

# Dokumentation Konstruktionsprojekt Verfahrenseinheit

Hendrik Krack  
51571

10.04.2020

# Inhaltsverzeichnis

1	Formelverzeichnis . . . . .	5
2	Einleitung . . . . .	11
3	Anforderungsliste . . . . .	12
4	Funktionsbeschreibung . . . . .	14
5	Auswahl der Einzelfunktionen . . . . .	14
	5.1 Überlastmechanismus . . . . .	14
	5.2 Stufenlose mechanische Arretierung . . . . .	15
	5.3 Drehmomentübertragung durch Ausgleichkupplung . . . . .	16
6	Erste Überlegungen und Grunddimensionierung . . . . .	16
	6.1 Verfahrenweg . . . . .	16
	6.2 Stellfläche . . . . .	17
	6.3 Dimensionierung des Schlittens . . . . .	18
	6.4 Ausgiebige Dimensionierung und Massenberechnung . . . . .	19
7	Auslegung der Spindel . . . . .	21
	7.1 Auftretende Stell- und Lagekräfte der Spindel . . . . .	21
	7.2 Berechnungen der Spindel: . . . . .	21
	7.3 Kraft- und Biegemomentverläufe der Spindel: . . . . .	27
	7.4 Festigkeitsnachweis der Spindel . . . . .	30
8	Wälzlager . . . . .	34
9	Motor . . . . .	37
	9.1 Bestimmung der Drehzahl . . . . .	37
	9.2 Antriebsmoment . . . . .	38
	9.3 Motorleistung . . . . .	39
	9.4 Auswahl des Elektromotors . . . . .	40
	9.5 Auswahl der Kupplung . . . . .	40
10	Auslegung der Rundführung . . . . .	40
	10.1 Auslegung der Rundführungen: . . . . .	40
	10.2 Lagerreaktionen, Querkraft - und Momentverlauf der Führung: . . . . .	43
	10.3 GEH der Rundführung: . . . . .	48
11	Berechnung der Schraubenverbindung . . . . .	50
12	Schweißnahtverbindung . . . . .	62
	12.1 Abmessung . . . . .	62
	12.2 Tragfähigkeit der Kehlnaht . . . . .	62
	12.3 Vergleich Schraub- und Schweißnahtverbindung . . . . .	64
13	Überlastmechanismus . . . . .	64
	13.1 Überlastmechanismus . . . . .	64
	13.1.1 Auslegung der Druckfedern und Federkennlinie . . . . .	64
14	Stufenlose Arretierung . . . . .	66

15	Welle-Nabe Verbindung . . . . .	69
16	Montageanleitung . . . . .	71
16.1	Montageanleitung . . . . .	71
16.2	Überlastmechanismus . . . . .	72
16.3	Führungsgestell . . . . .	73
16.4	Montage der Spindel und Lagerung . . . . .	73
16.5	Montage des Schlittens mit Führungsgehäuse und Rahmen . . . . .	74
16.6	Verbindung von Schlitten und Überlastmechanismus . . . . .	75
17	Literaturverzeichnis . . . . .	75

# Tabellenverzeichnis

1	Formelverzeichnis 1 . . . . .	5
2	Formelverzeichnis 2 . . . . .	6
3	Formelverzeichnis 3 . . . . .	7
4	Formelverzeichnis 4 . . . . .	8
5	Formelverzeichnis 5 . . . . .	9
6	Anforderungsliste 1 . . . . .	12
7	Anforderungsliste 2 . . . . .	13
8	Überlastmechanismus zur Einhaltung der zulässigen Masse . . . . .	14
9	Stufenlose mechanische Arretierung . . . . .	15
10	Drehmomentübertragung mithilfe einer Ausgleichkupplung . . . . .	16
11	Überlastmechanismus zur Einhaltung der zulässigen Masse . . . . .	17
12	Vergleich: Schweißnaht- und Schraubenverbindung . . . . .	64

# 1 Formelverzeichnis

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$a_{max}$	Abstand zu neutralen Fiber	$mm$
$A_{Rf}$	Querschnitt der Rundführung	$mm^2$
$A_{Sp}$	Querschnitt der Spindel	$mm^2$
$A_y$	Radialkraft oben	$N$
$B$	Breite des Stückguts	$mm$
$b_p$	Breite der Passfeder	$mm$
$b_{pl}$	Breite der platte:	$mm$
$B_x$	Axialkraft unten	$N$
$B_y$	Radialkraft unten	$N$
$C$	Tragzahl	$N$
$C_{dyn}$	Dynamische Tragzahl	$N$
$C_{min}$	Mindesttragzahl	$N$
$d_0$	Nenndurchmesser	$mm$
$d_{3Sp,min}$	Mindestdurchmesser der Spindel	$mm$
$D_{A,Gr}$	Grenzabmesser	$mm$
$d_a$	Außendurchmesser der Rundstangen	$mm$
$d_{au,,La}$	Außendurchmesser Axiallager	$mm$
$d_i$	Innendurchmesser der Rundstangen	$mm$
$d_{in,La}$	Innendurchmesser Axiallager	$mm$
$d_m$	Wellendurchmesser	$mm$
$d_{pl}$	Dicke der Platte	$mm$
$d_{sp,1}$	Nenndruchmesser	$mm$
$d_{sp,2}$	Flankendruchmesser	$mm$
$d_{sp,3}$	Kerndurchmesser	$mm$
$d_{sp,klp}$	Durchmesser der Spindel bei der Kupplung	$mm$
$d_M = 24mm$	Durchmesser der Motorwelle	$mm$
$E$	Elastizitätsmodul	$\frac{N}{mm^2}$
$F_{ÜberM.,\beta}$	Projektion der Gewichtskraft des Überlastmechanismus	$N$
$F_{A,ges}$	Axialkraft auf Schraube	$N$
$F_{A,max}$	Maximale Axialkraft auf Schraube	$N$
$F_a$	Axiale Belastung Lager	$N$
$F_{BE}$	Gewichtskraft der Bewegten Masse (Hubkraft)	$N$
$F_{Feder}$	Federkraft	$N$
$F_{ges,vorg}$	Gesamte Vorspannkraft	$N$
$f_{Gesamt}$	Gesamte Durchbiegung	$9$
$F_{KQ}$	erforderliche Mindestklemmkraft	$N$
$F_{M,max}$	Maximale Montagevorspannkraft	$N$
$F_{M,max}$	Maximale Vorspannkraft	$N$
$F_{M,zul}$	Zulässige Montagebeanspruchung	
$f_{max,Rf}$	Maximal Zulässige Durchbiegung der Rundführungen	$mm$
$F_{max}$	Maximalkraft pro Feder	$N$

Tabelle 1: Formelverzeichnis 1

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$F_{min}$	Minimalkraft pro Feder	$N$
$F_{Motor,\beta}$	Projektion der Gewichtskraft des Motors	$N$
$F_N$	Normalkraft	$N$
$f_{Punktlast,Rf}$	Durchbiegung Rundführung aufgrund der Punktlast	$mm$
$F_{Q,ges}$	Querkraftbelastung der Schraube	$N$
$F_{Q,max}$	Maximale Querkraft auf Schraube	$N$
$F_r$	Radiale Belastung (Lager)	$N$
$F_R$	Reibkraft	$N$
$F_{Rf}$	Gewichtskraft der Rundführung	$N$
$F_{s,axial}$	Schraubenkraft der Arretierung	$N$
$f_s$	Stützfaktor	
$F_{Schl,\beta}$	Projektion der Gewichtskraft des Schlittens	$N$
$F_{Sp}$	Eigengewichtskraft der Spindel	$N$
$F_{Stück,\beta}$	Projektion der Gewichtskraft des Stückguts	$N$
$f_{Streckenlast,Rf}$	Durchbiegung Rundführung aufgrund der Streckenlast	$mm$
$F_U$	Umfangskraft	$N$
$F_{Verfahrweg,\beta}$	Projektion der Gewichtskraft des Verfahrweges	$N$
$F_{vorgespannt}$	Vorspannkraft	$N$
$F_z$	Vorspannänderung in Folge der Setzung	$N$
$F_A$	Axialkraft der Spindel	$N$
$H$ Höhe des Stückguts	$mm$	
$h$	Höhe der Verfahreinheit	$mm$
$h'$	Tragender Höhe der Passfeder	$mm$
$H_1$	Flankenüberdeckungswert des Gewindes	
$h_p$	Höhe der Passfeder	$mm$
$I_{Rf,}$	Flächenträgheitsmoment der Rundsführung	$mm^4$
$I_x$	Flächenträgheitsmoment	$mm^4$
$k$	Federkonstante	
$K_\lambda$	Lastverteilungsfaktor	
$k_{ers}$	Federkonstante gesamt	
$L$	Länge des Stückguts	$mm$
$l'$	Tragende Länge der Passfeder	$mm$
$L_{1,erf}$	erforderliche Länge der Spindelmutter	$mm$
$l_1$	Länge des Muttergewindes	
$L_{10h}$	Lagerlebensdauer	$h$
$l_K$	Rechnerische Knicklänge	$mm$
$L_{Kupplung}$	Länge der Kupplung	$mm$
$L_{Lager,oben}$	Länge der oberen Lagerung	$mm$
$L_{Lager,unten}$	Länge der unteren Lagerung	$mm$
$L_{Motor}$	Länge des Motors	$mm$

Tabelle 2: Formelverzeichnis 2

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$l_p$	Länge der Passfeder	$mm$
$l_{pl}$	Länge der Platte	$mm$
$l_{Rf}$	Länge der Rundführungen	$mm$
$L_{Schlittens}$	Länge des Kupplung	$mm$
$l_{Sp}$	Länge der Spindel	$mm$
$L_u$	Länge des Untergestells	$mm$
$L_{U-Profil}$	Länge der U-Profile	$mm$
$l_{Verfahr}$	Zu überbrückender Verfahrweg	$mm$
$m$	Masse	$kg$
$M_B$	Moment um die Lagerung unten	$Nm$
$m_{Bolzen}$	Gewicht eines der Bolzen	$kg$
$M_G$	Gewindemoment	$Nm$
$M_{GS}$	Gewichtskraft des Schlittens	$Nm$
$M_{Gwindereibmoment}$	Gewindereibmoment	$Nmm$
$M_L$	Reibkraft im Axiallager	$Nm$
$M_{Lagerreibmoment}$	Lagerreibmoment	$Nmm$
$M_{max,Sp}$	Maximaler Momentverlauf der Spindel	$Nm$
$m_{obere,Platte}$	Gewicht der oberen Platte	$kg$
$M_{Rf}$	Biegemoment der Rundführungen	$Nm$
$M_{Sp}(x)$	Momentverlauf der Spindel	$Nm$
$m_{Stück}$	Masse des Stückguts	$kg$
$mg$	Gewichtskraft	$N$
$n$	Anzahl der Umdrehungen pro Minute	$\frac{U}{min}$
$n_{1V}$	Anzahl der notwendigen Umdrehung für eine Verfahränge	
$n_B$	Anzahl der Umdrehungen pro Fahrt	$U$
$n_p$	Anzahl der Passfedern	
$P$	Steigung	$mm$
$p$	Lebensdauerexponent für Kugellager	
$P_{EM}$	Leistung Elektromotor	$W$
$p_{Gew,zul}$	Zulässige Flächenpressung der Gewindeflanken	$\frac{N}{mm^2}$
$p_{Gew}$	Flächenpressung der Gewindeflanken	$\frac{N}{mm^2}$
$P_L$	Lagerbelastung	$N$
$p_{m,Spindel}$	Flächenpressung der Passfeder auf Spindelsteite	$mm$
$p_{m,zul}$	Zulässige Flächenpressung des schwächeren Werkstoffes	
$P_{Mot}$	Leistung des Motors	$W$
$p_{Motorwelle}$	Flächenpressung der Passfeder auf Motorseite	
$P_{Sp}$	Gewindeteilung von Gang zu Gang	$mm$
$Q(x)$	Querkraftverlauf der Spindel	$N$
$Q_{max}(x)$	Maximale Querkraft	$N$
$q_{Rf}$	Streckenlast der Rundführung	$\frac{N}{mm^2}$

