer Teil). Damit die Breite der Spur (B_{spur}) (Abb. 38) sich bei den stärkeren Draht nicht änderte, wurde sie festgesetzt und die Höhe des Drahtes (H_d) (Abb. 38) gelöst. Somit legte jeweils der kleinere Draht der Spur die Spurbreite fest. Weiterhin darf die Tiefe des Berührungspunktes (T_b) (Abb. 38) nicht negativ

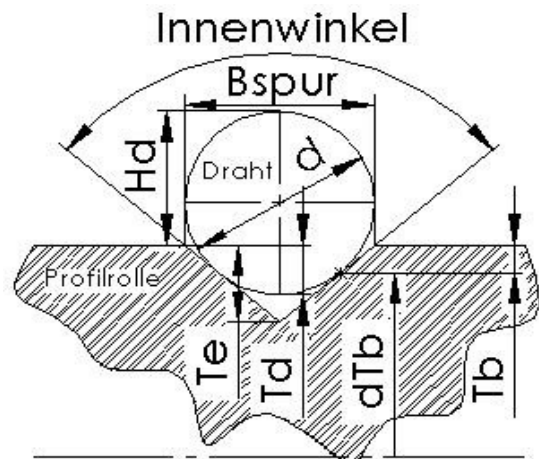


Abbildung 38: Bezeichnung der Messwerte an der Profilrolle

werden, da sich sonst der Draht außerhalb der Spur befindet. Ergebnis der Messwerte (Anlage 9) ist, dass der 0,2 mm und der 0,4 mm Draht in der 35° Spur gefördert werden können. Außerdem kann der 0,5 mm Draht in der 60° und der 0,3 mm Draht in der 90° Spur transportiert werden. Da sich bei kleiner werdenden Winkel sich eine höhere Normalkraft einstellt muss die Flächenpressung untersucht werden.

6.10 Untersuchung der Hertzschen Pressung

Zur Untersuchung der Hertzschen Pressung wurden folgende Annahmen getroffen:

- statische Betrachtung (Draht kann als Kugel angesehen werden)
- Draht drückt mit einem Punkt auf die Ebene der Profilrolle
- geförderte Draht ist Stahl (S235)

Werte	Bemerkung
geg.: $d = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 \text{ mm}$	
$\rho_{zulst} = 490 \text{ N/mm}^2$	/5/ TB 8-10b, S235
$\rho_{zulal} = 230 \text{ N/mm}^2$	/5/ TB 8-10b, AlMgSi1
$v_{st} = 0,3$	/5/ TB 12-6b
$v_{al} = 0,32$	/5/ TB 12-6b
$F_{an} = 30 \text{ N}$	
Profilrolle aus Stahl (C45)	
ges.: Wie hoch ist die zulässig Flächenpressung der Drähte in den gewählten Spuren?	

Lösung:

a) Aufstellen der benötigten Formeln

$$\alpha = \frac{\text{Innenwinkel}}{2} \quad \text{Gl. 6.10 (Abb. 36+38)}$$

$$F_n = \frac{F_{an}}{(2 \cdot \sin \alpha)} \quad \text{nach Gl. 6.5}$$

$$a_h = \sqrt[3]{\frac{(3 \cdot F \cdot (1 - \nu^2) \cdot d)}{(4 \cdot E)}} \quad \text{nach Gl. 3.2}$$

mit $F = F_n$

$$E = \frac{2 \cdot (E_1 \cdot E_2)}{(E_1 + E_2)} \quad \text{nach Gl. 3.3}$$

mit $E_1 = E_{st}$ und $E_2 = E_{al}$

Werkstoffpaarungen

Stahl-Stahl entspricht:

$$E = E_{st} \quad \text{Gl. 6.11}$$

Stahl-Aluminium entspricht:

$$E = \frac{2 \cdot (E_{st} \cdot E_{al})}{(E_{st} + E_{al})} = E_{st/al} \quad \text{Gl. 6.12}$$

$$\rho_{max} = \frac{1,5 \cdot F}{(\pi \cdot a_h^2)} \quad \text{nach Gl. 3.4}$$

mit $F = F_t$ (Abb. 39)

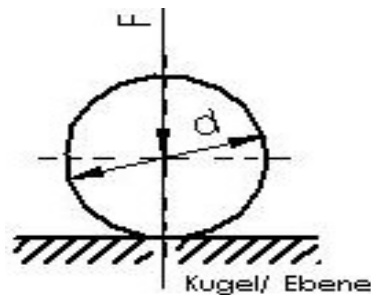


Abbildung 39: Hertz'sche
Pressung Kugel/ Ebene

$$A = a_h^2 \cdot \pi$$

nach Gl. 3.5

b) Berechnung der zulässigen Flächenpressung

Die Ergebnisse der Berechnung befindet sich in der Anlage 10. Die maximale Flächenpressung ist, bei beiden Werkstoffen, deutlich über der zulässigen Flächenpressung. Wiederum kann der Draht nicht mit der geringeren Andruckkraft ohne Schlupf transportiert werden, die sich durch die zulässige Flächenpressung ergeben würde. Dadurch wird der Draht jedesmal plastisch verformt. Weiterhin ist festzustellen, dass die Flächenpressung bei Aluminium im Vergleich zu Stahl geringer ist. Allerdings ist aber auch zu erkennen das die Berührungsfläche bei Aluminium größer ist als bei Stahl, d.h. der Aluminiumdraht ist einer höheren plastischen Verformung ausgesetzt. Die einzigen Möglichkeiten um die Flächenpressung zu vermindern sind, die Andruckkraft so gering wie möglich und den Innenwinkel so groß wie möglich zu halten. Es muss also untersucht werden ab welcher Andruckkraft der Draht einen konstanten Drahtvorschub bei größtmöglichsten Winkel hat. Weiterhin ist herauszufinden ob es Auswirkungen auf die Schweißnaht hat, wenn der Draht plastisch verformt wird. Allerdings sollte dies vernachlässigbar sein, da der Brennfleck des Lasers größer als der Drahtdurchmesser ist. Dadurch wird der Draht durch den Laserstrahl vollständig aufgeschmolzen.

6.11 Abstand der Spuren

Um den Abstand der Spuren zu untersuchen werden folgende Annahmen getroffen:

- Spurbreite von Spur 1 = 0,28 mm
- Spurbreite von Spur 2 = 0,46 mm
- Steg zwischen den Spuren 0,2 mm (angenommen)

Der Abstand der Spuren (A_{bst}) berechnet sich:

$$A_{bst} = \text{Steg} + \frac{(B_{spur 1} + B_{spur 2})}{2}$$

$$A_{bst} = 0,2 \text{ mm} + \frac{(0,28 \text{ mm} + 0,46 \text{ mm})}{2}$$

$$\underline{A_{bst} = 0,57 \text{ mm}}$$

Gl. 6.13 siehe dazu (Abb. 40)

Mit den gegebenen Werten ergibt sich somit ein Abstand der Spuren von 0,57 mm. Bei so einem geringen Abstand kann es leicht passieren, dass der zu fördernde Draht in die andere Spur rutscht. Deswegen ist es notwendig einen größeren Abstand zu wählen. Damit der Bediener des DDF auch eine sichtbare Kontrolle über die richtige Lage der Spur hat wird ein Abstand von 2 mm gewählt.

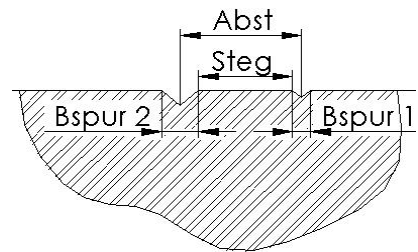


Abbildung 40: Abstand der Spuren

6.12 Versuche mit den neuen Profilrollen

Die Versuche mit den neuen Profilrollen sollen untersuchen ob:

- der Schlupf von dem Drahtvorschub abhängt
- es Förderschwierigkeiten gibt durch die Flächenpressung
- es eine Andruckkraft gibt bei der kein Drahtschlupf auftritt, bei größtmöglichten auftretenden Widerstand des Drahtes

6.12.1 Vorbereitung

Zur Vorbereitung der Versuche gehörte:

- ein geeignetes Messsystem zu finden und
- Sicherzustellen das die Anzahl der Umdrehungen der Profilrolle gleich bleibt

Man benötigte ein Messsystem, welches die Drahtlänge mit einer Genauigkeit von mindestens $\pm 0,1$ mm vermisst. Da zu erwarten ist, dass der Schlupf mit sinkenden Winkel abnimmt. Weiterhin ist zu beachten, dass bei der Messung der Drahtlänge der Draht gerade vermessen wird. Dazu muss der Draht gespannt werden, wobei aber der Draht nicht plastisch verformt werden darf, sodass er auseinandergezogen

wird. Außerdem sinkt der Messfehler der Messung indem man die Messstrecke verlängert. In der Tabelle 6 wurden verschiedene Messmittel miteinander verglichen.

Tabelle 6: Gegenüberstellung der Messmittel

Messmittel (Nr.)	Messlänge	Messfehler	Bemerkung
Stahlmaß(-)	500 mm	± 0,5 mm	zu hoher Messfehler
Messschieber(17)	300 mm	± 0,030 mm	zu geringe Messlänge
Höhenmessgerät LH-600 C, Mitutoyo (67)	600 mm	± 0,002 mm	Draht wird immer mit gleicher Kraft gerade gezogen

Als geeignetes Messmittel stellte sich das Höhenmessgerät heraus. Somit wurde ein Versuchsaufbau (Abb. 41). Der Versuchsaufbau beinhaltet eine Granitmessplatte (Messmittelnr. 73), Höhenmessgerät, Winkelprofil (60x60x10) und einen Maschinenschraubstock. Das Winkelprofil hatte die Aufgabe einen konstanten Abstand zwischen dem Höhenmessgerät und dem Maschinenschraubstock zu gewährleisten (Abb. 41).

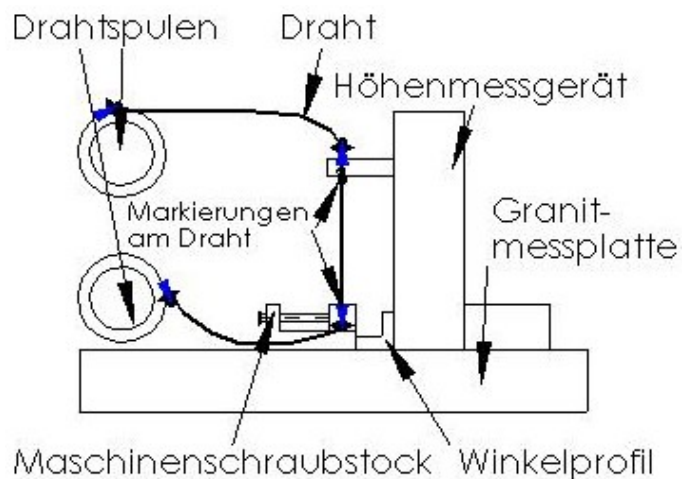


Abbildung 41: Versuchsaufbau zur Drahtlängenmessung

Damit die Profilverle eine bestimmte Anzahl von Umdrehungen dreht, kann man der SPS vorgeben, wieviele Schritte der Schrittmotor fahren soll. Dazu ist es notwendig die Umdrehungen der Profilverle auf die Schrittzahl des Motors umzurechnen. Dafür sind folgende Formeln notwendig:

Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$$

Gl. 6.14; /5/ S: 588

mit $n_{an} = u_m$ und $n_{ab} = u_{pr}$ und umgestellt nach u_m

$$u_m = i_g \cdot u_{pr}$$

Gl. 6.15

Schrittzahl des Motors

$$s_m = u_m \cdot z$$

aus Gl. 3.8

Im Halbschrittbetrieb gilt:

$$z_h = 2 \cdot z$$

nach Gl. 3.9

Der Schrittmotor im DDF wird im Halbschrittbetrieb betrieben. Weiterhin macht der Schrittmotor 24 Schritte pro Umdrehung (Anlage 7). Außerdem ist das Übersetzungsverhältnis des Getriebes $i_g = 66/1$ (Anlage 7). Für die Umrechnung wurde eine Tabelle erstellt (TB. 7).

Tabelle 7: Umrechnung der Umdrehung der Profilrolle in die Schrittzahl des Motors

	Vollschrittbetrieb	Halbschrittbetrieb
Umdrehungen der Profilrolle (u_{pr}):	10	10
Schrittzahl / Umdrehung (z):	24	48
Übersetzung des Getriebes (i_g):	66	66
Umdrehungen des Motors (u_m):	660	660
Schrittzahl des Motors (s_m):	15.840	31.680

Um festzustellen das der Läufer, während des Betriebes, nicht aussetzt, wurde die Profilrolle bei laufendem Motor festgehalten und somit überprüft ob der Läufer stehen bleibt. Dies war nicht der Fall und somit kann angenommen werden, dass der Schrittmotor jeden Schritt verfährt.