Tabelle 3: Formelverzeichnis 3

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$Q_{RS}(x)$	Querkraft der Rundführungen	$N$
$Q_{V,zul,Sp}$	Vergleichsquerkraft der Spindel	$N$
$q_x$	Streckenlast resultierend aus dem Eigengewicht	$\frac{N}{m}$
$r_{2Sp}$	Flankenradius	$mm$
$R_e$	Elastischer Grenzwert	
$r_L$	Mittlerer Radius zwischen $d_i$ und $d_a$ des Axiallagers	$mm$
$R_{p,02}$	Mindeststreckgrenze	$\frac{N}{mm^2}$
$S$	Sicherheitsfaktor	
$S_f$	Sicherheit gegen plastische Verformung	
$s_{Fmax}$	Maximaler Federweg	$mm$
$s_{Fmin}$	Minimaler Federweg	$mm$
$s_{ges}$	Federweg gesamt	$mm$
$T$	Drehmoment	$Nm$
$t$	Zeit	$s$
$T_{max}$	Maximales Drehmoment	$Nm$
$t_v$	Zeit für eine Verfahrlänge	$s$
$W_{ax,Rf}$	Axiales Widerstandsmoment, Rundführung	$mm^3$
$W_{ax,Rf}$	Axiales Widerstandsmoment der Rundführung gegen Biegung	$mm^3$
$W_{ax,Sp}$	Axiales Widerstandsmoment der Spindel gegen Biegung	$mm^3$
$W_{b,pl}$	Widerstandsmoment gegen Biegung	$mm^3$
$W_b$	Widerstandsmoment	$mm^3$
$W_t$	Widerstandsmoment gegen Torsion	$mm^3$
$\alpha$	Neigungswinkel	$^\circ$
$\beta$	$90^\circ$ - Neigungswinkel $\alpha$	$^\circ$
$\delta_G$	Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes	$\frac{mm}{N}$
$\delta_{Gew}$	Nachgiebigkeit des Gewindes	$\frac{mm}{N}$
$\delta_i$	Schaftnachgiebigkeit	$\frac{mm}{N}$
$\delta_M$	Nachgiebigkeit der Mutter	$\frac{mm}{N}$
$\delta_P$	Nachgiebigkeit der Platte	$\frac{mm}{N}$
$\delta_{SK}$	Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes	$\frac{mm}{N}$
$\eta$	Wirkungsgrad	$\%$
$\gamma$	Teilsicherheitsbeiwert für Verbindungen	
$\mu$	Reibkoeffizient	
$\mu_G$	Reibbeiwert Schraubenberechnung bei bestimmter Reibungsklasse	
$\mu_{GL}$	Reibkoeffizient Gleitlager	
$\mu_K$	Reibbeiwert Schraubenberechnung bei bestimmter Reibungsklasse	
$\mu_L$	Reibwert für Axial- und Radiallager	
$\mu_{T,min}$	minimaler Reibbeiwert Schraubenberechnung	

Tabelle 4: Formelverzeichnis 4



Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$\phi$	Steigungswinkel	°
$\phi_S$	Kräfteverhältnis Schraubenberechnung	$\frac{mm}{N}$
$\sigma'$	Gewindegleitreibungswinkel	ř
$\sigma_{d(z),zul}$	Zulässige Druckspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{b,RS}$	Biegespannung in der Mitte der Rundstangen	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{b,Sp}$	Biegespannung in der Mitte der Spindel	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{b,zul}$	Maximale zulässige Biegespannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{d,RS}$	Druckspannung der Rundstangen	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{d,Sp}$	Druckspannung der Spindel	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{dsch}$	Schwellbalstaung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_k$	Knickspannung	$\frac{mm}{mm^2}$
$\sigma_{M,zul}$	Zulässige Montagebeanspruchungsspannung	$\frac{n}{mm^2}$
$\sigma_{max,pl}$	Maximale Biegespannung Überlastplatte	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{max,plzul}$	Maximale zulässige Biegespannung Überlastplatte	$\frac{mm}{mm^2}$
$\sigma_{red,B}$	Gestaltänderungshypothese Schraubenverbindung	$\frac{n}{mm^2}$
$\sigma_{V,RS}$	Vergleichsspannung der Rundstangen	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{V,Sp}$	Vergleichsspannung der Spindel	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{V,zul}$	Zulässige Vergleichsspannung der Spindel	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{Vzul,RS}$	Maximale Vergleichsspannung der Rundstangen	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{max}$	Maximale Torisionsspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{S,RS}$	Schwerspannung der Rundstangen	$\frac{mm}{mm^2}$
$\tau_{S,Sp}$	Schubspannung der Spindel	$\frac{mm}{mm^2}$
$\tau_{t,sch}$	Zulässige Torsionsspannung bei schwellender Belastung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{t,zul}$	Zulässige Torisionsspannung	$\frac{mm}{mm^2}$
$\tau_t$	Torsionsspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\varphi$	Tragfaktor bei mehreren Passfedern	

Tabelle 5: Formelverzeichnis 5

"As engineers we are continually faced by great opportunities brilliantly disguised as insoluble problems."

*Lee Iacocca, American engineer and automobile executive*

## 2 Einleitung

Das diesjährige Konstruktionsprojekt II 2020 befasst sich mit der Konstruktion und Auslegung einer Verfahreinheit für einen Stückgutaufzug. Ein Stückgut mit einer Masse  $m_{Stück}$  soll unter einem Neigungswinkel  $\alpha$  in vorgegebener Zeit  $t$  den Fahrweg  $l_{Verfahr}$  befördert werden. Für den stationären Einsatz der Verfahreinheit wird diese auf einem Grundgestell aus zwei U-Profilen befestigt. Das Grundgestell ist mit dem Untergestell, welches nicht konstruiert werden soll, mittels einer Durchsteckschraubverbindung zu verbinden. Es werden verschiedene Kriterien an Führungs-, Lagerungs- und Sicherungskonzepte erhoben, welche im folgenden noch ausführlicher erläutert werden.

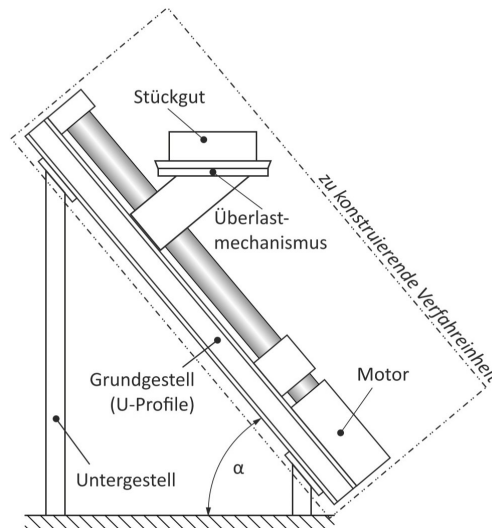


Abbildung 1: Aufgabenstellung

### 3 Anforderungsliste

Tabelle 6: Anforderungsliste 1

<i>Detail</i>	<i>Nr.</i>	<i>Anforderung qualitativ</i>	<i>Bez.</i>	<i>Zahlenwert</i>	<i>Phys.-Einheit</i>
Allg. Anforderungen	1,1	Die Gestaltung soll einfach, kompakt und fertigungsgerecht sein.			
	1,2	Die Herstellung ist auf eine geringe Stückzahl begrenzt.			
	1,3	Alle relevanten Bauteile sind auf Durchbiegung zu überprüfen mit zulässigen Werten aus der Literatur.			
	1,4	Maximale Masse und Abmasse des Stückguts sind gegeben	$m_{\text{Stück}}$ B, H, L	48 500 * 500 * 500	kg, Meter
Spindel/ Verfahrbewegung	2,1	Die Verfahrbewegung ist über eine Spindel zu realisieren, die um thermische Ausdehnung schadfrei zu überstehen, in einer Fest-Loslager-Anordnung zu lagern/zu befestigen ist.	$L_{\text{Verfahr}}$	2400	Meter
	2,2	Die Abmessung der Verfahreinheit soll sich während der Verfahrbewegung nicht verändern.			
	2,3	Der gesamte Verfahrweg mit der Steigung $\alpha$ ist in der Zeit $t$ zu überwinden.	$t, \alpha$	22	s, grad
	2,4	Eine Ausgleichskupplung zwischen Motorspindel und Antriebsmechanismus soll Verlagerungen ausgleichen und kann als Zukaufteil frei gewählt werden.			
Lagerung	3,1	Lagerung der rotierenden Bauteile nur über (Radial-)Rillenkugellager und einseitig wirkende Axial-Rillenkugellager realisieren.			
	3,2	Das Festlager der Welle soll vorgespannt sein (mit Nutmutter und Sicherungsblech).			
	3,3	Wälzlager haben eine Lebensdauer von 5000 Betriebsstunden.	$L_{10h}$	5000	h
Sicherung	4,1	Rotierende Maschinenelemente im Kraft- und Momentenverlauf sind mit Sicherungsblech und Nutmutter zu sichern.			
Führung	5,1	Verfahreinheit ist mit Rundführungen führen.			
	5,2	Thermische Effekte sollen berücksichtigt werden			

Tabelle 7: Anforderungsliste 2

Überlast- mecha- nismus	6,1	Reversibler Federmechanismus.			
	6,2	Schalter als „Black Box“. Es müssen keine weiteren Schalter und Verkabelungen dargestellt werden.			
Arretierung	7,1	Die Arretierung muss stufenlos, also in jeder axialen Position möglich sein.			
	7,2	Benutzung der Motorbremse oder Selbsthemmung der Spindel nicht ausreichend.			
	7,3	Die Arretierung muss ständig mit der Verfahreinheit verbunden sein und darf keinen Verschleiß an anderen Bauteilen verursachen.			
Motor	8,1	Der Motor darf seine Position relativ zu den übrigen Komponenten nicht ändern.			
	8,2	Geeignete Befestigungsmöglichkeit an der Verfahreinheit vorsehen.			
	8,3	Verwendung eines Elektromotors mit (Synchron-)Drehzahl n.	n	500 750 1000 1500 3000	$\text{min}^{-1}$
	8,4	Keine Drehzahländerungen zulässig.			
Verfahreinheit	9,1	Soll mindestens eine Durchsteckschraubverbindung (DSV) und eine Einsteckschraubverbindung (ESV) aufweisen.			
Gestell	10,1	Zwei U-Profile als universelle Verbindungsstücke			
	10,2	Schnittstellen vorsehen für Verbindung mit Untergestell			
Zukauf- teile	11,1	Ausgleichskupplung			
	11,2	Motor			

## 4 Funktionsbeschreibung

Die Verfahreinheit ist konzipiert um ein Stückgut mit maximaler Masse  $48\text{kg}$  eine Strecke von  $2400\text{mm}$  über einen Winkel  $59^\circ$  nach oben oder unten zu bewegen und das in einer Verfahzeit von bis zu  $22\text{s}$ . Die Anlage ist für den stationären Gebrauch vorgesehen. Die Funktionsweise und das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten soll hier genauer erläutert werden.