6.12.2 Untersuchung des Drahtschlupfes in Abhängigkeit des Drahtvorschubes

Das Ziel des Versuches ist es festzustellen ob der Drahtschlupf von der Fördergeschwindigkeit abhängt. Um festzustellen, ob der Drahtschlupf wirklich vom Drahtvorschub abhängt wurde ein größerer Bereich des Drahtvorschubes gewählt, d.h. der Drahtmotor wurde zwischen 1...40 mm/s betrieben. Weiterhin wurde ein 0,4 mm Aluminiumdraht gewählt, da hier der größte Drahtschlupf festzustellen war, siehe Kapitel 6.7. Das Höhenmessgerät kann eine Länge von 600 mm messen. Das entspricht ca. 10 Umdrehungen der Profilrolle. Da der Schrittmotor im Halbschrittbetrieb betrieben wird gab man der SPS eine Schrittzahl von 31.680 Schritten vor (TB. 7). Zur Durchführung des Versuches wurde der DDF waagrecht auf einen Tisch gestellt. Es wurde die 120° Profilrolle für den Versuch verwendet und die Andruckkraft auf 14,53 N eingestellt. Außerdem verwendete man die 0,5 mm Drahtspitze für den Versuch. Der 0,4 mm Aluminiumdraht wurde in den DDF eingefädelt. Danach wurde der Drahtvorschub eingestellt. Vor und nach eines Drahtdurchlaufes wurde eine Markierung auf den Draht an der Drahtspitze angebracht. Zwischen den Drahtdurchläufen

wurde der Draht zusätzlich ca. 20 mm weiter gefördert, damit bei der späteren Drahtvermessung der Draht an dieser Stelle eingespannt werden konnte, ohne das Knicken das Messergebnis beeinträchtigen. Bei der Drahtförderung wurde darauf geachtet, dass der Draht immer schon vor dem fördern von der Drahtrolle abgewickelt wurde, sodass der DDF ohne Belastung förderte. Den geförderten Draht wickelte man auf eine andere Spule. Danach wurde der markierte Draht mit einer Drahtrolle zum Höhenmessgerät gebracht. Der Draht wurde über der Markierung am Höhenmessgerät eingespannt (Abb. 41). Am Maschinenschraubstock wurde die Markierung unterhalb eingespannt (Abb. 41). Dabei wurde darauf geachtet, dass der Draht knickfrei bleibt. Um den Draht zu vermessen wurde die Oberkante des Maschinenschraubstockes als Nullpunkt gewählt. Danach wurde das Programm „Messen der Maximalhöhe der nach unten gerichteten Fläche“ gestartet und der Maschinenschraubstock wurde langsam an dem Winkelprofil entlanggezogen. Dadurch wurde sicher gestellt, dass bei der maximalen Auslenkung des Drahtes der Draht gemessen wurde. Dieser Messwert wurde in eine Tabelle eingetragen und später in den Computer übertragen (Anlage 11). Man ermittelte die Standardabweichung.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(1-n)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{nach Gl. 3.10}$$

mit $\bar{x} = x_m$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(1-n)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2} \quad \text{Gl. 6.16}$$

Da nur 15 Messwerte von jeder Messung aufgenommen wurden, ist eine Aussage über eine Normalverteilung unsicher, d.h. man nimmt an, dass die Werte keiner Normalverteilung unterliegen. Somit kann man nach dem Theorem von Tschebyscheff vorgehen, welches bei einer nicht Normalverteilung angewendet werden kann. Der Datenbereich wurde auf 88 % festgelegt. Weil nur die Ausreißer entdeckt werden sollen bei den ein Fehler beim Messen aufgetreten ist und nicht die Daten die eine Aussage über die Schwankung des Schlupfes liefern. Bisher wurden die Maße der Spurbreiten für die Errechnung des Umfanges der Profilrolle aus dem 3D-Modell ermittelt. Um zu überprüfen ob die ermittelten Werte auch den tatsächlichen entsprechen, mikroskopierte man die Profilrolle. Danach konnte man die Spurbreiten vermessen. Das Ergebnis ist in der Tabelle 8 aufgezeigt.

Tabelle 8: Untersuchung der Spurbreiten

	Spurbreite (B_{spur}) [mm]	
	Spur 1	Spur 2
Erwartungswert [mm]:	0,2	0,4
tatsächlicher Wert [mm]:	0,48	0,81

Da die Werte voneinander abweichen wurden die Sollwerte, für die theoretisch zu fördernde Länge pro Umdrehung der Profilrolle, neu bestimmt (Anlage 9 unterer Teil). Mit den jetzigen Sollwerten konnte man feststellen, dass der Schlupf nur noch 0,51 % beträgt. Bisher nahm man an, dass der Schlupf bei 4,94 % liegt, d.h. wenn der Draht lose (nicht von der Drahtrolle abgespult) und ohne Widerstand beim Austritt aus der Kanülenspitze gefördert wird. Die Fehlerbetrachtung wurde in der Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Fehlerbetrachtung bei der Drahtlängenmessung

Fehlerbetrachtung		
systematische Fehler		
Vernachlässigung des wahren Drahtdurchmessers		
Stromschwankungen im Spannungsnetz		
Programmierfehler in der SPS		
zufällige Fehler	Toleranz \pm [mm]	Bemerkung
Draht wurde bei Messwertaufnahme gezogen	$\pm 0,1$	
ungenau einspannen des Drahtes	$\pm 0,2$	2 Spannstellen
Draht nicht knickfrei	$\pm 0,1$	
Messgerätefehler	$\pm 0,002$	
Gesamtfehler:	$\pm 0,602$	

Die Gesamtauswertung des Versuches befindet sich in der Anlage 11. Der Schlupf schwankt um 0,09 % bei den aufgenommenen Drahtvorschüben, d.h. der Schlupf hängt nicht von dem Drahtvorschub ab, solange der Draht nicht von der Drahtrolle abgespult wird und keinen Widerstand beim Austritt aus der Kanülenspitze erfährt (belastungsfrei). Weiterhin konnte festgestellt werden, dass der Draht weniger Schlupf, bei belastungsfreier Förderung, aufweist als angenommen. Daraufhin wurde die Messreihe aus den Kapitel 6.7 noch einmal untersucht. Es ist zu erkennen, dass der Minimalwert (fast) immer gleich ist. Der Minimalwert ist der Wert wo der geringste Schlupf aufgetreten ist. D.h. wiederum das hier am meisten Draht gefördert wurde. Bei den Maximalwerten hingegen wurde weniger Draht gefördert. Dies könnte evtl. durch Knicke hervorgerufen wurden sein, da bekannt ist, dass Knicke die Drahtförderung stören. Bei den Versuchen wurde immer das gleiche Drahtstück für den ganzen

Versuch verwendet, d.h. der Draht wurde eine ganze Messung lang hin und her gefördert. Das könnte bedeuten, dass es mit der 120° Profilrolle kaum Schlupf gegeben hat. Allerdings wurde dieser Versuch nur belastungsfrei durchgeführt. Weiterhin ist davon auszugehen, dass bei steigender Belastung die Andruckkraft erhöht werden muss. Bei den neu hergestellten Profilrollen wird die Andruckkraft besser verteilt, d.h. bei gleicher Andruckkraft entsteht eine höhere Normalkraft, als bei der 120° Profilrolle, somit kann eine höhere Belastung gefördert werden. Deshalb wird mit den Untersuchungen an den neuen Profilrollen fortgefahren.

6.12.3 Drahtpressung in Abhängigkeit des Spurwinkels

Bei den Versuch soll untersucht werden, ob der Draht bei kleiner werdenden Innenwinkel der Profilrolle, sich so stark plastisch verformt, dass sich der Draht in der Kanüle verklemmt. Es wurden drei verschiedene Profilrollen angefertigt. Diese haben unterschiedliche Innenwinkel. Weiterhin wird ein 0,4 mm Aluminiumdraht für den Versuch verwendet,

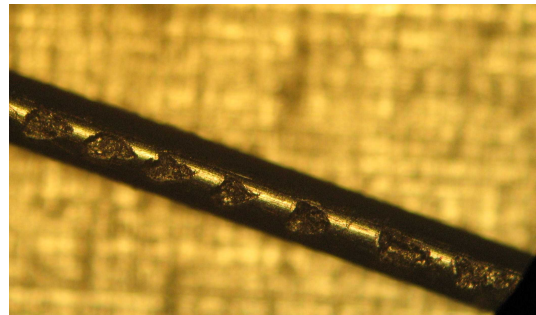


Abbildung 42: Flächenpressung bei einem Innenwinkel von 35°

da dieser sich eher in der Kanüle verklemmen kann. Der DDF wurde waagrecht auf einen Tisch gestellt. Die Andruckkraft veränderte man auf 14,53 N und den Drahtvorschub auf 2 mm/s. Danach wurde der 0,4 mm Aluminiumdraht eingefädelt. Bei der Drahtförderung wurde darauf geachtet, dass der Draht ohne Belastung gefördert wurde. Die Drähte wurden anschließend mikroskopiert und vermessen. Ergebnis des Versuches ist, dass der geförderte Draht in jeder Profilrolle plastisch verformt wird. Wobei bei den geförderten Drähten, die durch Profilrollen mit einem kleinen Innenwinkel gefördert wurden, Ausbrüche zu erkennen sind (Abb. 42). Daher wird ein Innenwinkel von 90° für beide Spuren gewählt.

6.12.4 Ermittlung einer Andruckkraft bei größtmöglichsten auftretenden Widerstand des Drahtes

Damit nähere Aussagen zu den größtmöglichsten Widerstand gemacht werden können, werden mögliche Praxissituationen aufgelistet:

- Draht als Meterstück fördern

- Draht von Drahtrolle, welche am DDF hängt, fördern
- Draht von Drahtrolle, welche in 600 mm Entfernung hängt, fördern

Um diese Situationen zu simulieren, sollte in Versuchen an den Draht verschieden schwere Massstücke angehängen werden, welche den größtmöglichen Widerstand, in der jeweiligen Praxissituation, widerspiegeln. Dazu ist es notwendig zu untersuchen wo Widerstand auftritt. Folgende Punkte wurden herausgefunden:

- Drahtrolle
- Reibung in der Kanüle
- Widerstand beim fördern des Drahtes gegen einen Gegenstand

Es wurden dazu verschiedene Versuche durchgeführt.

Drahtrolle

Die Spule wurde an ihrer Spulenhalterung aufgehängt und solange mit Massstücken beschwert bis sie sich von alleine abrollte.

Reibung in der Kanüle

Dazu wurde der DDF senkrecht an einem Stativ mit der Kanülenspitze nach oben befestigt. Danach wurden verschiedene Drähte eingefädelt bis sie aus der Kanülenspitze herausschauten. Als nächstes wurden an den Drahtende, auf der Spulenseite, solange Massstücke angebunden bis der Draht durch die Kanülen glitt. Es wurde festgestellt, dass der 0,5 mm Stahldraht eine sehr hohe Reibung aufweist. Somit sollte der Innendurchmesser der Kanülen auf 0,7 mm angehoben werden.

Widerstand beim fördern des Drahtes gegen einen Gegenstand

Dazu stellte man fest, dass die derzeitige Förderung des Drahtes den Ansprüchen gerecht wird. Somit musste man herausfinden bei welcher Masse der DDF Schlupf aufweist. Dazu wurde der DDF senkrecht an einem Stativ mit der Kanülenspitze nach oben befestigt. Ein Draht wurde eingefädelt und an der Kanülenspitze markiert. Danach wurde der Draht 600 mm gefördert und wieder markiert. Den Draht förderte man immer wieder an die erste Markierung zurück. Es wurden solange Massstücke an den Draht gehängt bis die Markierung nicht mehr den Ausgangspunkt erreichte. Die ermittelten Massen sind in der Tabelle 10 zusammengefasst.

Tabelle 10: Ermittelte Massen für auftretende Widerstände

	Drahtrolle	Kanüle	Gegenstand
ermittelte Masse [g]	20	48	21
gewählte Masse [g]	30	50	30

Damit ergeben sich die Belastungen für die verschiedenen Praxissituationen:

Draht als Meterstück fördern

Da der Draht hier lose ist muss eine Masse von 30 g an den Draht gehangen werden.

Draht von Drahtrolle, welche am DDF gehangen ist, fördern

In diesen Fall muss außer dem Widerstand des Gegenstandes noch die Drahtrolle mit eingerechnet werden, somit ergibt sich eine Masse von 60 g.

Draht von Drahtrolle, welche in 600 mm Entfernung hängt, fördern

In diesen Fall müssen alle drei Massen zusammengerechnet werden, wobei eine Kanülenlänge, vom DDF zur Spule, von 600 mm angenommen wird. Damit ergibt sich hier eine Masse von 110 g. Da man nicht ausschließen kann das größere Widerstände auftreten, wurde eine Masse von 120 g gewählt.

In der Tabelle 11 sind die ermittelten Massen für die einzelnen Praxissituationen zusammengestellt.

Tabelle 11: Ermittelte Massen für mögliche Praxissituationen

Praxissituation	ermittelte Masse [g]
Draht als Meterstück fördern	30
Draht von Drahtrolle, welche am DDF hängt, fördern	60
Draht von Drahtrolle, welche in 600 mm Entfernung hängt, fördern	120

6.12.5 Ermittlung der Andruckkraft mit einer Zusatzmasse von 120 g

In dem Versuch wollte man eine Andruckkraft herausfinden, bei der es möglich ist eine Zusatzmasse von 120 g zu fördern. Bedingung war, dass die Andruckkraft nicht

über 20 N steigt und bei der Drahtförderung kein Drahtschlupf auftritt. Dazu wurde der DDF senkrecht an einem Stativ befestigt. Dabei zeigte die Kanülenspitze nach oben. Für den Versuch wurde die 90° Profilrolle in den Förderer eingesetzt. Es wurde ein 0,3 mm Aluminiumdraht eingelegt und eine Leerfahrt (ohne Gewicht) durchgeführt, wobei hier wieder Markierungen an den Draht angezeichnet wurden. Den Draht förderte man wieder zurück, bis die erste Markierung ihren Ausgangspunkt erreicht hatte. Weiterhin wurde die Zusatzmasse an das lose Drahtende geklemmt. Danach lies man den Draht vom DDF fördern. Man stellte fest, dass es selbst bei Überschreitung der Andruckkraft ($F_{an} = 20 \text{ N}$) immer Drahtschlupf gibt.