Die Verfahreinheit wird durch einen Elektromotor betrieben, welcher beim Einschalten ein bestimmtes Drehmoment erzeugt. Dieses Drehmoment wird über eine Ausgleichskupplung übertragen. Diese übernimmt, wie der Name schon schließen lässt, eine Ausgleichsfunktion für Stöße beim Anfahren oder Abbremsen und Fertigungstoleranzen. Das übertragende Drehmoment bewegt eine sich in einer Fest-Los-Lagerung befindliche Spindel. Diese wiederum überträgt die rotatorische Bewegung mittels Reibungskräften über eine Spindelmutter in eine translatorische Bewegung, welche axial einen Schlitten nach oben oder unten bewegt.

Zur Führung der Verfahrbewegung und Entlastung der Spindel von radialen Kräften, sind zwei Rundstangen ebenfalls in einer Fest-Los-Lagerung links und rechts neben der Spindel positioniert. Diese sorgen für die nötige Stabilität und sind als Hohlwellen dimensioniert.

Durch das Fest-Los-Lagerungskonzept sind sowohl Spindel-, als auch Rundführungen von thermischer Ausdehnung unbeeinträchtigt.

Der besagte Schlitten ist mit einem Überlastmechanismus ausgestattet. Dieser soll Sorge tragen, dass nur zulässige Stückgüter transportiert werden, für welche die Verfahreinheit ausreichend ausgelegt ist und die Verfahreinheit damit also absolut bedien-sicher ist. Der Überlastmechanismus funktioniert über ein System von genau eingestellten Feder-Bolzen Verbindungen zweier Platten und eines Auslöseschalters. Ist die besagte Last über der zulässigen Last, drücken sich die Federn so weit zusammen, dass der Schalter ausgelöst wird welcher die Verfahreinheit stoppt.

Des Weiteren ist die Verfahreinheit mit einer stufenlosen Arretierung versehen, welche mit Reibbelegen ausgestattet ist und über eine per Hand unerziehbare Durchsteckschraubenverbindung an jeder Stelle des Verfahrweges manuell arretiert werden kann. Somit können Wartungs- und Reparaturarbeiten an der Verfahreinheit problemlos vorgenommen werden.

## 5 Auswahl der Einzelfunktionen

### 5.1 Überlastmechanismus

	Überlastmechanismus 1 (2 Platten mit Bolzen)	Überlastmechanismus 2 (Einsinkende Platte)
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"><li>•Leichte Konstruktion, wenig Gewicht</li><li>•Einfach zusammenbaubar und austauschbar</li><li>•Leichte Wartungsarbeiten möglich</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>•Sehr stabil</li><li>•Kompakt</li></ul>
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"><li>•Instabiler</li><li>•Weniger kompakt</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>•Verhältnismäßig schwer</li><li>•Schwierig zu warten</li></ul>

Tabelle 8: Überlastmechanismus zur Einhaltung der zulässigen Masse

Fazit: Ich entscheide mich für den Überlastmechanismus 1 besonders auf Grund der leichten Montierbarkeit und des Gewichtvorteils.

## 5.2 Stufenlose mechanische Arretierung

	Arretierung 1 Außenbackenbremse mit Schellen)	Arretierung 2 (Umfangsring mit Einzel-schraube)
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Gleichmäßige Kraftverteilung</li> <li>•Sehr Präzise</li> <li>•Einfach zu Montieren und demontieren (einfache Wartungsarbeiten)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Weniger Gewicht</li> <li>•Einfach zu verschrauben</li> </ul>
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Mehrere Bauteile</li> <li>•Teurer, aufwendiger in Herstellung</li> <li>•Gewicht</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Kraft könnte nicht gleichmäßig verteilt werden</li> <li>•Schwieriger zu dimensionieren, da Biegung des Werkstückes auf mit eingerechnet werden muss (Material-abhängig)</li> </ul>

Tabelle 9: Stufenlose mechanische Arretierung

Fazit: Ich entscheide mich für die Arretierung 1 auf Grund der hohen Präzision und der leichten De-/Montage.

### 5.3 Drehmomentübertragung durch Ausgleichkupplung

	Elastische Bolzenkupplung	Elastische Klauenkupplung
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Dreh- und Biegeelastische</li> <li>•Schwingungsdämpfend</li> <li>•Ausfallsicher, auch bei Ausfall der Zwischenelemente</li> <li>•Einfacher Austausch der Dämpfungshülsen (ohne Demontage der Kupplungshälfte)</li> <li>•Wartungsfrei, keine Schmierung erforderlich</li> <li>•Radial-, Axial-, und Winkelversatz möglich</li> <li>•Einfache Montage</li> <li>•Kostengünstig</li> <li>•Kleine Baugröße</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>•Dreh- und Biegeelastisch</li> <li>•Schwingungsdämpfend</li> <li>•Ausfallsicher, auch bei Ausfall der Elastomerelemente</li> <li>Nur 3 Bauteile (geringe Anzahl, einfach)</li> <li>•Wartungsfrei, keine Schmierung erforderlich</li> <li>•Radial-, Axial-, und Winkelversatz möglich</li> <li>•Einfache Montage</li> <li>•Kostengünstig</li> <li>•Kleine Baugröße</li> </ul>
Nachteile	Viele Einzelteile	

Tabelle 10: Drehmomentübertragung mithilfe einer Ausgleichkupplung

Fazit: *Ich entscheide mich für die elastische Klauenkupplung auf Grund der geringen Anzahl an Bauteilen.*

## 6 Erste Überlegungen und Grunddimensionierung

### 6.1 Verfahrenweg

Die ersten Überlegungen zur Dimensionierung der Verfahrereinheit galten der Gestaltung des Verfahrweges. Dabei wurden zuert die elementaren Funktionen entweder realistisch abgeschätzt oder schon überschlägig dimensioniert.



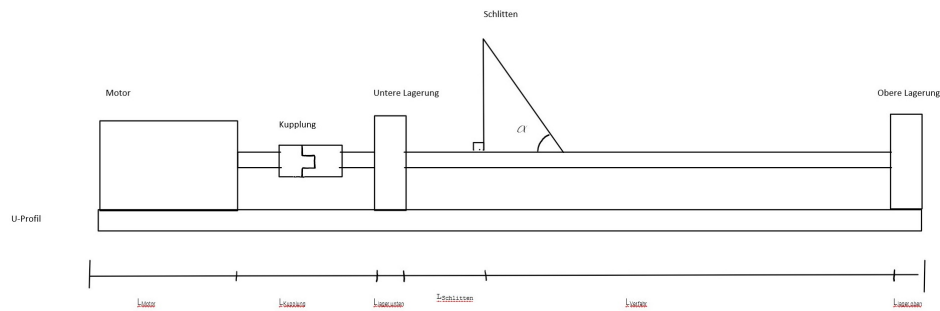


Abbildung 2: Gunnedimensionierung Verfahrweg

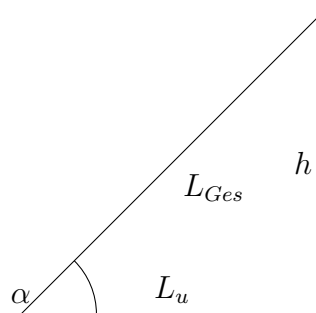
Mit die Auslegung kam zu folgenden Ergebnissen:

Bauteil	Länge
Länge des Motors $L_{Motor}$	$330mm$
Länge der Kupplung $L_{Kupplung}$	$130mm$
Länge der unteren Lagerung $L_{Lager,unten}$	$150mm$
Länge des Kupplung $L_{Schlittens}$	$310mm$
Länge des Verfahrweges $L_{Verfahr}$	$2400mm$
Länge der oberen Lagerung $L_{Lager,oben}$	$70mm$
Gesamte Länge der Verfahreinheit $L_{Ges} = L_{U-Profil}$	$3390mm$

Tabelle 11: Überlastmechanismus zur Einhaltung der zulässigen Masse

## 6.2 Stellfläche

Damit ließen sich dann auch Angaben zur Stellfläche der Verfahreinheit machen.



**Länge des Untergestells:**

$$\cos \alpha = \frac{\text{Ankathete}}{\text{Hypotenuse}} \quad (1)$$

$$L_u = l_{Ges} * \cos(\alpha) = 3390mm * \cos(59^\circ) = 1746mm \quad (2)$$

**Höhe des Stückgutaufzuges:**

$$\sin \alpha = \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{Hypotenuse}} \quad (3)$$

$$h = l_{Ges} * \sin(\alpha) = 3390mm * \sin(59^\circ) = 2906mm \quad (4)$$

### 6.3 Dimensionierung des Schlittens

Zugehörig zur Grunddimensionierung und wesentlicher Anteil der Konstruktion ist die tragende Platte des Überlastmechanismus.

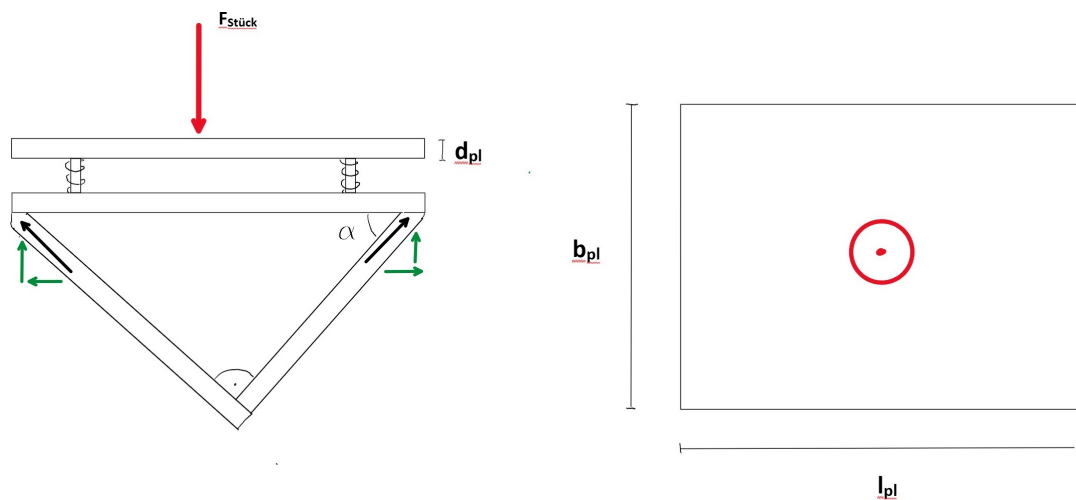


Abbildung 3: Grunddimensionierung der Platte des Überlastmechanismus

Breite der platte:  $b_{pl} = l_{pl} = 600mm$

Dicke der Platte:  $d_{pl} = 5mm$

Wie in der Abbildung dargestellt soll der Überlastmechanismus aus einem Verbund von zwei Platten bestehen, welche über Federn und gleitgelagerten Bolzen bestehen. Ein Führungsrahmen, der im isometrischen Halbschnitt des Anhangs gut erkennbar ist, hält die Platten auf dem Schlitten, während zwei Stützbalken, die mittig verbunden sind und im Rechten winkel mit dem Rahmen verschraubt sind, die radialen Käfte auf die Führung überleiten. Um die Platten möglichst dünn, also gewichtssparend zu dimensionieren, muss iterativ deren dünnster möglicher Durchmesser berechnet werden. Liegt dieser fest, lässt sich mit dem Gewicht weiter die Last auf den Schlitten und dann weiter die

$$(150 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \cdot \frac{800}{2}$$

Last auf Spindel und Rundstangen berechnen. Somit arbeiten wir uns am Kraftfluss entlang um die gesamte Verfahrereinheit ausreichend zu dimensionieren.