Da dieser Versuch scheiterte an der scheinbar zu hohen Zusatzmasse wurde der Versuch mit 30 g Zusatzmasse wiederholt. Man konnte feststellen, dass weiterhin die 20 N Andruckkraft nicht ausreichen um den Draht ohne Schlupf zu fördern.

Damit ist festzustellen, dass unabhängig von der Praxissituation es immer Drahtschlupf geben wird. Weiterhin ist zu erwarten, dass mit steigendem Drahtvorschub sich der Drahtschlupf verändert. Dazu wurden verschiedene praxisrelevante Drahtvorschübe gewählt (TB. 12).

Tabelle 12: Praxisrelevante Drahtvorschübe

Drahtvorschub [mm/s]	Bemerkung
2	schwierige Konturen (Rohr in Rohr schweißen)
5	einfache Konturen (Kehlnaht)
10	Auftragsschweißen

Damit müsste man eine Versuchsreihe erstellen, wo der prozentuale Drahtschlupf ermittelt wird. Hierbei kann jedoch die Andruckkraft konstant gehalten werden, d.h. dass in der Praxisanwendung, unabhängig vom zu fördernden Draht, die Andruckkraft gleich bleibt. Es müsste, bei einen Drahtwechsel, nur noch der prozentuale Drahtschlupf geändert werden. Bei der Durchführung der Versuchsreihen muss jeder Draht der gefördert werden soll mit drei verschiedenen Massen und jeweils mit drei verschiedenen Drahtvorschüben untersucht werden. Unter der Annahmen das jeweils 15 Messwerte pro Messung erstellt werden, würde man auf 135 Messwerte pro Draht kommen. Das entspricht bei vier Drähten 540 Messwerten und einen Drahtverbrauch von 324 Metern. Da dieser Versuch den zeitlichen Rahmen der Arbeit über-

schreiten würde, konnte dieser Versuch nicht mehr durchgeführt werden. In der Tabelle 13 sind die Ergebnisse der vorangegangenen Versuche zusammengefasst.

Tabelle 13: Ergebnisse der Versuche mit den neuen Profilrollen

Versuch:	Untersuchung des Drahtschlupfes in Abhängigkeit des Drahtvorschubes
Ergebnisse:	bei belastungsfreier Drahtförderung: <ul style="list-style-type: none">● Schlupf ist unabhängig von der Geschwindigkeit● geringerer Schlupf als in Phase 1 ermittelt
Versuch:	Drahtpressung in Abhängigkeit des Spurwinkels
Ergebnisse:	<ul style="list-style-type: none">● der Draht wird in jeder Profilrolle deformiert● zunahme der Deformierung mit abnehmenden Winkel
Versuch:	Ermittlung einer Andruckkraft bei größtmöglichen auftretenden Widerstand des Drahtes
Ergebnis:	<ul style="list-style-type: none">● bei Belastung stellt sich ein Drahtschlupf ein

7 Konstruktion der Motoraufhängung

Die Anforderungen zur Motoraufhängung wurden schon im Kapitel 2 angesprochen. Die Befestigung des Motors wird analysiert. Dazu gibt es zwei Varianten (Abb.: 43).

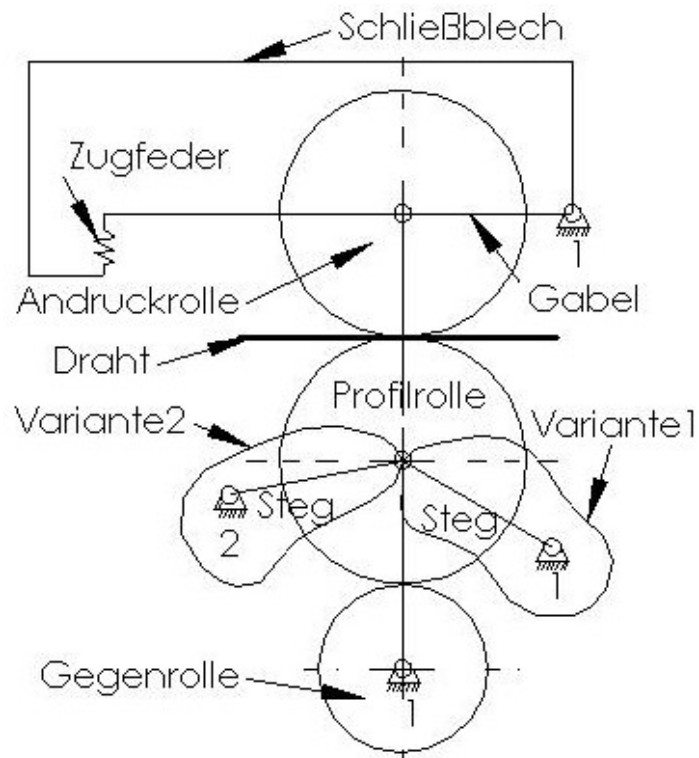
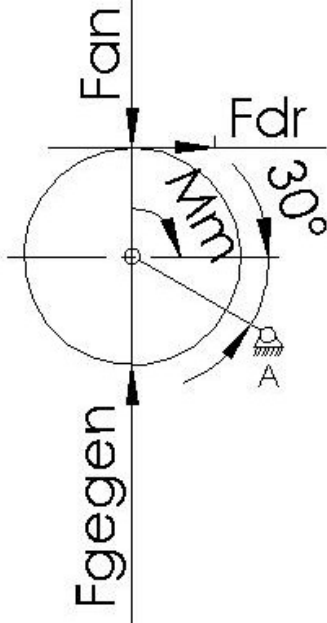
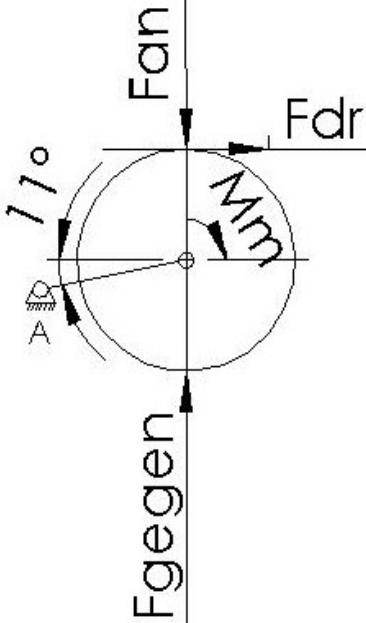


Abbildung 43: Übersicht der beiden Varianten zur Motoraufhängung

Konstruktion der Motoraufhängung

Diese beiden Varianten werden miteinander verglichen.

Variante 1	Variante 2
	
$\uparrow: F_{\text{gegen}} = F_{\text{an}}$	$\uparrow: F_{\text{gegen}} = F_{\text{an}}$
<p>Das Moment M_m und die Kraft F_{dr} versuchen um das Lager A zu drehen. Dabei wird die Profilrolle gegen die Andruckrolle gedrückt.</p>	<p>Das Moment M_m und die Kraft F_{dr} versuchen um das Lager A zu drehen. Dabei drücken sie die Profilrolle in Richtung Gegenrolle.</p>
<p>Ergebnis</p>	
<p>Diese Variante arbeitet gegen die Andruckrolle und somit wird die Andruckkraft vermindert.</p>	<p>Das entstehende Moment wirkt auf die Gegenrolle. Und ist somit günstiger für den Prozess.</p>

Daraufhin konstruierte man eine neue Motorklemme (Abb. 44). Diese klemmt den Motor an seinem Gehäuse ein. Weiterhin ist die Motorklemme drehbar an der Schiebplatte gelagert. Die Drehachse dient dazu, dass die Profilrolle immer im Kontakt mit der Gegenrolle ist. Das ist notwendig damit die eingeleiteten Momente auf die Profilrolle nicht zu einen Versagen der Motorwelle führen, z.B. durch Abscherung der Motorwelle. Die meisten verwendeten Passungen an der Motoraufhängung wurden aus den Arbeitsblättern (/7/ Empfohlenen Passungen) entnommen und wenn nötig umgerechnet (TB 14).

Konstruktion der Motoraufhängung

Tabelle 14: Verwendete Passungen an der Motoraufhängung

	empfohlene Passung	verwendete Passung
Zylinderstift - Schiebeplatte	M7/h6	N6/h7
Motorklemme - Zylinderstift	G7/h6	G6/h7
Motorklemme - Motorgetriebe	16±0,1 (aus Datenblatt Anlage 7)	16 +0,2 +0,1

Forderung aus dem Kapitel 2 ist, dass die Positionierungstoleranz der Profilrolle $\pm 0,1$ mm betragen soll. In der Abbildung 45 sind die verwendeten Toleranzen an der Motoraufhängung aufgezeigt. Wenn man alle Toleranzen miteinander addiert kommt man auf eine Gesamttoleranz von $\pm 0,1$ mm.

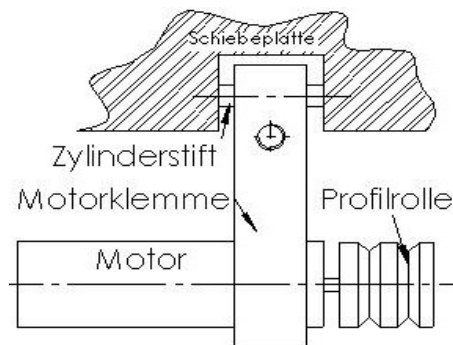


Abbildung 44: Lösungsidee der Motoraufhängung

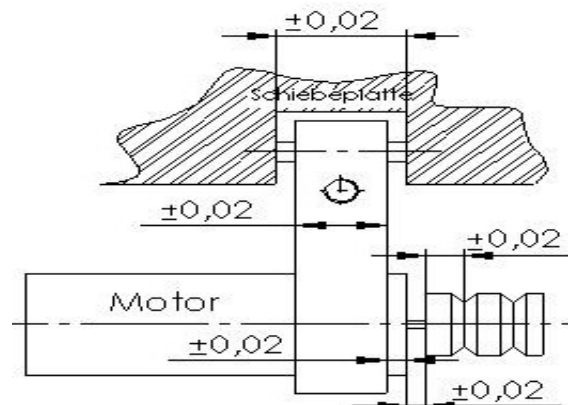


Abbildung 45: Toleranzen an der Motoraufhängung

8 Konstruktion des Andrucksystems

Die Anforderungen an das Andrucksystem wurden im Kapitel 2 geklärt.

Das derzeitige Funktionsschema ist in der Abbildung 46 aufgezeigt.

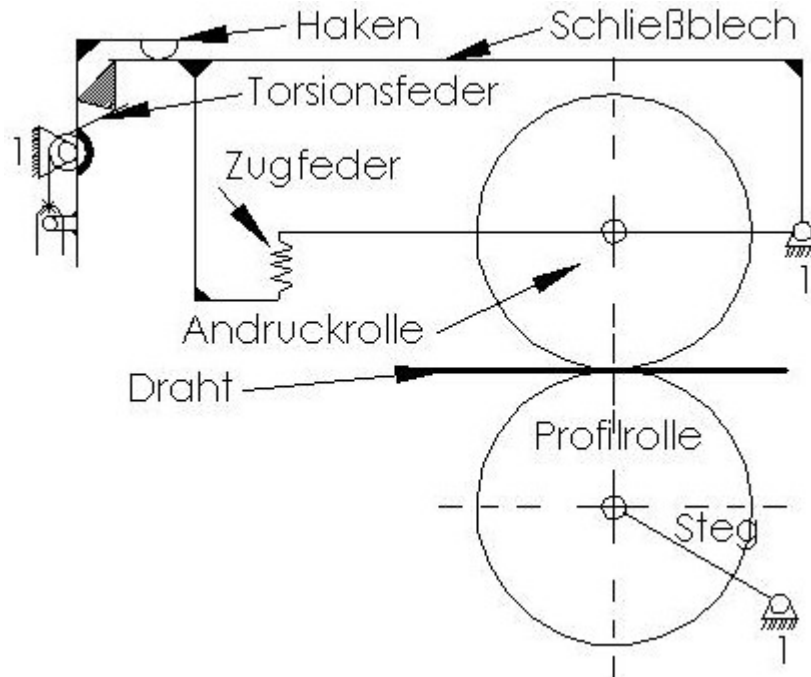


Abbildung 46: Funktionsschema des Andrucksystems

Es ist zu erkennen, dass es nicht möglich ist die Andruckkraft zu verstellen ohne das Schließblech zu öffnen. Um dies zu ermöglichen wurde eine Druckfeder eingebaut (Abb. 47).