Für die maximale Biegespannung auf der Platte für S235 Stahl gilt:

$$\sigma_{max,pl} = \frac{(F_{Stück} + F_{pl}) \cdot \frac{l_{pl}}{2}}{W_{b,pl}} \leq \sigma_{max,plzul} \quad (5)$$

Gewichtskraft der Platte (geschätzt):  $17 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 166,8 \text{ N}$

Gewichtskraft des Stückguts:  $48 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 470,9 \text{ N}$

Widerstandsmoment gegen Biegung:  $W_{b,pl} = \frac{I_x}{a_{max}}$

Flächenträgheitsmoment:  $I_x = \frac{b_{pl} \cdot d_{pl}^3}{12} = \frac{600 \text{ mm} \cdot (5 \text{ mm})^3}{12} = 6250 \text{ mm}^4 = \frac{500 \cdot 10^3}{12} =$

Abstand zu neutralen Fiber:  $a_{max} = \frac{d_{pl}}{2} = 2,5 \text{ mm}$

Maximale zulässige Biegespannung S235  $\sigma_{max,plzul} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  (Roloff/Matek)

$$\sigma_{max,pl} = \frac{(470,9 \text{ N} + 166,8 \text{ N}) \cdot 300 \text{ mm}}{\frac{6250 \text{ mm}^4}{2,5 \text{ mm}}} = 80,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## 6.4 Ausgiebige Dimensionierung und Massenberechnung

Nach mehreren Iterationen überschlägiger Berechnungen handschriftlich, sowie im CAD sind die folgenden Massenwerte für die Einzelteile der Verfahrereinheit berechnet oder geschätzt worden. Zur überschlägigen Dimensionierung wurden sie weitestgehend verwendet, sofern nicht im Laufe des Konstruktionsprozesse genauere Annahmen getroffen werden konnten.

<b>Bauteil:</b>	<b>Maße:</b>	<b>Gewicht:</b>	<b>Gewicht gesamt:</b>	<b>Nach oben abgeschätzt:</b>
<b>Stückgut</b>	500x500x500mm <sup>3</sup>	48,0 kg	48,0 kg	<b>48 kg</b>
<b>Überlastmechanismus:</b>	600x600xmm <sup>3</sup>		37,56 kg	37,80 kg
Platte 1	600x600x5mm <sup>3</sup> + 4 x 600x30x5mm <sup>3</sup>		17,0 kg	<b>17 kg</b>
Platte 2	600x600x5mm <sup>3</sup>		13,86 kg	<b>14 kg</b>
Feder	l=93,828mm, d	0,5kg	2,0 kg	<b>2 kg</b>
Bolzen		1kg	4,0 kg	<b>4 kg</b>
Gleitbuchsen (4 Stück)			,70 kg	<b>1 kg</b>
<b>Schlitten:</b>			102,41 kg	113,50 kg
Rahmen	((500x300)- (140x100))x15mm <sup>3</sup>	16,13 kg	16,13 kg	<b>17 kg</b>
Gleitbuchsen (4 Stück)		5kg	20,0 kg	<b>22 kg</b>
Spindelmutter			6,0 kg	<b>7 kg</b>
spindel aufhängung		10,0 kg	10,0 kg	<b>10 kg</b>
Schrauben (16 Stück)		,30 kg	4,80 kg	<b>5 kg</b>
Führungsgehäuse hinten (4 Stück)		,80 kg	3,20 kg	<b>4 kg</b>
Führungsgehäuse vorne (4 Stück)		4,36 kg	17,44 kg	<b>20 kg</b>
Kleiner Stützbalken	600*5*50	1,18 kg	1,18 kg	<b>2 kg</b>
Balken	15mm*100mm*5 15mm	6,10 kg	12,20 kg	<b>13 kg</b>
Arretierung		5,73 kg	11,46 kg	<b>14 kg</b>
<b>Verfahrweg:</b>			394,74 kg	410,0 kg
Spindel	Ø=40mm <sup>2</sup> , l=2920mm	28,80 kg	28,80 kg	<b>30 kg</b>
Rundstangen (2 Stück)	Øa=90mm Øi=70mm l=2920mm	57,60 kg	115,20 kg	<b>120 kg</b>
U-Profil (2 Stück)	8mm dicke , 80mm breite , 220mm Höhe , 3450 mm Länge	86,66 kg	173,33 kg	<b>180 kg</b>
oberes Lager (Spindel)	...	5,0 kg	5,0 kg	<b>5 kg</b>
unteres Lager (Spindel)		8,0 kg	8,0 kg	<b>8 kg</b>
Kupplung			5,0 kg	<b>5 kg</b>
obere Befestigung (Aluminium)	494mm*150*100		20,0 kg	<b>22 kg</b>
untere Befestigung	494mm*150*100		19,71 kg	<b>22 kg</b>
Stopper (4 Stück)		1kg	4,0 kg	<b>2 kg</b>
Motorplatte	494mm*400mm* <sup>19</sup> 10mm		15,70 kg	<b>16 kg</b>
<b>Elektromotor:</b>	l=400mm		50,0 kg	<b>50 kg</b>
<b>Gesamtmasse:</b>			632,71 kg	<b>659 kg</b>

## 7 Auslegung der Spindel

### 7.1 Auftretende Stell- und Lagekräfte der Spindel

Die Lagerung der Spindel nimmt nur die axiale Projektion der Last der Bewegten Einheit  $F_{BE}$  (Gewichtskraft des Schlittens, Überlastmechanismus + Stückgut) sowie die Eigengewichtskraft der Spindel selbst  $F_{Sp}$  (Gewicht siehe Datenblatt) auf. Die Lagersituation lässt sich wie folgt darstellen:

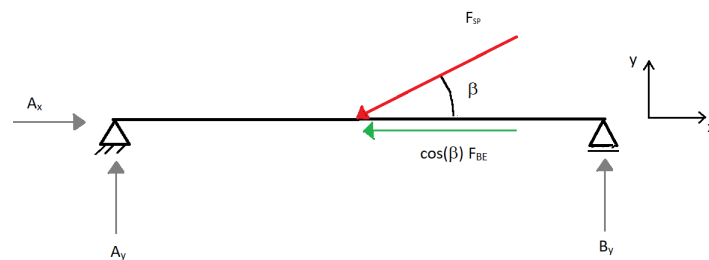


Abbildung 5: Freikörperbild Spindel

Daraus resultieren die folgenden Reaktionskräfte. Mit der bereits berechneten Kraft der bewegten Einheit

$$F_{BE} = (48kg + 113,5kg + 38kg) * 9,81m/s^2 = 1957N \approx 1960N$$

$$F_{Sp} = (24kg) * 9,81m/s^2 = 235,44N \approx 240N$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow A_x + -(F_{Sp} + F_{BE}) * \cos(31^\circ) = 0 \quad (6)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow A_y + B_y - F_{BE} * \sin(31^\circ) = 0 \quad (7)$$

Daraus folgt für die Berechnung:

$$A_x = 1882N \quad A_y = B_y = 61N$$

### 7.2 Berechnungen der Spindel:

**I. Axialkraft der Spindel berechnen ( $F_A$ ):** Nun wollen wir zuerst die Axialkraft der Spindel berechnen. Diese wird im weiteren Vorgehen zur vorläufigen Auslegung des Kerndurchmessers der Spindel

benötigt.

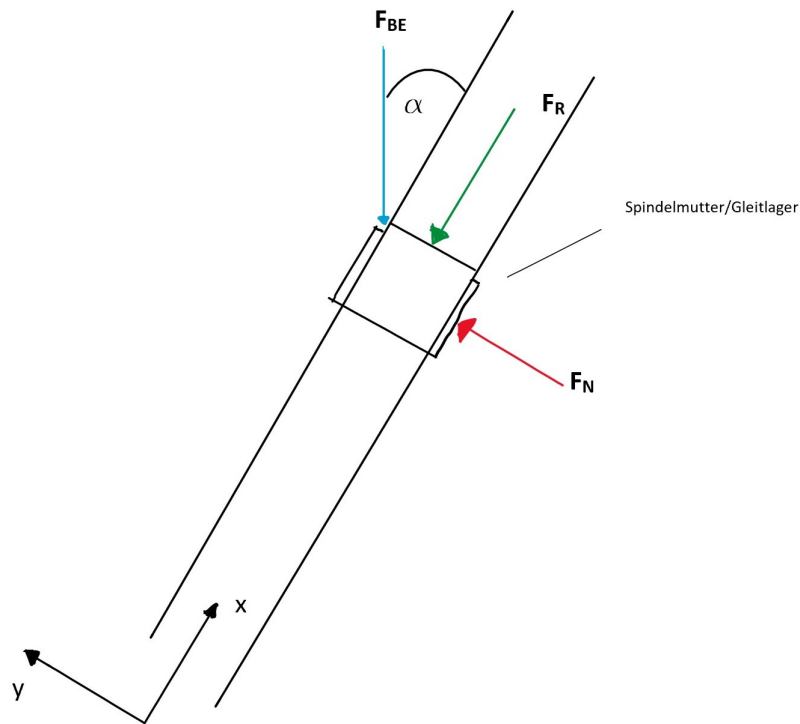


Abbildung 6: Rundstangen Spindel parallel in Seitenansicht

Im folgenden wird die Rundführung/Gleitlager-Situation genauer betrachtet. Hier entsteht eine Reibkraft, die der Bewegung für den dynamischen Lastfall entgegen wirkt.  $F_R$  wirkt als eingeprägte Kraft resultierend aus der radialen Lasteinwirkung auf die Rundstangen.

Für die auftretende Axialkraft ergibt sich dann

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_N - F_{BE} \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_N - 1960N \cdot \sin(31^\circ) = 0$$

$$F_N = 1010N$$

Nun können wir die Reibkraft  $F_R$  berechnen. Diese wirkt entgegengesetzt zur Bewegung an den Rundstangen. Dementsprechend wählen wir den Gleitreibungskoeffizienten  $\mu_{GL}$

wobei  $F_R = F_N \cdot \mu$

mit  $\mu_{GL} = 0,05$  (Gleitlager)

⇒ Die Werte stammen aus dem „Handbuch Rohrleitungsbau“

$$F_R = F_N \cdot 0,05 = 50,5N$$

Nun lässt sich also die gesamt aufzubringende Axialkraft  $F_A$  berechnen.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_A - F_R - \cos(\alpha) * F_{BE} = 0 \quad (9)$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_A - 50,5N - \cos(31^\circ) * 1960N = 0$$

$$F_A = 1730,83N \approx 1750N$$

Jetzt haben wir den Großteil der vom Motor zu erbringende Kraft um die Hebeeinheit in Bewegung zu versetzen. Um die Umsetzung zu gewährleisten, müssen wir zuerst die Spindel dimensionieren, was im folgenden nach dem Roloff/Matek Kapitel 8 beschrieben wird.

## II. Dimensionierung nach Roloff/Matek unter Zugbelastung:

I, Roloff/Matek, Kapitel 8 Abschnitt 8.5.1 wird eine Zugbelastete Spindel wie folgt ausgelegt.

$$A_3 \geq \frac{F_A}{\sigma_{d(z),zul}} \quad (10)$$

$$d_{3,sp} \geq \sqrt{\frac{4 * F_A}{\pi * \sigma_{d(z),zul}}}$$

$$F_A : \text{Axialkraft} \approx 1750N$$
$$\sigma_{d(z),zul} = \frac{\sigma_{dz,Sch}}{2} = \frac{340N/mm^2}{2} = 170N/mm^2 (\text{siehe Tabelle A1 - 1})$$

Damit ergibt sich ein Mindestkerndurchmesser von

$$d_{3sp.min.} = 3,62mm$$

Zum Vergleich: Bei Druckbelastung hätte sich ein Mindestkerndurchmesser von

$$d_{3Sp.min.} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_A \cdot S \cdot l_K^2}{\pi^3 \cdot E}} = 27,60mm$$

S: Sicherheit  $\approx 8$

$l_K$  = rechnerische Knicklänge  $\approx 0,7 \cdot l_{Sp}$  mit  $l_{Sp} = 2865mm$

E: Elastizitätsmodul:  $2,1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$

ergeben. Weswegen ich mich letztendlich für Aufhängung der Spindel entschieden habe, wie aus dem Entwurf im Vergleich zur finalen Abgabe hervorgeht.



Die Wahl der Spindel fällt auf eine Spezialanfertigung der Firma Igus (siehe Datenblatt) mit folgenden Maßen:

Nennndruchmesser  $d_{sp,1} = 36mm$

Flankendruchmesser  $d_{sp,2} = 33mm$

Kerndurchmesser  $d_{sp,3} = 29mm$

$P = 6mm$

### III. Steigungswinkel: (Siehe Roloff/Matek)

Mit den Daten der Spindel kann nun der Steigungswinkel berechnet werden. Dieser ist eine wichtige Kenngröße für die Spindel und wird später auch zur Auswahl eines passenden Motors benötigt.

$$\tan\gamma = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} \quad (11)$$

$$\tan\gamma = \frac{6mm}{33mm \cdot \pi}$$

$$\gamma = 3,3122^\circ \approx 3,3^\circ$$

### IV. Wirkungsgrad:

Mit Hilfe des Steigungswinkels lässt sich dann auch der Wirkungsgrad der Spindel bestimmen:

$$\eta = \frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma + \sigma')} \quad (12)$$

$\sigma'$  für Kunststoff-Spindelmuttern, trocken  $\approx 6^\circ$  (siehe Roloff/Matek 8.5.2)  $\rightarrow$  Gewindegleitreibungswinkel

$$\eta = \frac{\tan(3,3^\circ)}{\tan((3,3 + 6)^\circ)}$$

$$\eta = 0.352 \approx 35\%$$

Ab diesem Punkt sind alle erforderlichen Daten zur Auslegung und Wahl eines passenden Elektromotors berechnet. Im Folgenden wird nun teilweise mit den Werten, welche im Kapitel 7 (Motor) berechnet wurden, zur weiteren Überprüfung der Spindel sowie der Spindelmutter weiter gerechnet.

## V. Nachprüfung des Muttergewindes:

Nun muss einmal das Kunststoff-Muttergewinde, welches für die Spindel verwendet werden soll, auf Zulässigkeit nach geprüft werden. Wir sichern ab, dass das Gewinde der vorhandenen Flächenpressung auf Grund der Axialkraft auch standhält.

Nach Roloff/Matek Abschnitt 8.5.4 muss also gelten

$$p_{Gew} \leq p_{Gew,zul} \quad (13)$$

mit

$$p_{Gew} = \frac{F_A \cdot P_{Sp}}{l_1 \cdot d_{2,Sp} \cdot \pi H_1} \quad (14)$$

$p_{Gew,zul}$  : Zulässige Flächenpressung am Spindel Muttergewinde  $p_{Gew,zul} = 35 \frac{N}{mm^2}$  (Siehe Datenblatt Spindel Mutter)

$H_1 = 0,5 \cdot P = 3mm$

$l_1$  : Längedes Muttergewindes = 70mm (siehe Datenblatt Spindel Mutter)

→ Roloff/Matek (TB8-3)

$$p_{Gew} = \frac{1750N \cdot 6mm}{70mm \cdot 33 \cdot \pi \cdot 3} = 0,4823 \frac{N}{mm^2}$$

Damit hält

$$0,4656 \frac{N}{mm^2} < 35 \frac{N}{mm^2} \quad \checkmark$$

und die Spindel Mutter ist zulässig.

## VI. Umfangslast:

Desweiteren soll die Umfangskraft  $F_U$  nach Roloff/Matek Kapitel 8 Absatz 8.3.4 berechnet werden. Sie ergibt sich demnach aus dem Gewindemoment  $M_G = T$ , welches aus der Motorberechnung in Kapitel 7 der Dokumentation zu entnehmen ist.

$$F_U = \frac{M_G}{\frac{d_2}{2}} \quad (15)$$

$M_G$  : Gewindemoment = 4,81Nm

$d_2$  : Flankendurchmesser = 0,033m

$$F_U = 4,81 Nm \cdot \frac{2}{0.033mm} = 291,5 N$$

## VI. Mutterlänge:

Durch Umformen der Gleichung 14 aus abschnitt V zu Flächenpressung kann auch die erforderliche Mindestlänge der Spindelmutter mit  $p_{Gw,zul}$  berechnet werden.

$$L_1 = \frac{F_A \cdot P}{p_{zul} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \quad (16)$$

$$L_{1,erf} = \frac{1750 N \cdot 6}{60 \frac{N}{mm^2} \cdot 33mm \cdot \pi \cdot 3mm} = 0,9646mm$$

Zudem steht im besagten Abschnitt im Roloff/Matek, dass die Spindelmutterlänge  $L_1$ , die folgende Gleichung erfüllen soll:

$$L_1 \leq 2,5 * d_{3,sp} = 72,5mm \quad (17)$$

$$70mm \leq 72,5mm$$

Ist also auch erfüllt.

## 7.3 Kraft- und Biegemomentverläufe der Spindel:

Im Folgenden sollen nun der Normalkraft-, Querkraft- und Biegemomentverlauf der Spindel genauer untersucht werden.

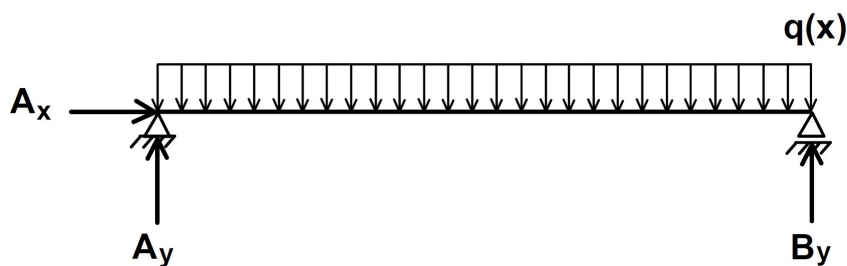


Abbildung 7: Streckenlastverlauf

$q_r(x)$  : Radiale Streckenlast resultierend aus dem Eigengewicht der Spindel

$$q_r(x) = \frac{F_{Sp}}{l_{Sp}} = \frac{24kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \sin(31^\circ)}{2,95m} \quad (18)$$

$$q(x)_r = 41,1 \frac{N}{m}$$

Hier muss noch ein Bild hin

$q_a(x)$  : Axiale Streckenlast resultierend aus dem Eigengewicht der Spindel

$$q(x) = \frac{F_{Sp}}{l_{Sp}} = \frac{24kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \sin(31^\circ)}{2,95m} \quad (19)$$

$$q(x)_r = 79,8 \frac{N}{m}$$

Der Schlitten mit seiner Axiallast von  $\cos(31^\circ) * F_{BE} = 1680N$  ist hier bei  $\frac{l_{Sp}}{2}$  positioniert.

### Normalkraftverlauf:

Hier ist der Normalkraftverlauf als eine Funktion der axialen Projektion der Eigengewichtskraft der Spindel und dem Einwirken Last der bewegbaren Einheit (hier Last mittig veranschaulicht):

$$N_I(x)(x) = \begin{cases} N_I(x) = 79,8 \frac{N}{m} * x & 0 < x \leq 1,475m \\ N_I(x) = 79,8 \frac{N}{m} * x + 1680N & 1,415 < x \leq 2,95m \\ 0 & elsewhere \end{cases} \quad (20)$$

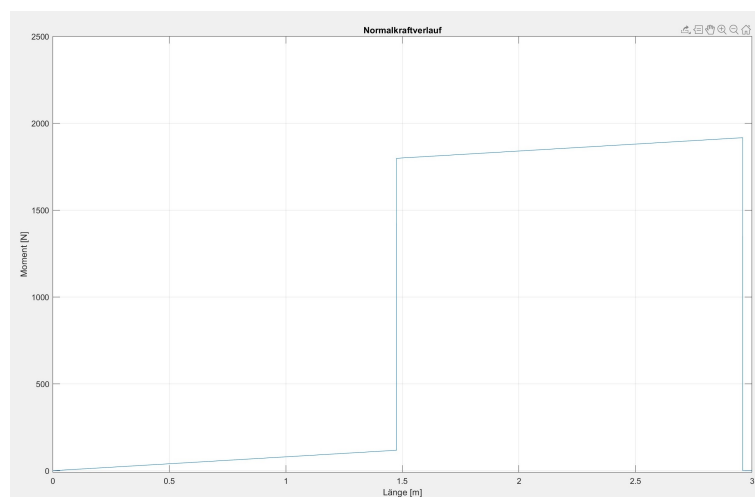


Abbildung 8: Normalkraftverlauf

### Querkraftverlauf:

Der Querkraftverlauf lässt sich wie folgt visualisieren.