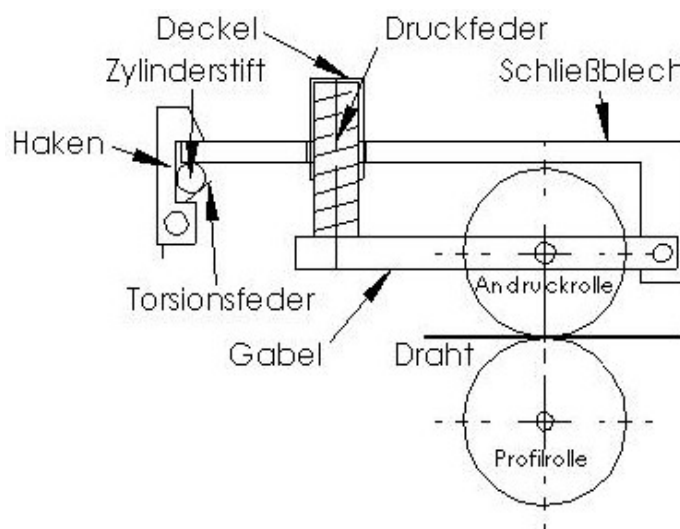


Abbildung 47: Skizze des Andrucksystems

8.1 Auswahl einer Druckfeder

Folgende Bedingung muss die Druckfeder erfüllen:

- geringer Durchmesser der Druckfeder, damit Einbauraum gespart werden kann

Weiterhin wurden die aufzubringenden Kräfte der Feder bestimmt.

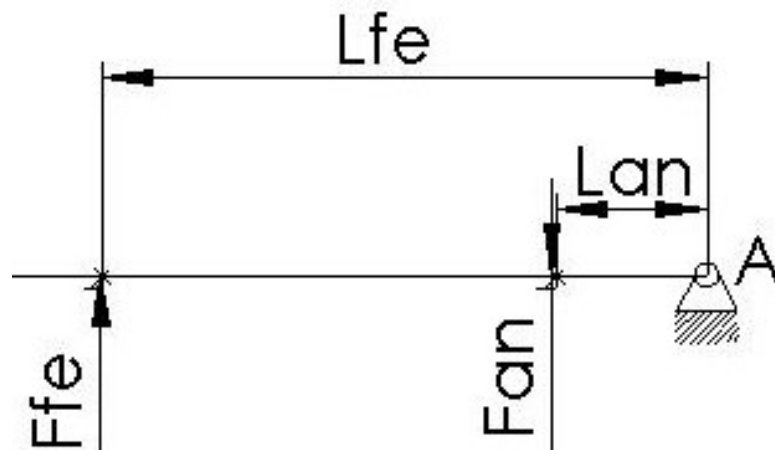


Abbildung 48: Skizze zur Federberechnung

Wert	Bemerkung
geg.: $L_{an} = 15 \text{ mm}$	Annahme Abb. 48
$L_{fe} = 60 \text{ mm}$	Annahme Abb. 48
$F_{an} = 30 \text{ N}$	Maximale Andruckkraft
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	
$\mu = 0,12$	Anlage 8

ges.: Gesucht wird eine Druckfeder für das Andrucksystem.

Lösung:

a) Bestimmung der notwendigen Kraft um den Draht von der Drahtrolle zu fördern

Um den Minimalwert der Andruckkraft zu bestimmen wurde die Kraft bestimmt, die notwendig ist um den Draht von der Rolle zu spulen. Dazu wurde die Drahtrolle aufgehängt und solange das Drahtende mit einer Masse beschwert bis die Rolle sich selbstständig abspulte. Die ermittelte Masse betrug 20 g.

$$F_{rolle} = m_{rolle} \cdot g \quad \text{Gl. 8.1}$$

$$F_{rolle} = 0,02 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\underline{\underline{F_{rolle} = 0,196 \text{ N}}}$$

Konstruktion des Andrucksystems

b) Bestimmung der minimalen Andruckkraft

$$F_{an} = \frac{F_s}{\mu} \quad \text{aus Gl. 6.10}$$

mit $F_{an} = F_{anmin}$ für minimale Andruckkraft und $F_s = F_{rolle}$

$$F_{anmin} = \frac{F_{rolle}}{\mu} \quad \text{Gl. 8.2}$$

$$F_{anmin} = \frac{0,196 \text{ N}}{0,12}$$

$$\underline{F_{anmin} = 1,6 \text{ N}}$$

c) Umrechnung auf die Federkraft

Dazu wurde Mithilfe von Abbildung 48 folgende Gleichung aufgestellt:

$$\uparrow A: F_{fe} \cdot L_{fe} = F_{an} \cdot L_{an} \quad \text{Gl. 8.3}$$

umgestellt nach F_{fe}

$$F_{fe} = \frac{(F_{an} \cdot L_{an})}{L_{fe}} \quad \text{Gl. 8.4}$$

$$F_{fe} = \frac{(F_{an} \cdot 15\text{mm})}{60\text{mm}} \quad \text{Gl. 8.5}$$

$$F_{fe} = 0,25 \cdot F_{an} \quad \text{Gl. 8.6 Grundgleichung}$$

d) Berechnung der minimalen Federkraft

$$F_{femin} = 0,25 \cdot F_{anmin} \quad \text{aus Gl. 8.6}$$

$$F_{femin} = 0,25 \cdot 1,6 \text{ N}$$

$$\underline{F_{femin} = 0,408 \text{ N}}$$

Die minimale Federkraft beträgt 0,408 N. Um die Feder aus dem Katalog herauszufinden wurden folgende Angaben gemacht:

$$D_h = 5 \text{ mm} \quad \text{Annahme}$$

$$F_1 = F_{femin} = 0,408 \text{ N}$$

$$L_0 = 10 \text{ mm} \quad \text{Annahme}$$

Mit diesen Werten stieß man auf die Druckfeder D-052D (Datenblatt Anlage 12). Festzustellen ist, dass die Feder eine Maximalkraft von 5,80 N aufbringen kann. Dies bedeutet das die maximale Andruckkraft 23,20 N beträgt. Trotzdem werden die weiteren Berechnungen auf 30 N Andruckkraft (F_{anbe}) ausgelegt, d.h. die Federkraft beträgt maximal 7,5 N (F_{femax}).

8.2 Konstruktion der Gabel

Für die Andruckrolle wird ein Kugellager verwendet, welches im vorhandenen DDF erprobt wurde. Anschließend konstruierte man die Gabel (Abb. 49).

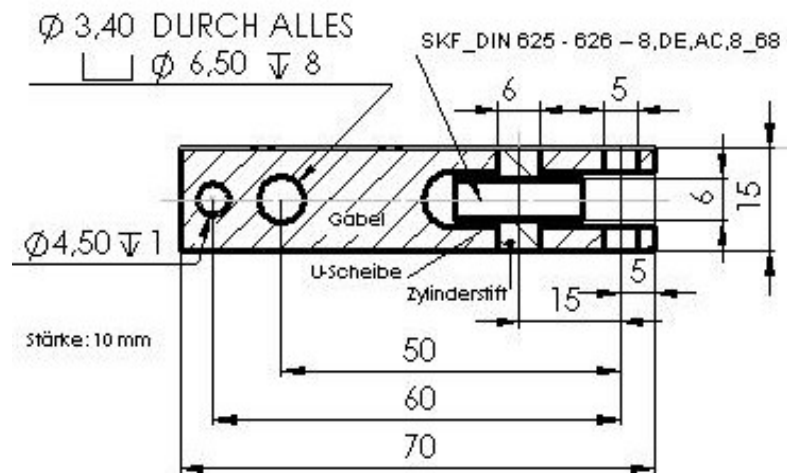


Abbildung 49: Skizze der Gabel

Die verwendeten Passungen an der Gabel wurden aus den Arbeitsblättern (/7/ Empfohlenen Passungen) entnommen und wenn nötig umgerechnet (TB 15).

Tabelle 15: Verwendete Passungen an dem Andrucksystem

	empfohlene Passung	verwendete Passung
Zylinderstift - Kugellager	H7/js5	H7/js5
Zylinderstift - Gabel	H7/m6	M7/js5
Gabel - Achsbolzen	-	H7/g6

8.3 Konstruktion des Schließbleches

Die Konstruktion des Schließbleches ist in der Abbildung 50 dargestellt.

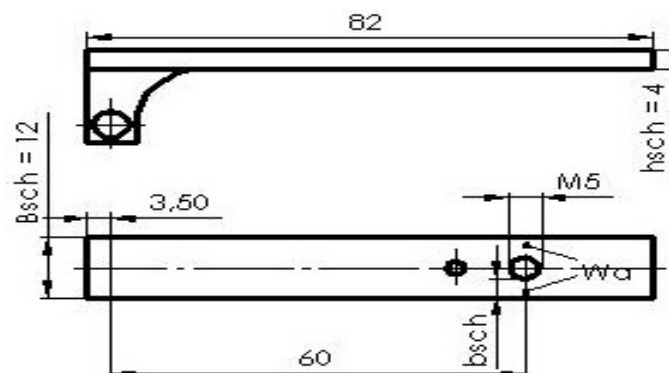


Abbildung 50: Skizze des Schließbleches

8.3.1 Berechnungen am Schließblech

Da der Querschnitt am Schließblech bei der M5 Gewindebohrung erheblich geschwächt wird (Abb. 50), muss eine Berechnung auf Biegung erfolgen.

Werte	Bemerkung
geg.: $F_{\text{femax}} = 7,5 \text{ N}$	aus Kapitel 8
$L_{\text{fe}} = 60 \text{ mm}$	Abb. 50
$B_{\text{sch}} = 12 \text{ mm}$	
$D_g = 5 \text{ mm}$	M5 (Nenndurchmesser)
$h_{\text{sch}} = 4 \text{ mm}$	Abb. 50
$\sigma_{\text{bzul}} = 35 \text{ N/mm}^2$	/7/ Richtwerte für Übungszwecke, AlMgSi 1

ges.: Wird die zulässige Biegespannung überschritten?

Lösung:

a) Aufstellen der benötigten Formeln

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_a} \leq \sigma_{\text{bzul}} \quad \text{Gl. 8.7}$$

aus /7/ 1. Belastungsarten

$$\text{mit } W_a = \frac{(b \cdot h^2)}{6} \quad \text{Gl. 8.8 aus /6/ S.2-23}$$

wobei die Fläche zweimal vorhanden ist (Abb. 50)

$$\text{und } M_b = F_{\text{fe}} \cdot L_{\text{fe}} \quad \text{Gl. 8.9}$$

Gl. 8.8 + Gl. 8.9 in Gl. 8.7:

$$\sigma_b = \frac{(6 \cdot F_{\text{fe}} \cdot L_{\text{fe}})}{(2 \cdot b_{\text{sch}} \cdot h_{\text{sch}}^2)} \leq \sigma_{\text{bzul}} \quad \text{Gl. 8.10}$$

$$b_{\text{sch}} = \frac{(B_{\text{sch}} - D_g)}{2} \quad \text{Gl. 8.11 aus Abb. 50}$$

b) Berechnung der Werte

$$b_{\text{sch}} = \frac{(12 \text{ mm} - 5 \text{ mm})}{2} \quad \text{aus Gl. 8.11}$$

$$\underline{b_{\text{sch}} = 3,5 \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = \frac{(6 \cdot 7,5 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm})}{(2 \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 4^2 \text{ mm}^2)} \leq 35 \text{ N/mm}^2 \quad \text{aus Gl. 8.10}$$

$$\underline{\underline{\sigma_b = 24,11 \text{ N/mm}^2 \leq 35 \text{ N/mm}^2}}$$

Die zulässige Biegespannung wird nicht überschritten.

8.3.2 Konstruktive Überarbeitung des Andrucksystems

Zum einstellen der Andruckkraft muss die Länge der Druckfeder verändert werden können. Dazu nutzt man eine Rändelschraube (Abb. 51). Die Länge der Rändelschraube wurde so gewählt, dass man sie bis zum Kopf in das Schließblech einschrauben kann. Dabei wird die maximale Federkraft nicht überschritten. Als Gewindeart für die Rändelschraube wurde Feingewinde (M5x0,5) gewählt. Hierbei ändert sich die Andruckkraft um 2,03 N/ Umdrehung (TB. 16).

Tabelle 16: Gewindeauswahl der Rändelschraube

$$\text{Anzahl Umdrehungen} = \frac{\Delta S}{P} \quad \text{Gl. 8.12}$$

$$\text{N/ Umdrehung} = \frac{\Delta F_{an} \cdot P}{\Delta S} \quad \text{Gl. 8.13}$$

$$S = \frac{F_{fe}}{R} \quad \text{Gl. 8.14}$$

	F_{an} [N]	F_{fe} [N]	S [mm]	M5x0,8		M5x0,5	
min	1,63	0,41	0,40	Anzahl Umdrehungen	N/ Umdrehung	Anzahl Umdrehungen	N/ Umdrehung
max	23,20	5,80	5,71	6,63	3,25	10,61	2,03
Δ	21,57	5,39	5,31				

Um die Feder zu führen wird ein Zapfen an die Schraube angedreht. Weiterhin wurde in die Gabel eine 6 mm tiefe Bohrung eingebracht (Abb. 51). Somit kann sicher gestellt werden, dass die Feder nicht aus ihrer Führung gerät. Damit beim Wechseln des Drahtes die Druckfeder sich nicht aus ihrer Führung lösen kann wurde eine Zylinderkopfschraube (M3x12) (Abb. 51) zur Verbindung beider Teile eingefügt. Um die Schraube selbst zu sichern wird sie am Schließblech gekontert.