$$Q(x) = 60.63N - 41,1\frac{N}{m}x \quad (21)$$

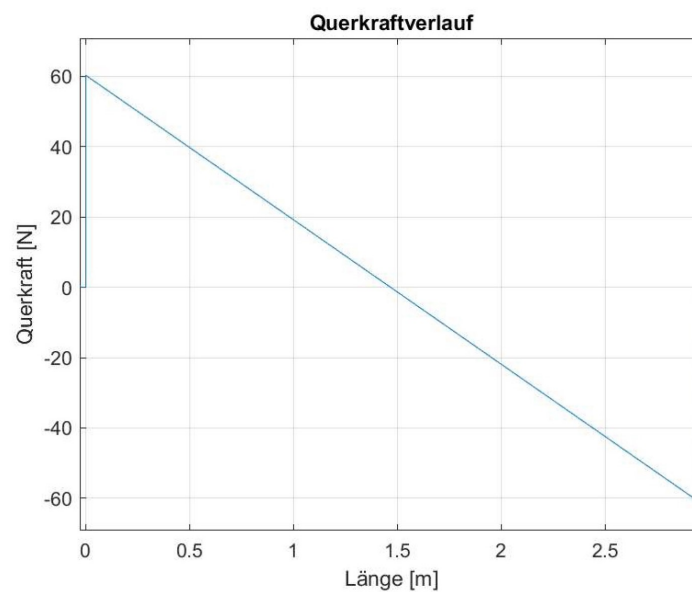


Abbildung 9: Querkraftverlauf Spindel

### Momentverlauf:

$$\int Q(x) = M_{Sp}(x) = 60,33Nx - \frac{42,1}{2}\frac{N}{m}x^2 + c$$

$$c = 0 \text{ aus } M(0) = 0$$

$$M_{max,Sp} \Rightarrow M_{Sp}(\frac{l_{Sp}}{2}) = 45,266N \approx 45,3N$$

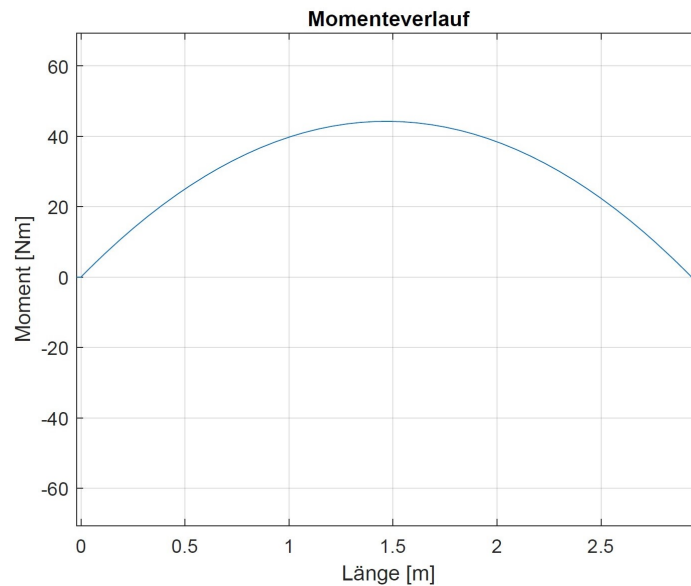


Abbildung 10: Momentverlauf Spindel

#### 7.4 Festigkeitsnachweis der Spindel

Um die Festigkeit der Spindel gerecht nachzuweisen, müssen unterschiedliche Punkte im Einsatz der Verfahrenseinheit betrachtet werden.

Zu erst soll das Einhalten der zulässigen Torsionssteifigkeit überprüft werden. Anschließend werden alle Fälle noch einmal an Hand der Gestaltänderungshypothese (GEH) überprüft.

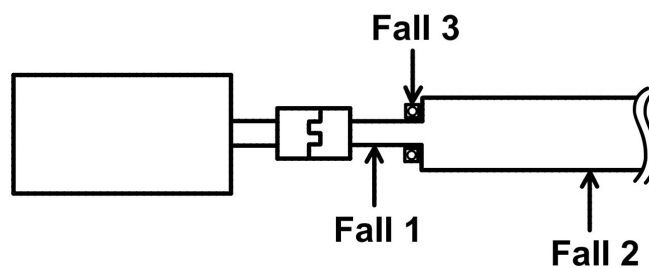


Abbildung 11: Festigkeitsnachweis Fallunterscheidung

#### Prüfung der Vergleichsspannung bei Torsionsbelastung:

An der Stelle wo Fall 1 gekennzeichnet ist und die Momentübertragung von der Ausgleichskupplung

auf die Spindel stattfindet, herrscht das höchste Torsionsmoment  $\tau_t$  bei minimalem Durchmesser  $d_{sp,min}$

$$\tau_{t,1} = \frac{T_{max}}{W_{t,1sp}} \leq \tau_{t,zul} \quad (22)$$

$$\tau_{t,1} = \frac{7,002Nm}{662,7mm^3} = 10,57 \frac{N}{mm^2} \leq 115 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Maximal auftretendes Drehmoment : } T_{max} = \frac{60}{n_{Motor}} * \frac{P_{Motor,max}}{2*\pi} = \frac{60}{1500min^{-1}} * \frac{1,1*10^3W}{2*\pi} = 7,002Nm$$

$$\text{Widerstandsmoment gegen Torsion : } W_{t,1sp} = \frac{\pi}{16} * d_{sp,min}^3 = \frac{\pi}{16} * (15mm)^3$$

$$\text{Zulässige Torsionsspannung : } \tau_{t,zul} = \frac{\tau_{t,Sch}}{2} = 115N/mm^2$$

$$\text{Zulässige Torsionsspannung bei schwellender Belastung : } \tau_{t,Sch} = 235N/mm^2 \text{ (siehe Tabelle A1 - 1 Roloff/Matek)}$$

Die Spindel hält der Torsionsbelastung also stand.

## Prüfung der kritischen Punkte unter Verwendung der GEH (Gestaltänderungshypothese)

### Fall 1: Drehmoment-Übertragungspunkt

Es wird wieder der gleiche Fall wie zuvor betrachtet unter Verwendung der GEH:

$$\sigma_{V1,Sp} = \sqrt{3(\tau_{t,1})^2} \quad (23)$$

$\sigma_{V1,Sp}$  = Vergleichsspannung der Spindel

$\sigma_{V,zul}$  = Zulässige Vergleichsspannung der Spindel

$$\sigma_{V,zul} = \frac{\sigma_{dsch}}{s} = \frac{340 \frac{N}{mm^2}}{2} = 170 \frac{N}{mm^2} \text{ (siehe Datenblatt)}$$

$$\sigma_{V1,Sp} = \sqrt{3 \cdot (10,57 \frac{N}{mm^2})^2} = 18,31 \frac{N}{mm^2} \quad (24)$$

$$\sigma_{V1,Sp} = 12,4791 \frac{N}{mm^2} < 170 \frac{N}{mm^2} = \sigma_{V,zul}$$

### Fall 2: Mitte der Spindel:

Nun muss die Mitte der Spindel geprüft werden, denn hier wirkt die höchste Biege- und Druckbelastung aufgrund des Eigengewichtes der Spindel und des Schlittens. Daher ist dies ein kritischer Punkt.

Der Druckanteil ist gegeben durch:

$$\sigma_{d,sp3} = \frac{F_N}{A_{sp}} \quad (25)$$

$A_{sp3}$  : Querschnitt der Spindel in der Mitte (Kerndurchmesser  $d_{3,sp}$ )

$F_{N,sp3}$  : Normalkraft auf den Querschnitt der Spindel

Die Normalkraft auf den Querschnitt der Spindel errechnet sich durch

$$F_{N,sp2} = F_A + F_{Sp} * \cos(31^\circ) = 1750N + 202N = 1952N \quad (26)$$

Damit ergibt sich dann der Druck auf den Spindelquerschnitt zu :

$$\sigma_{d,Sp} = \frac{1952N}{\pi(14,5)^2} = 2,6778 \frac{N}{mm^2}$$

Dieser kann ebenfalls wieder mit den Materialwerten zum Spindel Stahl C15 aus dem RoloffMatek Tabelle a1-1 verglichen werden.

$$\sigma_{d,Sp} = 2,6778 \frac{N}{mm^2} < 340 \frac{N}{mm^2} = \sigma_{d,zul}$$

$\sigma_{d,zul}$  = zulässige Druckspannung bei schwelender Belastung = 340 MPa

Als nächstes gilt es die Torsionsspannung an der untersuchten Stelle also bei  $d_{3,sp} = 29mm$  ; zu berechnen. Analog wie in den Abschnitten zuvor gilt

$$\tau_{t2,Sp} = \frac{T_{max}}{W_{t,Sp}} = \frac{7002Nmm}{\frac{\pi}{16}(29)^3} = 5,2 \frac{N}{mm^2} \quad (27)$$

Zu guter Letzt gilt es noch Biegespannung in der Mitte der Spindel:

zu berechnen. Dabei verwenden wir das zuvor Bestimmte maximale Biegemoment  $M_{max,Sp}$  (siehe Biegemoment der Spindel)

$$\sigma_{b,Sp} = \frac{M_{max,Sp}}{W_{ax,Sp}} \quad (28)$$

$M_{max,Sp} = 45,3Nm$



$$W_{ax,Sp} = \frac{\pi}{32} \cdot d_3^3 = 2394,4 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{b,sp} = \frac{45300 \text{ Nmm}}{2394,4 \text{ mm}^3} = 18,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nun lässt sich die Vergleichsspannung errechnen.

$$\sigma_{V2,Sp} = \sqrt{(\sigma_{b,Sp} + \sigma_{dp})^2 + 3 \cdot (\tau_{t2,Sp})^2} \quad (29)$$

$$\sigma_{V2,Sp} = \sqrt{(18,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 2,6778 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2 + 3 \cdot (5,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2} = 21,923 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**Fall 3: Prüfung der Spindel beim unterm Radiakugellager mit  $d_{Sp,RadU} = 20 \text{ mm}$ :**

Zuletzt soll der Fall 3 überprüft werden. Direkt am unterem Radiallager herrscht die höchste Querkraft und dementsprechend die höchste Schubspannung.

Analog wie zuvor gilt für die Torsionsspannung:

$$\tau_{t3,Sp} = \frac{T_{max}}{W_{t3,Sp}} = \frac{7,002 \text{ Nm}}{\frac{\pi}{16} \cdot (40 \text{ mm})^3} = 7,2994 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (30)$$

und für die Schubspannung:

$$\tau_{S,Sp} = \frac{Q_{Sp}(0)}{A_d} = \frac{61 \text{ N}}{\pi (\frac{20}{2})^2} = 0,19318 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (31)$$

Damit ergibt für die GEH:

$$\sigma_{V3,Sp} = \sqrt{3 \cdot (\tau_s) + (\tau_{t,3})^2} < Q_{Vzul,Sp} \quad (32)$$

$$\sigma_{V3,Sp} = \sqrt{3 \cdot (0,19318 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 7,2994 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2} = 14,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## 8 Wälzlager

Im folgenden Abschnitt sollen nun die Lager ausreichend dimensioniert und berechnet werden.

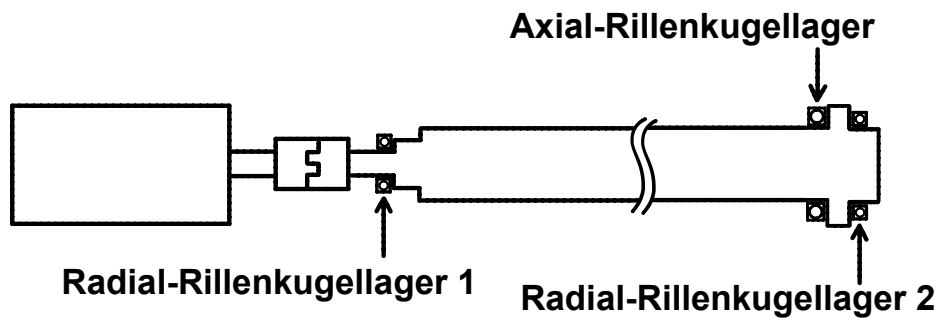


Abbildung 12: Auswahl Lagerungen

Für die Lagerbrechnung soll gelten:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \cdot L_{10} \text{ mit } L_{10} = \left(\frac{C}{P_L}\right)^p \quad (33)$$

$n$ =Nenndrehzahl Motor = 1500  $\frac{U}{min}$

$C$ =Dynamische Tragzahl

$p$ =Lebensdauerexponent für Kugellager  $p=3$  (Roloff/Matek)

$L_{10h} = 5000h$  (Vorgegeben)

$P_L$ =Lagerbelastung (radial/axial)

Nun müssen wir nur noch die äquivalente Lagerbelastung für das jeweilige Lager bestimmen und dann die geforderte dynamische Tragzahl bestimmen

$$P_L = X * F_r + Y * F_a \quad (34)$$

Diese ist maßgebend für anschließende Auswahl eines passenden Lagers aus dem Wälzlagerkatalog. Wir werden im Folgenden 3 Fälle unterscheiden. Zum einen das Radiallager am unteren Teil der Welle, das Radiallager am im Festlager und das Axiallager.