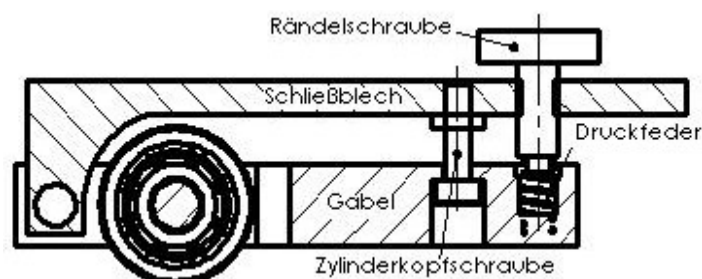


Abbildung 51: Gesamtes Andrucksystem

8.4 Konstruktion der Aufhängung des Andrucksystems

Die Aufhängung (Abb. 52) hat die Aufgabe z.B. das Andrucksystem und die Gegenrolle (Abb. 52) zu positionieren und diese Teile steif mit der Aufhängung zu verbinden. Um dies zu ermöglichen wurden als Verbindungselemente zwischen der Aufhängung und den anzubauenden Teilen Achsbolzen (Abb. 52) verwendet.

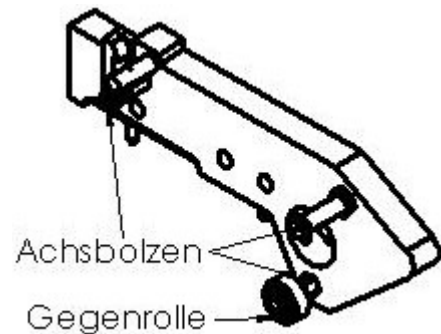


Abbildung 52: Skizze der Aufhängung

8.5 Berechnung der Scherung des Achsbolzens

Wert	Bemerkung
geg.: $F_{\text{anbe}} = 30 \text{ N}$	aus Kapitel 8
$\tau_{\text{azul}} = 340 \text{ N/mm}^2$	/5/, TB 1-1, C45
$D_{\text{achs}} = 4 \text{ mm}$	Abb. 52
ges.: Übersteigt die auftretende Scherspannung die zulässige Scherspannung?	
Lösung:	

a) Aufstellen der benötigten Formeln

$$\tau_a = \frac{F_s}{A_{\text{achs}}} \leq \tau_{\text{azul}}$$

Gl. 8.15 aus /7/ 1. Belastungsarten

mit $F_s = F_{\text{anbe}}$ und

$$A_{\text{achs}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{achs}}^2 \quad \text{Gl. 8.16}$$

Gl. 8.16 in Gl. 8.15

$$\tau_a = \frac{4 \cdot F_{\text{anbe}}}{(\pi \cdot D_{\text{achs}}^2)} \leq \tau_{\text{azul}} \quad \text{Gl. 8.17}$$

b) Berechnung der Scherspannung

$$\tau_a = \frac{4 \cdot 30 \text{ N}}{(\pi \cdot 4^2 \text{ mm}^2)} \leq 340 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\underline{\tau_a \approx 2 \text{ N/mm}^2 \leq 340 \text{ N/mm}^2}}$$

Die tatsächliche Scherspannung ist deutlich unter der zulässigen Scherspannung, d.h. der Achsbolzen wird nicht abgeschert.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der Überarbeitung war es den Dünndrahtförderer zu optimieren.

In der 1. Phase wurde ein 3D-Modell des Dünndrahtförderer, mit der Software Solid-Works, erstellt. Es wurden Träger-, Kipp-, Schwenk- und Schiebepplatten (Anlage A, Pos-Nr. 10, 16, 17, 18) konstruiert. Weiterhin wurden verschiedene Kaufteile, wie Kugeln, Motoren, Schnappschalter (Anlage A, Pos-Nr. 19, 20, 21) als Volumenkörper nachmodelliert.

Außerdem erarbeitete man sich eine Aufgabenliste für die konstruktiven Änderungen am Dünndrahtförderer. Dazu untersuchte man u.a. den Drahtschlupf und die Zeitdauer für das Wechseln der Drahtspur.

Zu Beginn der 2. Phase wurden die ersten Aufgaben aus der Anforderungsliste bearbeitet. Dabei wurde der Gelenkkopf, die Federaufhängung, die Motoraufhängung, die Profilrolle und das Andrucksystem mit Aufhängung (Anlage A, Pos-Nr. 1, 2, 4, 6, 7) neu konstruiert bzw. überarbeitet.

Das zentrale Thema der Arbeit beschäftigt sich mit der Profilrolle. Zum einen wurden hierbei Entwürfe für einen effizienteren Drahtwechsel erarbeitet. Zum anderen ergriff man Maßnahmen zur Verbesserung des Drahtschlupfes. Dazu wurde der Innenwinkel der Profilrolle verringert und die Aufhängung auf eine höhere Andruckkraft ausgelegt. Für weitere Versuche wurden Profilrollen mit anderen Innenwinkeln gefertigt.

Aus den Versuchen der 1. und 2. Phase wurden folgende Erkenntnisse gewonnen:

- Knicke im Draht beeinflussen die Drahtförderung
- Schlupf ist unabhängig von der Geschwindigkeit des Drahtvorschubes, bei Förderung eines losen Drahtstückes (belastungsfrei)
- der Draht wird unabhängig vom Innenwinkel der Profilrolle deformiert
- im Betrieb stellt sich ein Drahtschlupf ein der unabhängig von der Andruckkraft ist

Der derzeitige Konstruktionsstand ist in der Anlage C hinterlegt. Weiterhin müssen u.a. noch die Teilaufgaben, wie die Kanülen, der Ausleger mit Überlastsicherung (Anlage A, Pos-Nr. 9, 13) und das Gehäuse (Anlage B, Pos-Nr. 10) bearbeitet werden.

Damit man eine quantitative Aussage über den vorhandenen Drahtschlupf treffen kann, müssen weitere Messreihen aufgenommen werden. Als Ziel der Messreihen soll der prozentuale Drahtschlupf ermittelt werden. Damit die Ergebnisse in der Praxis angewendet werden können, müssen die zu fördernden Drähte mit verschiedenen Zusatzgewichten (Belastungszustände) und verschiedenen Drahtvorschüben durch den Dünndrahtförderer gefördert werden. Für die Zusatzgewichte werden 30, 60, 120 g und für die Drahtvorschübe 2, 5, 10 mm/s vorgeschlagen. Dabei sollte versucht werden die Messreihen mit einer Andruckkraft durchzuführen. Wenn bei der Auswertung der Messreihen, die mit einer Andruckkraft durchgeführt werden sollen, ein konstanter Drahtschlupf festzustellen ist, kann das Andrucksystem (Anlage C, Andrucksystem) konstruktiv vereinfacht werden.

Außerdem wurde herausgefunden, dass bei den derzeit verbauten Kanülen mit einem Innendurchmesser von 0,6 mm eine erhöhte Reibung auftritt, wenn der 0,5 mm Stahldraht gefördert wird. Um dies zu unterbinden, ist es nötig eine Kanüle mit einem Innendurchmesser von 0,7 mm einzubauen. Hierbei sollte untersucht werden, ob bei kleinen Drahtdurchmessern (0,2 mm) sich der Draht in der Kanüle verklemmt, wenn Widerstand beim Austritt des Drahtes auftritt.

Anlagenindex

Anlage 1: Arbeitsanweisung 32 (Ausschnitt).....	ii
Anlage 2: Klassifikatoren.....	v
Anlage 3: Datenblatt RZ-047I.....	vii
Anlage 4: Datenblatt VD-117.....	viii
Anlage 5: Datenblatt Aktuatoren (Auszug).....	ix
Anlage 6: Datenblatt D-090U-10.....	x
Anlage 7: Datenblatt Planetengetriebe und Schrittmotor.....	xi
Anlage 8: Messreihe zur Ermittlung der Reibungszahl.....	xiii
Anlage 9: Untersuchung des Spurwinkels.....	xiv
Anlage 10: Berechnung der zulässigen Flächenpressung.....	xv
Anlage 11: Untersuchung des Schlupfes in Abhängigkeit der Geschwindigkeit	xvi
Anlage 12: Datenblatt D-052D.....	xvii
Anlage A: Zeichnungsnummer 0811-0001	
Anlage B: Zeichnungsnummer 0811-0002	
Anlage C: Zeichnungsnummer 0811-00-0001	

Anlage 1: Arbeitsanweisung 32 (Ausschnitt)

Diese Angaben stammen aus /1/.

3.1 Zeichnungsnummerierung

3.1.1 Fertigungsteile - Einzelteile und Baugruppen sowie deren Zeichnungen

Für Zeichnungsnummern wird der Nummernschlüssel

AAAA-BB-CCCC(-D)

verwendet, dessen Teile im Folgenden beschrieben werden.

3.1.1.1 (A) Projektnummer

4-stellige Projektnummer der Anlage in der das Teil erzeugt wurde, z. B. 0615

3.1.1.2 (B) Klassifikator zur Kennzeichnung

2-stelliger Klassifikator zur Kennzeichnung der Sache bzw. des Zustandes eines Teils (*siehe Anlage 2*)

3.1.1.2.1 Nachgearbeitete Kaufteile (Klassifikator 12, siehe Anlage Tabellen)

Der Umgang mit nachgearbeiteten Kaufteilen bzw. modifizierten Bestellteilen erfolgt über das Erzeugen einer „Mini-Baugruppe“, die nur ein Teil enthält.

So entsteht eine Zeichnung, die in diesem Fall eine Zeichnungsnummer eines Einzelteils XXXX-12-XXXX erhält, in der in einer „Ministückliste“ auf das entsprechende Kaufteil verwiesen wird.

So kann sichergestellt werden, dass in übergeordneten Baugruppen sowohl die Bearbeitungs-Zeichnung als auch das dazu verwendende Kaufteil aufgeführt wird.

3.1.1.2.2 Andere Sonderklassen

Die Klassifikatoren 20, 21 und 30, 31 (*siehe Tabelle Klassifikatoren in der Anlage Tabellen*) sind der Strukturierung anderer Konstruktionsbereiche z. B. Elektro, Pneumatik usw. vorbehalten.

3.1.1.3 (C) Zähler, der je Klassifikator (B) hochgezählt wird

4-stelliger Zähler, der je Klassifikator (B) separat hochgezählt wird

3.1.1.4 (D) Verbales Kürzel

Verbales Kürzel (1 bis max. 10 Zeichen) zur näheren Beschreibung (optional)

- bei Teilen, die sich zwingend aufeinander beziehen, z. B. gespiegelte Teile, Zuschnitte, Rohteile, usw.

- bei speziellen Zeichnungen, die unterschiedliche Szenarien darstellen, z. B. Layout, Entwurf oder Ähnliches
- Es sind kurze Anhänge zu wählen (bis 10 Zeichen), (*siehe Anlage 2*).

Alle Teile oder Baugruppen oder Zeichnungen, die **keinen** Bezug (mehr) zueinander haben, sind neue Teile und erhalten eine eigene Zeichnungsnummer, sind also neue Teile.

Beispiele

0615-10-0028	28. Einzelteil im Projekt 0615
8034-03-0001	Hauptoptikbaugruppe Projekt 8034
0720-07-0002	Optikbaugruppe, Bearbeitungsoptik mit Linsen
0720-00-0001	Maschine 1, P0720
0720-00-0002	Maschine 2, P0720
8034-19-0003	Linse, Prisma Teil3
8034-10-0001-Anfr	Anfragezeichnung Teil 1 aus dem Projekt 8034
8034-10-0013-gespegeltes Teil	13

3.1.2 Kaufteile, Normteile

Die Benennung (Dateiname) der Kaufteile (Misumi, etc.) erfolgt nach der Bestellbezeichnung der Artikel, die im Allgemeinen beim Import genutzt werden kann und nur gelegentlich noch angepasst werden muss.

Dieser Bestellbezeichnung wird ein dreistelliger Buchstabencode vorangestellt um Verwechslungen auszuschließen, siehe Tabelle Herstellercodes in der Anlage Tabellen.

Einzelteile von Baugruppen wie Zylinder etc. erhalten den selben Name + Index K (Kolben), Z (Zylinder) und werden in der Bibliothek in einem Einzelteileordner abgelegt.

Sonderzeichen (wie „.“ oder „\“,“/“) in den Bezeichnungen sind zu vermeiden um eine Weiternutzung über csv-Exporte problemlos zu ermöglichen.

Beispiel an einem FESTO-Teil

importierter String „161254 DZF-25-80-A-P-A---(asm_0)“ der zu folgendem Ausdruck gemacht wird FES_161254 DZF-25-80-A-P-A.SLDASM

Kaufteile MIS_BSST-350-F20

BAL_BES 316 42

HAD_FHA-17

Normteile werden mit der entsprechenden Norm und Parametern benannt

Normteile DIN 912M12x120-verzinkt (bringt SolidWorks mit)

Anlage 2: Klassifikatoren

Diese Angaben stammen aus /2/.

Tabelle Klassifikatoren (B in Zeichnungsnummer) für jede Doku innerhalb der Firma gültig.

Klass.	Beschreibung
00	Oberste Baugruppenebene, Gesamtmaschine(n), Nebenmaschinen, Ausführungen bzw. Konfigurationen.
01	Gruppen der Maschinengestelle, Schweißgestell oder Alu-Profil-Gestelle mit tragender Funktion
02	Gruppen der Bewegungssysteme (Zähler, Bew.-System 1....Bew.-System n)
03	Guppen der Vorrichtungen
04	Baugruppen für Umhausungen (Blechumhausungen, Flächenelemente, freistehende Alu-Gestellumhausungen)
05	Gruppen der Elektrik (Schaltschränke, Kühler, Sensorik, Panele...)
06	allgemeine Baugruppe oder Unterbaugruppe, ohne direkte Zuordnung zur Funktion
07	Optische Systeme (mit Linsen, Spiegeln, Prismen etc.)
08	Pass- u. Paarungsgruppen (Teile die aufeinander angepasst werden und nicht austauschbar sind)
09	Schweißbaugruppen (Blech, Steckschweißkonstruktion...) Gruppen, die ausschließlich aus verschweißten Blech- oder Einzelteilen bestehen.
10	Einzelteile, mechanisch bearbeitet (Fräs-/Dreh- etc.)
11	Blech-, Blech-Biege-, Umform-, Einzelteile, die in der Regel nicht nachgearbeitet werden
12	Bestell- oder nachgearbeitete Kaufteile
13	Rohteile (Bearbeitungsaufmaße für Schweißbaugruppen oder Gussteile) Zähler identisch mit Fertigteil!
14-18	reserviert für CAD
19	optische Teile, Linsen, Prismen, Spiegel, Glasbauteile, Schutzgläser
20	Elektrik (Schaltpläne) (!keine Nummernvergabe für CAD-Daten möglich!)
21	Pneumatikpläne (!keine Nummernvergabe für CAD-Daten möglich!)
22	GWS Medien
23	Optikpläne, Optikschemata
30	Elektronik (!keine Nummernvergabe für CAD-Daten möglich!)
31	Pnozmulti-Programme (!keine Nummernvergabe für CAD-Daten möglich!)
50	Dokumente Abstimmung
51	Dokumente Abnahme
90	technische Dokumentation
91	Projekt-DVD

Tabelle verbale Kürzel (D) in Zeichnungsnummer

Kürzel	Beschreibung
Anfr	Anfragezeichnung, Anfrageteil
Aufstpl	Aufstellplan
Mont	Montageplan, Montagehinweis
Hilfsm	Hilfsmittel
Lay	Layout
gespiegelt	gespiegelt (wird vom System erzeugt, beim Spiegeln eines Teils)

Tabelle Herstellercodes

Hersteller	Kürzel
Balluff	BAL
Bulgin	BUL
Festo	FES
Harmonic Drive	HAD

Anlage 3: Datenblatt RZ-047I

Datenblatt Zugfeder : RZ-047I

GUTEKUNST FEDERN

d mm Drahtdurchmesser	L1 mm Länge der Feder vorgespannt	Gewicht g Gewicht der einzelnen Feder
D mm Mittlerer Windungsdurchmesser	L2 mm Länge der Feder gespannt	
De mm Äußerer Windungsdurchmesser	Ln mm Kleinste Länge der Feder	
Dh mm Kleinster Hülsendurchmesser	m mm Ösenöffnungswerte der Öse	
F0 N Innere Vorspannkraft	n St. Anzahl der federnden Windungen	* Die Ösen haben lagermäßig keine Öffnung (m = 0,00). Eine Ösenöffnung können wir jedoch kurzfristig bei Bedarf aufschneiden.
F1 N Kraft der Feder vorgespannt	nt St. Anzahl der Gesamtwindungen	
F2 N Kraft der Feder gespannt	S1 mm Strecke der Feder vorgespannt	
Fn N Höchstkraft der Feder	S2 mm Strecke der Feder gespannt	
Lh mm Ösenhöhe	Sn mm Grösste Strecke der Feder	
Lk mm Länge unbelasteter Federkörper	Sh mm Arbeitsweg (Hub)	
L0 mm Ungespannte Länge der Feder	R N/mm Federrate	

n	nt	R	0,881	Gewicht	0,414
---	----	---	-------	---------	-------

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

1 Windungsrichtung	4 Lastspielzahl N	10 Toleranzen nach DIN 2097																												
<input type="checkbox"/> links <input checked="" type="checkbox"/> rechts	<input type="text"/>	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Gütegrad</th> <th>De, Di, D</th> <th>L0</th> <th>F0-Fn</th> <th>Ösen</th> <th>Drahtstärke d nach DIN 2076</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input type="checkbox"/></td> <td><input checked="" type="checkbox"/></td> </tr> </tbody> </table>	Gütegrad	De, Di, D	L0	F0-Fn	Ösen	Drahtstärke d nach DIN 2076	1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>				
Gütegrad	De, Di, D	L0	F0-Fn	Ösen	Drahtstärke d nach DIN 2076																									
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																									
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>																									
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>																									
2 Ösenform und Ösenstellung	5 Lastspielfrequenz n	11 Fertigungsausgleich																												
Ösenform <input type="text" value="1/1 deutsche"/>	<input type="text" value=""/> /	durch																												
Ösen gegeneinander versetzt um <input type="text" value="180,0 ± 27,0"/> Grad (Im Sinne der Rechtsschraube)	6 Arbeitstemperatur	Eine Federkraft, zugehörige Länge der gespannten Feder und L0 F0, D <input checked="" type="checkbox"/>																												
	<input type="text" value=""/> °C	Eine Federkraft, zugehörige Länge der gespannten Feder und F0 L0, n, d <input type="checkbox"/>																												
	7 Werkstoff	Zwei Federkräfte, die zugehörigen Längen der gespannten Feder L0, n, d <input type="checkbox"/>																												
	<input type="text" value="EN 10270-3-1.4310"/>	F0, D <input type="checkbox"/>																												
	8 Draht- oder Staboberfläche	Staffelpreise																												
	<input checked="" type="checkbox"/> gezogen <input type="checkbox"/> gewalzt <input type="checkbox"/> spanend bearbeitet	<table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td style="text-align: right;">Mengenstaffel</td> <td style="text-align: left;">Einzelpreis [EUR]</td> </tr> <tr><td style="text-align: right;">1</td><td>2.8300 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">2</td><td>2.8300 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">3</td><td>2.8300 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">5</td><td>2.8300 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">7</td><td>1.9200 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">17</td><td>0.9600 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">37</td><td>0.6200 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">75</td><td>0.4900 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">125</td><td>0.4618 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">175</td><td>0.4355 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">250</td><td>0.4246 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">350</td><td>0.3975 EUR</td></tr> <tr><td style="text-align: right;">450</td><td>0.3888 EUR</td></tr> </table>	Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]	1	2.8300 EUR	2	2.8300 EUR	3	2.8300 EUR	5	2.8300 EUR	7	1.9200 EUR	17	0.9600 EUR	37	0.6200 EUR	75	0.4900 EUR	125	0.4618 EUR	175	0.4355 EUR	250	0.4246 EUR	350	0.3975 EUR	450	0.3888 EUR
Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]																													
1	2.8300 EUR																													
2	2.8300 EUR																													
3	2.8300 EUR																													
5	2.8300 EUR																													
7	1.9200 EUR																													
17	0.9600 EUR																													
37	0.6200 EUR																													
75	0.4900 EUR																													
125	0.4618 EUR																													
175	0.4355 EUR																													
250	0.4246 EUR																													
350	0.3975 EUR																													
450	0.3888 EUR																													
3 Arbeitsweg Sh	9 Oberflächenschutz																													
<input type="text" value=""/> mm	<input type="text" value=""/>																													
Bemerkungen																														

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen
 Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Technische Beratung (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0
 Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

Anlage 4: Datenblatt VD-117

Datenblatt Druckfeder : VD-117D

GUTEKUNST FEDERN

d mm Drahtdurchmesser
 D mm Mittlerer Windungsdurchmesser
 Dd mm Dorndurchmesser
 De mm Äußerer Windungsdurchmesser
 Dh mm Hülsendurchmesser
 e1 mm Abweichung von Mantellinie
 e2 mm Abweichung von Parallelität
 F1 N Kraft der Feder vorgespannt
 F2 N Kraft der Feder gespannt

Fh N Höchstkraft der Feder
 Fc N Theo. Federkraft bei Blocklänge
 L0 mm Ungespannte Länge der Feder
 L1 mm Länge der Feder vorgespannt
 L2 mm Länge der Feder gespannt
 Lk mm Knicklänge
 Ln mm Kleinste Länge der Feder
 Lc mm Blocklänge
 n St. Anzahl federmenden Windungen

nt St. Anzahl der Gesamtwindungen
 R N/mm Federrate
 s mm Steigung der Federn
 S1 mm Strecke der Feder vorgespannt
 S2 mm Strecke der Feder gespannt
 Sh mm Arbeitsweg (Hub)
 Sn mm Grösste Strecke der Feder
 Gewicht g Gewicht der einzelnen Feder
 Fndyn N Dynamische Höchstkraft
 Fndtol N (+/-) Toleranz dynamische Höchstkraft
 Lndyn mm Kleinste Länge dynamische Belastung
 Shdyn mm Größter Federweg dynamische Belastung

* Die Werte unter dynamischer Belastung sind nur mit einer durch Kugelstrahlen verfestigten Oberfläche erreichbar !

Form 1:
Federenden angelegt
und geschliffen

n nt R Gewicht

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

1 Windungsrichtung

links rechts

7 Führung und Lagerung DIN 2089/1

Dorn Hülse

Knicklänge **Lk** bei Lagerungsbeiwert mm

v=0,5 / Bild 5

12 Toleranzen nach DIN 2095

Gütegrad	De,Di,D	L0	F1,F2	e1,e2	Drahtstärke d nach DIN 2076
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

2 Dynamische Beanspruchung *

Fndyn

Fndtol

Lndyn

Shdyn

8 Werkstoff

EN 10270-3-1.4310

13 Fertigungsausgleich durch

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge L0

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L0 n, d

Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen L0, n, d

3 Arbeitsweg Sh mm

9 Draht- oder Staboberfläche

gezogen gewalzt spanend bearbeitet

14 Federn setzen

Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.

4 Lastspielzahl N

10 Federn entgratet innen außen

Staffelpreise

Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	2.7000 EUR
2	2.7000 EUR
3	2.7000 EUR
5	2.7000 EUR
7	1.7300 EUR
17	0.8900 EUR
37	0.5500 EUR
75	0.4200 EUR
125	0.3491 EUR
175	0.3213 EUR
250	0.2826 EUR
350	0.2439 EUR
450	0.1940 EUR

5 Lastspielfrequenz n /

11 Oberflächenschutz kugelgestrahlt

6 Arbeitstemperatur °C

Bemerkungen

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen

Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Technische Beratung (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0

Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

Anlage 5: Datenblatt Aktuatoren (Auszug)

Maße		Maximale Schubkraft	Spindelsteigung			bei 1.000 Schritten/Sek.*	
Flansch	Achse		pro Schritt	pro Umdrehung	Code	Schubkraft	Vorschub
mm	mm Ø	N	mm/1,8°	mm/U		N	mm/s

NEMA 8	20x20	3,5	95	0,001524	0,30	U	80	1,5
			80	0,002500	0,50	AA	70	2,5
			75	0,003048	0,61	N	65	3,0
			55	0,005000	1,00	AB	45	5,0
			30	0,006096	1,22	K	20	6,1
			50	0,010000	2,00	AC	40	10,0
			20	0,012192	2,44	J	15	12,2
			15	0,020000	4,00	AD	10	20,0
			10	0,040000	8,00	AE	5	40,0

Anlage 6: Datenblatt D-090U-10

Datenblatt Druckfeder : D-090U-10

GUTEKUNST FEDERN

d mm Drahtdurchmesser
D mm Mittlerer Windungsdurchmesser
Dd mm Dorndurchmesser
De mm Äußerer Windungsdurchmesser
Dh mm Hülsendurchmesser
e1 mm Abweichung von Mantellinie
e2 mm Abweichung von Parallelität
F1 N Kraft der Feder vorgespannt
F2 N Kraft der Feder gespannt

Fn N Höchstkraft der Feder
Fc N Theo. Federkraft bei Blocklänge
L0 mm Ungespannte Länge der Feder
L1 mm Länge der Feder vorgespannt
L2 mm Länge der Feder gespannt
Lk mm Knicklänge
Ln mm Kleinste Länge der Feder
Lc mm Blocklänge
n St. Anzahl federnenden Windungen

nt St. Anzahl der Gesamtwindungen
R N/mm Federsteife
s mm Steigung der Federn
S1 mm Strecke der Feder vorgespannt
S2 mm Strecke der Feder gespannt
Sh mm Arbeitsweg (Hub)
Sn mm Grösste Strecke der Feder
Gewicht g Gewicht der einzelnen Feder
Fndyn N Dynamische Höchstkraft
Fndtol N (+/-) Toleranz dynamische Höchstkraft
Lndyn mm Kleinste Länge dynamische Belastung
Shdyn mm Größter Federweg dynamische Belastung

* Die Werte unter dynamischer Belastung sind nur mit einer durch Kugelstrahlen verfestigten Oberfläche erreichbar !