### I. Radiallager (Los-Lagerung):

Das Radiallager in der Loslagerung nimmt nur radiale Kräfte auf. Daher gilt:

$$P_L = F_r = 61N$$

$F_r = A_y = B_y = 61N$  (Siehe Spindelberechnung)

und die Berechnung der mindest-dynamischen Tragzahl  $C_{mind.,R1}$  bei  $L_{10h} = 5000h$ . ergibt sich zu

$$C_{min,R1} = \sqrt[3]{\frac{5000h \cdot 60 \cdot 1500min^{-1}}{10^6}} \cdot 61N = 467,45N \approx 470N$$

Hier wird ein Präzisionskugellager der Marke SBN Wälzlager "Präzisions-Rillerkugellager 6004 2RS VA" (Siehe Datenblatt) mit dynamischer Tragzahl  $C_{r,1} = 8676N$

Damit ergibt sich die tatsächliche Lebensdauer der Radial Lager zu:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1500min^{-1}} \cdot \left(\frac{8676}{61N}\right)^3 = 31,96 \cdot 10^6 h$$

Damit ist das Lager deutlich überdimensioniert. Dies wird ebenfalls bei den anderen Radiallager der Fall sein und unterliegt der Tatsache, dass die notwendige Spindeldicke für diese Lager keine wesentlich kleineren Lagerdurchmesser zulässt und nur sehr kleine Radialkräfte auftreten.

### II. Axiallager

Auch hier gilt zum Auslagern wieder die  $L_{10h} = 5000h$ .

Für die äquivalente Lagerbelastung werden hier, wie der Name schon schlussfolgern lässt, nur die axialen Kräfte berücksichtigt:

$$P_L = F_a = 1882NN \quad (35)$$

$F_a = A_x = 1882N$  (aus Spindel Auslegung)

Damit ergibt sich die minimale dynamische Tragfähigkeit zu.

$$C_{min,A} = \sqrt[3]{\frac{5000h \cdot 60 \cdot 1500min^{-1}}{10^6}} \cdot 1882N = 14421,9N$$

Auf Grund der Aufhängung der Spindel muss ein ausreichend großes Axiallager gewählt werden, welches sich zur Montage noch über die Spindel ziehen lässt.

Die Wahl fällt auf ein Lager der Marke SBN Wälzlager Präzisions Axialrillenkugellager 51108 mit  $C_a = 23400N$

Damit berechnet sich die tatsächliche Lebensdauer zu:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1500min^{-1}} \cdot \left(\frac{23400N}{1882N}\right)^3 = 2,14 \cdot 10^3 h$$

und ist damit ebenfalls ausreichend dimensioniert.

### III. Radiallager (Fest-Lagerung):

Das Radiallager in der Fest-Lagerung stellt eine Besonderheit dar, da es ebenfalls axiale Kräfte aufnehmen muss; im Falle von Stößen und bei der Vorspannung des Axiallagers.

Damit wird die Bestimmung der äquivalenten Lagerbelastung etwas komplizierter.

Mit Hilfe der Tabelle (siehe Anhang Datenblatt) aus dem Wälzlagerkatalog berechnen wir:

$$\frac{f_0 \cdot F - a}{C_0, R} \approx 0,5 \quad (36)$$

$f_0 = 12,2$  aus Tabelle siehe Datenblätter für Bohrungskennzahl  $\frac{40mm}{5} = 4mm$

$C_{r0} = 11400N$

$F_A = 130N$  (geschätzt als Vorspannkraft oder/und belastung beim Anfahren des Antreibs)

Damit ergeben sich folgende Werte für die Komponenten der äquivalenten Lagerbelastung aus der Tabelle, welche sich ebenfalls im Anhang findet (Lagerkatalog):

$e = 0,24 \quad x = 0,56 \quad Y = 1,8$

Es gilt:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{130N}{61N} = 2,131 > e = 0,24 \quad (37)$$

Folglich muss  $P$  wie folgt berechnet werden.

$$P_L = 0,56 * F_r + 1,8 * F_a$$

$$P_L = 0,56 * 61N + 1,8 * 130N = 268,16N$$

Nun lässt sich prüfen, ob das ausgewählte Lager diesen Belastungen immer noch standhält bzw. die gewünschte Lebensdauer erreicht.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 1500min^{-1}} \cdot \left(\frac{16800}{268,1N}\right)^3 = 2,732 * 10^6h$$

Wie bereits erwähnt, auch hier deutlich überdimensioniert.

## 9 Motor

Im nun folgenden Abschnitt soll ein passender Elektromotor und eine entsprechende Ausgleichskupplung berechnet und gewählt werden.

### 9.1 Bestimmung der Drehzahl

Die erste Überlegung muss sein, wie viele Umdrehungen der Spindel gebraucht werden, um den Verfahrweg zu erreichen. Die benötigte Drehzahl des Motors ermittelt sich damit über die Gewindesteigung. Diese ist durch die Spindelgeometrie mit Trapezgewinde **Tr36x6** und  $P = 6mm$  gegeben

Damit berechnen wir nun die benötigten Umdrehungen für eine komplette Verfahrbewegung:

$$n_{1V} = \frac{\text{Verfahrweg } l_{\text{Verfahr}}}{\text{Gewindesteigung}}$$

$$n_{1V} = \frac{2400mm}{6mm} = 400$$

Als nächstes werden die benötigten Umdrehungen pro Minute berechnet, um den Verfahrweg in der geforderten Zeit  $t$  zu realisieren:

$$n = \frac{n_{1V}}{t_v} * 60s$$

Verfahrzeit:  $t_V = 22s$

$$n = \frac{400}{22s} * 60s = 1050,9 \frac{1}{min}$$

Da laut Anforderungsliste nur bestimmte Drehzahlen erlaubt sind, wird die nächst höhere zulässige Drehzahl gewählt, und auf die Einhaltung der Toleranz von 15% geprüft. In diesem Fall  $n = 1500 \frac{1}{min}$ . Die theoretisch bei Höchstleistung des später ausgewählten Motors mögliche Verfahrzeit betrage somit also:

$$t = \frac{400}{1500 \frac{1}{min}} * 60s = 16s$$

Damit liegt die theoretisch erreichbare Verfahrzeit über der Toleranzgrenze. Der Motor kann aber reguliert werden und muss nicht zwangsweise auf maximaler Leistung laufen.

## 9.2 Antriebsmoment

Das Antriebsdrehmoment setzt sich zusammen aus dem Gewindereibmoment und dem Lagerreibmoment:

$$T = M_{\text{Gewindereibmoment}} + M_{\text{Lagerreibmoment}} \quad (38)$$

Um diese zu bestimmen werden die bereits berechneten Werte auf der Spindelgeometrie genutzt.

### Gewindereibmoment:

$$M_{\text{Gewindereibmoment}} = F_A * \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \sigma') \quad (39)$$

Die Werte für den Steigungswinkel  $\phi = 3,3^\circ$

Gewindereibwinkel  $\sigma' = 6^\circ$  (Roloff/Matek Stahl auf Kunststoff)

Spindelflankendurchmesser  $d_2 = 33mm$

$$M_{\text{Gewindereibmoment}} = 1750N * \tan(3,3^\circ + 6^\circ) * \frac{33mm}{2} = 4728,5Nmm \approx 4,729Nm$$

### Lagerreibmoment:

Nun sollen noch die an den Lagern auftretenden Reibkräfte mit einberechnet werden. Wir beschränken uns hier auf das Axiallager, da die Radiallager nur einen kleinen Bruchteil der Kräfte aufnehmen und die daraus resultierende Reibkraft als vernachlässigbar klein angenommen werden können.

Für das Lagerreibungsmoment gilt:

$$M_{Lagerreibungsmoment} = F_A * \mu_L * r_L \quad (40)$$

Reibungskoeffizient bei gegebener Belastung des Axiallagers:  $\mu_L = 0,002$  (Quelle: Das Leistungsvermögen der Wälzlager von Paul Eschmann, Grafik siehe Datenblätter)

Wir bestimmen den wirksamen Reibradius Lagerfläche  $r_L$  zu:

$$r_L = \frac{d_{inn} + \left(\frac{d_{au\ddot{u}} - d_{inn}}{2}\right)}{2} = 24,25mm$$

Innendurchmesser Lager  $d_{in,L\alpha} = 40mm$

Außendurchmesser Lager  $d_{au\ddot{u},L\alpha} = 60mm$

$$r_L = \frac{40mm + \left(\frac{60mm - 40mm}{2}\right)}{2} = 25mm$$

$$M_{Lagerreibungsmoment} = 1750N * 0,002 * 25mm = 87,5Nm \quad (41)$$

### Antreibsmoment:

Das Antreibsmoment ergibt sich damit zu

$$T = 4,729Nm + 0,0875Nm = 4,817Nm$$

## 9.3 Motorleistung

Nun kann auch die mindestens benötigte Motorenleistung berechnet werden:

$$P_{EM} = 2 * \pi * T * \frac{n}{60s} \quad (42)$$

$$P_{EM} = 2 * \pi * 4,817Nm * \frac{1500min^{-1}}{60s} = 756,6Watt$$

## 9.4 Auswahl des Elektromotors

Die Auswahl fällt auf einen Drehstrom-Käfigläufermotor des Herstellers JS Technik mit folgenden des:

- Typ: ATEX Motor JS-ASA 90S
- Leistung 1,1kW
- 4-Pol
- Bemessungsdrehzahl =  $1407 \text{ min}^{-1}$
- Motorwellendurchmesser  $d_M = 24 \text{ mm}$

## 9.5 Auswahl der Kupplung

Anhand der nun bekannten Kenndaten lässt sich mit dem Motorwellendurchmesser  $d_M = 24 \text{ mm}$  und dem Spindeldurchmesser an der Kupplung  $d_{sp,klp} = 15 \text{ mm}$ , sowie der oben benannten Leistung und Drehzahl eine elastische Klauenkupplung herausuchen. Wir entscheiden uns für eine Rotex 19 vom Hersteller KTR. Das Datenblatt findet sich im Anhang.

# 10 Auslegung der Rundführung

## 10.1 Auslegung der Rundführungen:

Im folgenden soll nun die Rundführungen ausgelegt werden, welche zum einen den Freiheitsgrad der Rotation des Schlittens beschränken und zum anderen die Radialkräfte resultierend durch das Einwirken der Last auf die Verfahrereinheit, aufnehmen.

Benötigte Länge der Rundstangen:  $l_{Rf} = 2,83 \text{ mm}$ .

Demnach mit der zulässigen Durchbiegung nach Schweizer FN:  $f_{max} = 0,33 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$  dem muss die Rundstange:

$$f_{max,Rf} = 0.033 \frac{\text{mm}}{\text{m}} * 2,83 \text{ m} = 0,9339 \text{ mm} \quad (43)$$

halten.

Nach mehreren Auslegungsversuchen und Berechnungen habe ich mich für eine Hohlwelle entschieden, da diese 1. Gewicht einspart und 2. eine hohe Torsions- und Biegefestigkeit aufweist.

## I. Auslegung der Hohlwelle:



Im Kapitel 11 des Roloff/Matek zum Achsen, Wellen und Zapfen findet man die folgende allgemein auch bekannte Formel zur Auslegung von Hohlachsen. Diese wurde hier iterativ verwendet um die optimale Dimensionierung der Hohlwelle festzulegen.