Form 1:
Federenden angelegt
und geschliffen

n 3,50 nt R 0,377 Gewicht 0,386

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

1 Windungsrichtung

 links rechts

7 Führung und Lagerung DIN 2089/1

 Dorn Hülse
Knicklänge **Lk** bei Lagerungsbeiwert
v=0,5 / Bild 5 0,00 mm

12 Toleranzen nach DIN 2095

Gütegrad	De,Di,D	L0	F1,F2	e1,e2	Drahtstärke d nach DIN 2076
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

8 Werkstoff

 EN 10270-1-DH

9 Draht- oder Staboberfläche

 gezogen gewalzt spanend bearbeitet

13 Fertigungsausgleich durch

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge L0

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L0 n, d

Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen n, De, Di

L0, n, d

L0, n, De, Di

4 Lastspielzahl N

10 Federn entgratet innen außen

11 Oberflächenschutz kugelgestrahlt

14 Federn setzen

Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.

Staffelpreise

Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	2.5800 EUR
2	2.5800 EUR
3	2.5800 EUR
5	2.5800 EUR
7	1.5400 EUR
17	0.6600 EUR
37	0.3800 EUR
75	0.1800 EUR
125	0.1473 EUR
175	0.1109 EUR
250	0.0887 EUR
350	0.0665 EUR
450	0.0609 EUR

3 Arbeitsweg Sh mm

5 Lastspielfrequenz n /

6 Arbeitstemperatur °C

Bemerkungen

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen
Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Technische Beratung (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0
Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

Anlage 7: Datenblatt Planetengetriebe und Schrittmotor



Planetengetriebe

0,3 Nm

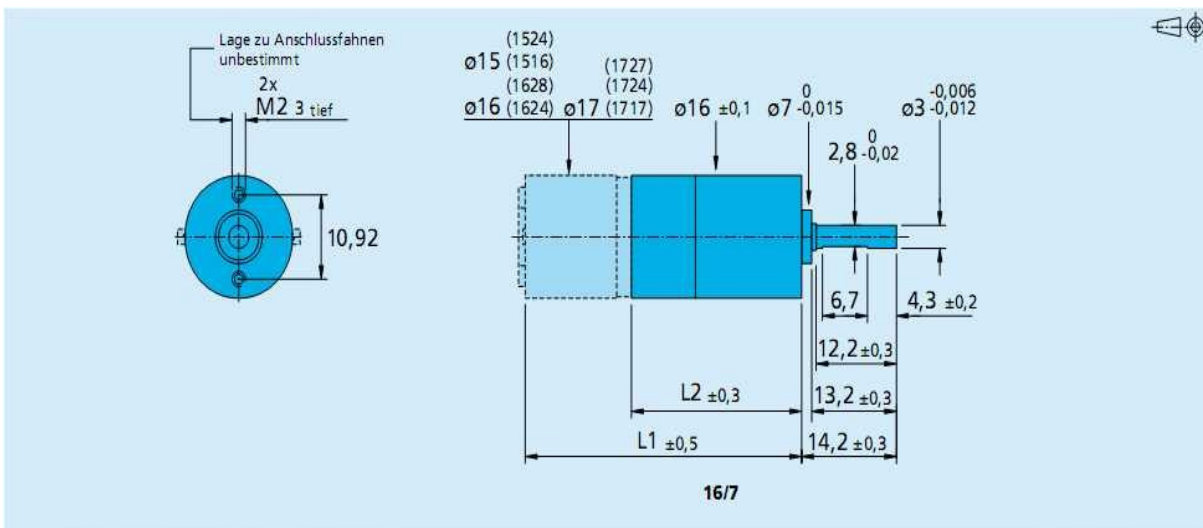
Kombinierbar mit (Übersicht Seiten 14-15)
 DC-Kleinstmotoren:
 1516, 1524, 1624, 1717, 1724, 1727
 Bürstenlosen DC-Servomotoren:
 1524, 1536, 1628
 DC-Motor-Tacho Kombinationen:
 1841

Serie 16/7

	16/7
Gehäusewerkstoff	Metall
Zahnradwerkstoff	Stahl
Max. empfohlene Eingangsdrehzahl für: - Dauerbetrieb	5 000 rpm
Getriebeispiel, unbelastet	≤ 1°
Abtriebswellenlager	Kugellager, vorgespannt
Maximal zulässige Wellenbelastung: - radial (6,5 mm vom Befestigungsflansch)	≤ 30 N
- axial	≤ 5 N
Maximale Aufpresskraft	≤ 5 N
Wellenspiel (gemessen am Lager): - radial	≤ 0,02 mm
- axial	= 0 mm
Betriebstemperaturbereich	-30 ... + 100 °C

Technische Daten

Untersetzungs- verhältnis (nominal)	Gewicht ohne Motor g	Länge ohne Motor L2 mm	Länge mit Motor						Drehmoment		Drehsinn der Welle (reversibel)	Wirkungs- grad %
			1516 T	1524 T 1624 T	1628 T	1717 T	1724 T	1727 U	Dauer- betrieb M max. mNm	Kurzzeit- betrieb M max. mNm		
3,71:1	18	17,0	32,8	40,8	45,0	34,0	41,0	44,2	200	300	=	90
14 :1	23	21,2	36,9	44,9	49,1	38,1	45,1	48,3	300	450	=	80
43 :1	28	25,3	41,1	49,1	53,3	42,3	49,3	52,5	300	450	=	70
66 :1	28	25,3	41,1	49,1	53,3	42,3	49,3	52,5	300	450	=	70
134 :1	33	29,4	45,2	53,2	57,4	46,4	53,4	56,6	300	450	=	60
159 :1	33	29,4	45,2	53,2	57,4	46,4	53,4	56,6	300	450	=	60
246 :1	33	29,4	45,2	53,2	57,4	46,4	53,4	56,6	300	450	=	60
415 :1	38	33,5	49,3	57,3	61,5	50,5	57,5	60,7	300	450	=	55
592 :1	38	33,5	49,3	57,3	61,5	50,5	57,5	60,7	300	450	=	55
989 :1	38	33,5	49,3	57,3	61,5	50,5	57,5	60,7	300	450	=	55
1 526 :1	38	33,5	49,3	57,3	61,5	50,5	57,5	60,7	300	450	=	55
2 608 :1	43	37,6	53,4	61,4	65,6	54,6	61,6	64,8	300	450	=	50
4 365 :1	43	37,6	53,4	61,4	65,6	54,6	61,6	64,8	300	450	=	50
5 647 :1	43	37,6	53,4	61,4	65,6	54,6	61,6	64,8	300	450	=	50



Angaben zu Gewährleistung und Lebensdauer sowie weitere technische Erläuterungen siehe Seiten 118-122.
 Ausgabe 2008-2009

Änderungen vorbehalten.

Schrittmotoren

6,0 mNm

Zwei Phasen, 24 Schritte pro Umdrehung

AM1524-ww-ee

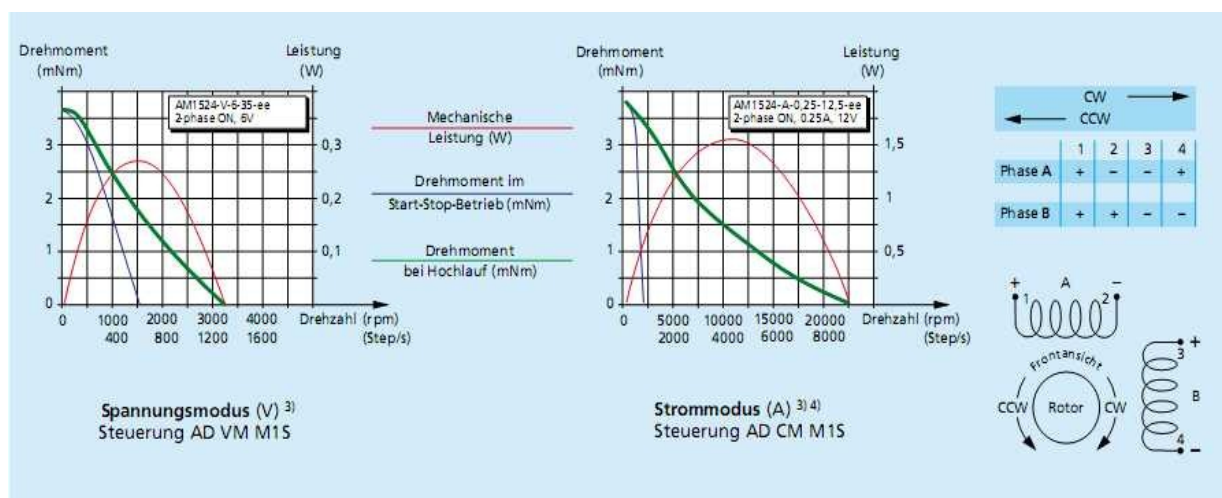
ww =	V-6-35		V-12-150		A-0,25-12,5		A-0,45-3,6		Treibermodus	
	Spannung	Strom	Spannung	Strom	Spannung	Strom	Spannung	Strom		
1 Nennspannung	6	-	12	-	3,5	-	2	-	V DC	
2 Nennstrom pro Phase (2 Phasen bestromt)	-	0,15	-	0,075	-	0,25	-	0,45	A	
3 Phasenwiderstand (bei 20°C)	35		150		12,5		3,6		Ω	
4 Induktivität pro Phase (1kHz)	15		65		5,5		1,7		mH	
5 Amplitude der Gegen-EMK	6		12		3,5		2,0		V/k Schritt/s	
6 Haltemoment ¹⁾ (2 Phasen bestromt)	6,0								mNm	
7 Haltemoment ¹⁾ (zweifacher Nennstrom)	10								mNm	
8 Vollschritt-Winkel	15								Grad	
9 Absolute Schrittwinkelgenauigkeit ²⁾	± 10								% Vollschritt	
10 Stromloses Haltemoment	0,9								mNm	
11 Rotorträgheitsmoment	45								·10 ⁻⁹ kgm ²	
12 Resonanzfrequenz (bei Nennstrom)	120								Hz	
13 Elektrische Zeitkonstante	0,4								ms	
14 Betriebstemperaturbereich	-35 ... +70								°C	
15 Maximal zulässige Wicklungstemperatur	130								°C	
16 Wärmewiderstand Wicklung-Luft	37								°C/W	
17 Thermische Zeitkonstante	220								s	
18 Wellenlagerung	Sinterlager (Standard)				Kugellager, vorgespannt (Sonderausführung)					
19 Wellenbelastung, max. zulässig:										
- radial (3 mm vom Lager)	0,5				6,0					N
- axial	0,5				3,0					N
20 Wellenspiel, max.:										
- radial (0,2N)	15				12					µm
- axial (0,2N)	150				~0					µm
21 Isolations- und Prüfspannung	200								V DC	
22 Abmessungen:										
- Durchmesser	15								mm	
- Länge	16,5								mm	
- Wellendurchmesser	1,5								mm	
23 Gewicht	12								g	

¹⁾ mit bipolarer Speisung

²⁾ 2 Phasen bestromt, gleicher Phasenstrom

³⁾ Kurve gemessen mit einem Lastträgheitsmoment von 10 · 10⁻⁹ kgm²

⁴⁾ Wird im Strommodus die Einheit mit geringerer Spannung versorgt als im Diagramm angegeben, verringert sich das Drehmoment bei höheren Drehzahlen, auch bei gleich eingestelltem Nennstrom



Anlage 8: Messreihe zur Ermittlung der Reibungszahl

Die Reibungszahl μ wurde experimentell ermittelt. Das heißt, dass eine Schub- bzw. Schubkraft am DDF indirekt gemessen wurde. Die Schubkraft ist die Kraft mit der der Motor den Draht aus der Kanüle schiebt. Die Zugkraft ist die Kraft mit der der Motor den Draht zurückzieht. Bei dem Versuch wurde der DDF so an einem Stativ befestigt, dass er mit dem Ausleger senkrecht nach oben hing. Der Draht wurde eingefädelt und an dessen Ende Gewichte angehängen. Zur Ermittlung der Zugkraft wurde der DDF auf einen Tisch gestellt und diesmal am anderen Drahtende Gewichte angebracht. Ziel war es die maximalen Schub- und Zugkräfte mit dem ein knickfreier Draht bewegt werden kann herauszufinden.

Aus diesen Werten konnte man die Reibungszahl bestimmen.

Drahtdurchmesser [mm]:	Stahl			Aluminium	
	0,3	0,4	0,5	0,3	0,4
μ bei Zug	0,13	0,09	0,06	0,11	0,09
μ bei Schub	0,16	0,13	0,1	0,16	0,16
Mittelwert der Drähte:	0,14	0,11	0,08	0,14	0,12
Mittelwert der Werkstoffe:	0,11			0,13	
Gesamter Mittelwert:	0,12				

Anlage 9: Untersuchung des Spurwinkels

Profilrollendurchmesser der Nabe D _{pr} [mm]:		19							
Innenwinkel [°]:		35							
Spur	d [mm]	Hd [mm]	Bspur [mm]	Tb [mm]	Td [mm]	Te [mm]	dTb [mm]	U Tb [mm]	
1	0,20	0,10	0,21	0,03	0,10	0,33	18,94	59,50	
	0,30	0,32		-0,12	-0,02		19,24	60,44	
2	0,30	0,10	0,35	0,10	0,20	0,55	18,80	59,06	
	0,40	0,20	0,42	0,06	0,20	0,67	18,88	59,31	
	0,50	0,42		-0,09	0,08		19,18	60,26	
	0,50	0,20	0,56	0,13	0,30	0,88	18,74	58,87	
Innenwinkel [°]:		60							
Spur	d [mm]	Hd [mm]	Bspur [mm]	Tb [mm]	Td [mm]	Te [mm]	dTb [mm]	U Tb [mm]	
1	0,20	0,10	0,23	0,05	0,10	0,20	18,90	59,38	
	0,30	0,25		-0,03	0,05		19,06	59,88	
2	0,30	0,10	0,40	0,13	0,20	0,35	18,74	58,87	
	0,40	0,20	0,46	0,10	0,20	0,40	18,80	59,06	
	0,50	0,35		0,03	0,15		18,94	59,50	
	0,50	0,20	0,64	0,18	0,30	0,55	18,64	58,56	
Innenwinkel [°]:		90							
Spur	d [mm]	Hd [mm]	Bspur [mm]	Tb [mm]	Td [mm]	Te [mm]	dTb [mm]	U Tb [mm]	
1	0,20	0,10	0,28	0,07	0,10	0,14	18,86	59,25	
	0,30	0,22		0,04	0,08		18,92	59,44	
2	0,30	0,10	0,52	0,16	0,20	0,26	18,68	58,68	
	0,40	0,20	0,57	0,14	0,20	0,28	18,72	58,81	
	0,50	0,32		0,11	0,18		18,78	59,00	
	0,50	0,20	0,81	0,23	0,30	0,40	18,54	58,25	
Innenwinkel [°]:		120		Profilrolle nach Zeichnung					
Spur	d [mm]	Hd [mm]	Bspur [mm]	Tb [mm]	Td [mm]	Te [mm]	dTb [mm]	U Tb [mm]	
1	0,20	0,16	0,20	0,03	0,04	0,06	18,94	59,50	
	0,30	0,27		0,01	0,03		18,98	59,63	
2	0,40	0,32	0,40	0,06	0,08	0,12	18,88	59,31	
	0,50	0,42		0,04	0,08		18,92	59,44	
Innenwinkel [°]:		120		vorhandene Profilrolle					
Spur	d [mm]	Hd [mm]	Bspur [mm]	Tb [mm]	Td [mm]	Te [mm]	dTb [mm]	U Tb [mm]	
1	0,20	0,08	0,48	0,11	0,12	0,14	18,78	59,00	
	0,30	0,18		0,10	0,12		18,90	59,06	
2	0,40	0,20	0,81	0,18	0,20	0,23	18,64	58,56	
	0,50	0,30		0,16	0,20		18,68	58,68	
Legende:		d – Drahtdurchmesser		Td – Tiefe des Drahtes		dTb – Durchmesser des Berührungspunktes			
		Hd – Höhe des Drahtes		Te – Einstichtiefe		U Tb – Umfang des Berührungspunktes (Sollwert)			

Anlage 10: Berechnung der zulässigen Flächenpressung

$F_{an} [N]$	$14,53 \cdot \alpha$	210000	$14,53 \cdot \alpha$	$F_n [N]$	$E_{al} [N/mm^2]$	$F_n [\%]$	$0,32$	Drahtwerkstoff	$d [mm]$	$ah [mm]$	$0,3$	$Est/al [N/mm^2]$	$p_{max} [N/mm^2]$	$p_{zul} [N/mm^2]$	105000	$A [mm^2]$
35	17,50	210000	24,16	288,00	210000	70000	0,32	Stahl	0,2	0,0250	18394,89	490	490	105000	0,00197	
									0,3	0,0287	14037,92				0,00258	
									0,4	0,0316	11588,05				0,00313	
									0,5	0,0340	9986,28				0,00363	
									0,2	0,0314	11694,53				0,00310	
60	30,00	210000	14,53	173,21	210000	70000	0,32	Stahl	0,3	0,0360	8924,6	490	490	105000	0,00406	
									0,4	0,0396	7367,09				0,00492	
									0,5	0,0426	6348,77				0,00571	
									0,2	0,0211	15527				0,00140	
									0,3	0,0242	11849,32				0,00184	
90	45,00	210000	10,27	122,47	210000	70000	0,32	Aluminium	0,4	0,0266	9781,4	230	230	105000	0,00223	
									0,5	0,0287	8429,36				0,00259	
									0,2	0,0265	9871,28				0,00221	
									0,3	0,0303	7533,2				0,00289	
									0,4	0,0334	6218,52				0,00360	
120	60,00	210000	8,39	100,00	210000	70000	0,32	Stahl	0,5	0,0360	5358,95	490	490	105000	0,00407	
									0,2	0,0188	13832,99				0,00111	
									0,3	0,0216	10556,55				0,00146	
									0,4	0,0237	8714,24				0,00177	
									0,5	0,0256	7509,7				0,00205	
120	60,00	210000	8,39	100,00	210000	70000	0,32	Aluminium	0,2	0,0236	8794,31	230	230	105000	0,00175	
									0,3	0,0270	6711,31				0,00230	
									0,4	0,0298	5540,07				0,00278	
									0,5	0,0321	4774,29				0,00323	
									0,2	0,0176	12929,08				0,00097	
120	60,00	210000	8,39	100,00	210000	70000	0,32	Stahl	0,3	0,0201	9866,73	490	490	105000	0,00128	
									0,4	0,0222	8144,81				0,00154	
									0,5	0,0239	7018,98				0,00179	
									0,2	0,0221	8219,65				0,00153	
									0,3	0,0253	6272,76				0,00201	
120	60,00	210000	8,39	100,00	210000	70000	0,32	Aluminium	0,4	0,0278	5178,05	230	230	105000	0,00243	
									0,5	0,0300	4462,31				0,00282	

Anlage 11: Untersuchung des Schlupfes in Abhängigkeit der Geschwindigkeit

Name des Versuches:	Untersuchung des Schlupfes in Abhängigkeit der Geschwindigkeit						Datum der Durchführung:		20.08.09
	120	Umdrehungen der Profifrolle (upr):	10	entspricht	Schrittzahl des Motors (sm):	31680			
Innenwinkel [°]:	14,53	Drahtwerkstoff:	10	AI	Drahtdurchmesser (d) [mm]:	0,4	Drahtspitze:	0,5	
Andruckkraft (F _{an}) [N]:	1		20	30	40				
Drahtvorschub (v) [mm/s]:	582,84	582,38	583,08	582,92	583,25	582,98	583,02	583,18	
	583,40	582,46	583,41	583,24	583,34	582,97	582,69	583,72	
	582,54	582,41	583,70	582,88	583,03	583,12	583,11	582,98	
	582,06	582,08	582,96	582,34	582,81	583,31	582,22	583,04	
	583,41	582,64	582,53	582,20	582,57	583,22	582,74	583,34	
Mittelwert (x _m) [mm]:	582,62		582,93		582,86		582,99	583,15	
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	
	582,06	583,41	582,2	583,7	581,92	583,34	582,22	583,31	
	0,47		0,47		0,43		0,32	0,28	
Standardabweichung σ:	581,2	584,04	581,52	584,33	581,56	584,15	582,05	583,94	
Ausreißerfest 88%; x _m ±3σ:	i.o.	i.o.	i.o.	i.o.	i.o.	i.o.	i.o.	i.o.	
Auswertung:	0,08		0,08		0,07		0,05	0,05	
Schwankung um den Mittelwert x _m /σ*100 [%]:	585,6		585,6		585,6		585,6	585,6	
Sollwert (UT _b) [mm]:	2,98		2,67		2,74		2,61	2,45	
Abweichung des x _m vom Sollwert [mm]:	0,51		0,46		0,47		0,45	0,42	
Abweichung des x _m vom Sollwert [%]:	0,09								
Toleranz der Abweichung [%]:	585,6 ± 0,602								
zufälliger Gesamfehler [mm]:	585,6 (± 0,1%)								
zufälliger Gesamfehler [%]:									

Anlage 12: Datenblatt D-052D

Datenblatt Druckfeder : D-052D

GUTEKUNST FEDERN

d mm	Drahtdurchmesser	F _n N	Höchstkraft der Feder	nt	St.	Anzahl der Gesamtwindungen
D mm	Mittlerer Windungsdurchmesser	F _c N	Theo. Federkraft bei Blocklänge	R	N/mm	Federhärte
D _d mm	Dorndurchmesser	L ₀ mm	Ungespannte Länge der Feder	s	mm	Steigung der Federn
D _e mm	Äußerer Windungsdurchmesser	L ₁ mm	Länge der Feder vorgespannt	S ₁ mm	mm	Strecke der Feder vorgespannt
D _h mm	Hölsendurchmesser	L ₂ mm	Länge der Feder gespannt	S ₂ mm	mm	Strecke der Feder gespannt
e ₁ mm	Abweichung von Mantellinie	L _k mm	Knicklänge	Sh	mm	Arbeitsweg (Hub)
e ₂ mm	Abweichung von Parallelität	L _n mm	Kleinste Länge der Feder	Sn	mm	Grosste Strecke der Feder
F ₁ N	Kraft der Feder vorgespannt	L _c mm	Blocklänge	Gewicht g		Gewicht der einzelnen Feder
F ₂ N	Kraft der Feder gespannt	n	St.			
				F _{ndyn} N		Dynamische Höchstkraft
				F _{ndtol} N		(+/-) Toleranz dynamische Höchstkraft
				L _{ndyn} mm		Kleinste Länge dynamische Belastung
				Sh _{dyn} mm		Größter Federweg dynamische Belastung

Form 1: Federenden angelegt und geschliffen
 Form 2: Federenden angelegt

n 5,50 nt R 1,016 Gewicht 0,085

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

1 Windungsrichtung

links rechts

7 Führung und Lagerung DIN 2089/1

Dorn Hülse

Knicklänge **L_k** bei Lagerungsbeiwert $v=0,5$ / Bild 5 mm

12 Toleranzen nach DIN 2095

Gütegrad	De,Di,D	L0	F1,F2	e1,e2	Drahtstärke d nach DIN 2076
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

2 Dynamische Beanspruchung *

F_{ndyn}

F_{ndtol}

L_{ndyn}

Sh_{dyn}

3 Werkstoff

9 Draht- oder Staboberfläche

gezogen gewalzt spanend bearbeitet

13 Fertigungsausgleich durch

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge L₀

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L₀ n, d

Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen L₀, n, d L₀, n, De, Di

4 Lastspielzahl N

10 Federn entgratet innen außen

11 Oberflächenschutz kugelgestrahlt

14 Federn setzen

Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.

5 Lastspielfrequenz n /

6 Arbeitstemperatur °C

Staffelpreise

Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	2.5800 EUR
2	2.5800 EUR
3	2.5800 EUR
5	2.5800 EUR
7	1.5400 EUR
17	0.8600 EUR
37	0.3800 EUR
75	0.1800 EUR
125	0.1473 EUR
175	0.1109 EUR
250	0.0887 EUR
350	0.0665 EUR
450	0.0609 EUR

Bemerkungen

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen

Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Technische Beratung (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0

Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

11 Literaturverzeichnis

/1/	Laservorm: AA32-Konstruktionsrichtlinie. 12.12.2008. Rev. 0 - Firmenschrift
/2/	Laservorm: AA32-Konstruktionsrichtlinie Anlage tabellen. 12.12.2008. Rev.. 0. - Firmenschrift
/3/	Misumi. Mechanische Komponenten für Sondermaschinenbau & Montageautomation. 2009.4 --> 2010.3 - Katalog
/4/	igus. polymere Gleitlager. 7.2008 - Katalog
/5/	Muhs, Dieter: Wittel, Herbert. Dieter Jannasch.....: Roloff/ Matek Maschinenelemente. -17.Aufl. -Wiesbaden: -Vieweg, 2005
/6/	Homborg, Gerhard. Mogilowski, Werner. Neumann, Gerd.: Tabellenbuch Metall- und Maschinentechnik. -1132.-1150.Aufl. -Bonn: -Ferd. Dümmler, 1993
/7/	Boden. Reglich. Weigend. "...":Arbeitsblätter zur Grundlagenausbildung Konstruktion. Mittweida: -Losebl.-Ausg., November 1995
/8/	Aleks-ger [Bearb.], Blaufisch [Bearb.], DieAlraune [Bearb.], ...: Kugelstrahlen. URL < http://de.wikipedia.org/w/index.php?oldid=59880987 >, verfügbar am 07.07.2009
/9/	Paland, Ernst-Günter:Technisches Taschenbuch: -Hannover: März 2000
/10/	1-1111 [Bearb.], Aleks-ger [Bearb.], Armin P. [Bearb.], ... :Selbsthemmung. URL < http://de.wikipedia.org/w/index.php?oldid=61793155 >, verfügbar am 20.07.2009
/11/	Böge, Wolfgang (Hrsg.): Arbeitshilfen und Formeln für das technische Studium. -5.Aufl. - Braunschweig: Vieweg, 2001
/12/	Linse, Hermann: Fischer, Rolf: Elektrotechnik für Maschinenbauer. - 11.Aufl. -Esslingen: Teubner, 2002
/13/	Göhler, Wilhelm: Ralle, Barbara: Formelsammlung Höhere Mathematik. -16.Aufl. -Siebenlehn: Harri Deutsch, 2005
/14/	Lohninger: Grundlagen der Statistik. URL: http://www.statistics4u.info/fundstat_germ/cc_chebyshev.html : letztes Uptade: 29.02.2009
/15/	Gebrauchsmusternummer: 20 2008 012 481.6 IPC B23K 26/42 (2006.01) Bezeichnung: „Einrichtung zur Zuführung von Schweißdraht an die Bearbeitungsstelle beim Laserschweißen“

12Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Altmittweida, 29.09.2009

Andreas Finsterbusch