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \sigma_{zul} \cdot (1 - k^4)}} \quad (44)$$

$\sigma_{b,zul} = 280 \frac{N}{mm^2}$  (für S235 bei schwellender Belastung, Tabelle a1-1 Roloff/Matek)

$k = \frac{d_i}{d_a} = \frac{7}{9}$  (Durchmesser Verhältnis, iterativ bestimmt)

$M_b = F_{BE} \cdot \frac{l_{BD}}{2}$ : Auftretendes Biegemoment bei zentraler Krafteinwirkung (siehe Abbildung)

Damit ergibt sich der Mindestdaußendurchmesser für die Rundführungen zu:

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1960 N \cdot \sin(31^\circ) \cdot 2830}{\pi \cdot (1 - (\frac{7}{9})^4) \cdot 280 \frac{N}{mm^2}}} = 43,43 mm$$

Es wird die Dicke der Rundführungen hier überschlägig mit der gesamten Kraft der bewegten Einheit gerechnet, wobei eigentlich nur die Hälfte davon pro Rundführung aufgenommen wird. Damit soll auch eventuelles leichtes Verrutschen bzw. dezentrales Lagern der Last auf dem Schlitten mit eingerechnet werden. → Ich wähle einen Außendurchmesser  $d_a = 90 mm$  und einen Innendurchmesser  $d_i = 70$ . Da dieser, wie sich im nächsten Abschnitt zeigen wird, ein ausreichendes Widerstandsmoment bildet.

## II. Widerstandsmoment der Hohlwelle bei Biegung für $d_a = 90 mm$ und $d_i = 70 mm$ :

Aus den obigen Werten ergibt sich dann ein Flächenträgheitsmoment von:

$$I_{Rf,2} = \frac{\pi}{64} (90^4 - 70^4) = 2042035 mm^4$$

Daraus lässt sich folglich die tatsächliche Durchbiegung der Rundführungen unter punktueller Lasteinwirkung berechnen. Hier wird die Lasteinwirkung der bewegbaren Einheit auf die beiden Rundführungen aufgeteilt. Da der Schlitten mit jeweils 2 Führungsgehäusen je Rundführung (siehe Hauptansicht) befestigt ist, wirkt also im Regelfall nie die absolute Punktlast. Die Annahme ist daher hier zulässig.

## III. Die Tatsächliche Durchbiegung

Die tatsächliche Durchbiegung berechnet sich aus der Superposition der Durchbiegung, resultierend aus der Kraft  $F_{BE}$  und der Streckenlast, resultieren aus dem Eigengewicht der Spindel  $F_{sp}$

### Punktlast:

$$f_{Punktlast,Rf,2} = \frac{\frac{F_{BE}}{2} \cdot \sin(31^\circ) \cdot l_{Rf}^3}{48 \cdot E \cdot I_{Rf,2}} \quad (45)$$

$E$  E- Modul S235 Stahl

$$F_{Punktlast,Rf} = \frac{\frac{1960}{2} * \sin(31^\circ) * 2830mm^3}{210000 * 2042035mm^4} = 0,556mm$$

Um die Durchbiegung auf Grund des Eigengewichts der Rundführung zu berechnen, muss zuerst die Masse der ausgelgten Rundführung und die daraus resultierende Kraft berechnet werden:

Mit  $d_i = 70mm$   $l_{Rf} = 2830mm$

$$V_{Rf} = A_{Rf} * \pi * l_{Rf} = 7112566mm^3 \quad (46)$$

$$\text{und } A_{Rf} = \frac{d_a^2 - d_i^2}{4} \cdot \pi = 2413,3mm^2$$

$$F_{Rf} = V_{Rf} * 7870 \frac{kg}{m} * 9,81 \frac{m}{s^2} = 549,12 \approx 550N \quad (47)$$

### Streckenlast

$$f_{Streckenlast,Rf} = \frac{5 \cdot F_{Rf} \cdot \sin(31^\circ) \cdot l_{Rf}^3}{384 \cdot E \cdot I_{Rf}} \quad (48)$$

mit  $F_{Rf} = 550N$

$$f_{Streckenlast,Rf} = \frac{5 * 550N * \sin(31^\circ) * 2830mm^3}{384 * 210000N/mm^2 * 2042035mm^4} = 0.34mm$$

$$f_{Gesamt} = f_{Streckenlast,Rf} + f_{Punktlast,Rf} \quad (49)$$

$$f_{Gesamt} = 0,556mm + 0.34mm = 0,896mm < 0,8927mm$$

$$f_{Gesamt} < f_{max,Rf} \quad (50)$$

$$0,896mm < 0,9339mm$$

## 10.2 Lagerreaktionen, Querkraft - und Momentverlauf der Führung:

Im Folgenden soll nun der Querkraft - und Momentverlauf der Rundführung genauer untersucht werden.

Rundstange:

- Länge:  $l_{Rf} = 2830mm$
- Außendurchmesser:  $d_a = 90mm$
- Innendurchmesser:  $d_i = 70mm$
- Gewicht:  $m_{Rf} = 55,98kg$

Zuerst muss die exakte Streckenlast berechnet werden. Mit dieser lässt sich anschließend das Querkraftdiagramm zeichnen. Vorher aber noch ein Blick auf die Lager- und Stellkräftesituation  
Es sollen einmal die Reaktionskräfte berechnet werden.

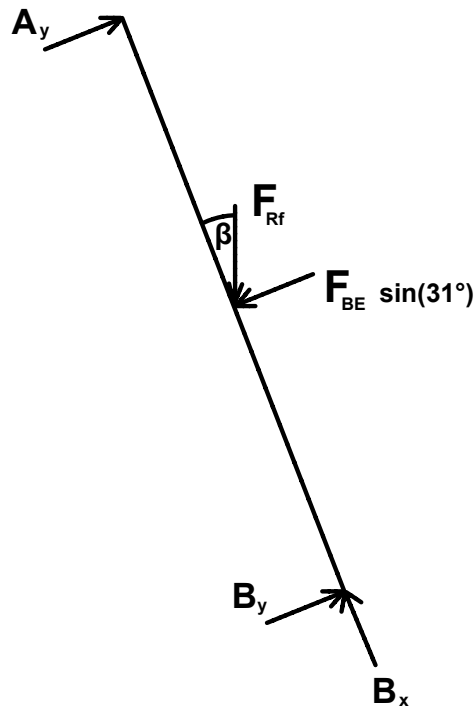


Abbildung 13: Rundfuehrungen Reaktionskraefte

### I. Lagerreaktionskräfte:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -B_x + F_{Rf} \cos(31^\circ) = 0 \quad (51)$$

$$B_x = 471,4N$$

Um die maximalen Lagerreaktionskräfte in radialer Richtung zu bestimmen wird der Schlitten einmal in Endlage und Startposition verschoben.

*Schlitten ganz oben:*

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -A_y \cdot l + F_{Rf} \cdot \sin(31^\circ) \cdot \frac{l}{2} + \frac{1}{2} F_{BE} \sin(31^\circ) \cdot l = 0 \quad (52)$$

$$A_y = 646,4N$$

Aus der Symmetrie folgt für Schlitten ganz unten:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow B_y \cdot l - F_{RS} \cdot \sin(31^\circ) \cdot \frac{l}{2} - \frac{1}{2} F_{BE} \sin(31^\circ) \cdot l = 0 \quad (53)$$

$$B_y = 646,4N$$

## II. Streckenlast berechnen:

Ⓐ

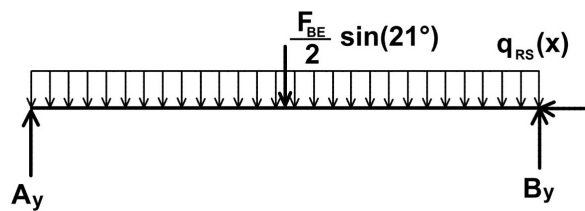


Abbildung 14: Rundfuehrungen Reaktionskraefte

Die Streckenlast in Abhängigkeit der position x berechnet sich analog zur Spindel wie folgt.

$$q_{Rf}(x) = \frac{F_{Rf} \cdot \sin(31^\circ)}{l_{Rf}} = 100,1Nm \quad (54)$$

$$\sum M_B = -A_y l + f_{RS} \cdot 2,83m \cdot \sin(31^\circ) \cdot \frac{1}{2} + F_{BE} \sin(31^\circ) \cdot \frac{1}{2} \quad (55)$$

$$B_x = 471,4N \text{ (siehe Lagerkräfte)}$$

$$A_y = B_y - 394,0N$$

Ⓑ

$$n_{Rf}(x) = \frac{F_{Rf} \cdot \cos(31^\circ)}{l_{Rf}} = 166,4 \frac{N}{mm^2} \quad (56)$$

Hier kommt eine Normalkraft-Streckenlast Bild hin. Es wird wunderschön sein.

### III. Normalkraftverteilung und Verlauf:

$$N_{Rf}(x) = 471,4N - 166,4 \frac{N}{mm^2} \cdot x \quad (57)$$

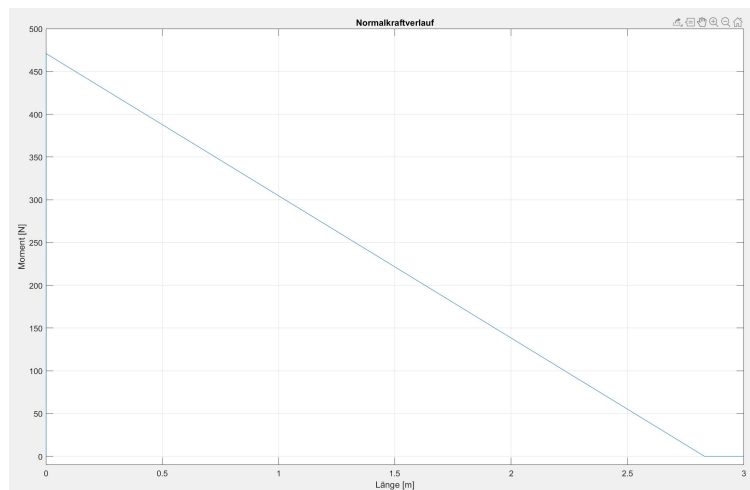


Abbildung 15: Rundfuehrungen Normalkraftverlauf

### IV. Querkraftverteilung und Verlauf:

Demnach lässt sich die Querkraft in Abhängigkeit der Position  $x$  wie folgt berechnen. Die Funktion muss in zwei Abschnitte unterteilt werden, da sie in der Mitte, beim Einwirken der Kraft  $F_{BE} \cdot \sin(31^\circ)$  einen Sprung besitzt. Es gilt also

$$Q_R(x) = \begin{cases} A_y \cdot x - q \cdot x^2 + C & 0 < x \leq 1,415m \\ A_y - q \cdot x - \frac{F_{BE}}{2} \sin(21^\circ) & 1,415 < x \leq 2,830m \\ 0 & elsewhere \end{cases} \quad (58)$$

mit

$$Q_{RI}(x) = A_y - q \cdot x^2 = 394N - 100,1 \frac{N}{m}$$

und

$$Q_{RII}(x) = A_y - q \cdot x - \frac{F_{BE}}{2} \sin(21^\circ) = 394N \cdot x - 100,1 \frac{N}{m} \cdot x - 505N$$

Die maximale Querkraft tritt genau bei den beiden Radiallagern der Rundführung auf, also bei  $Q(0) = Q(l_{Rf}) = 404N$

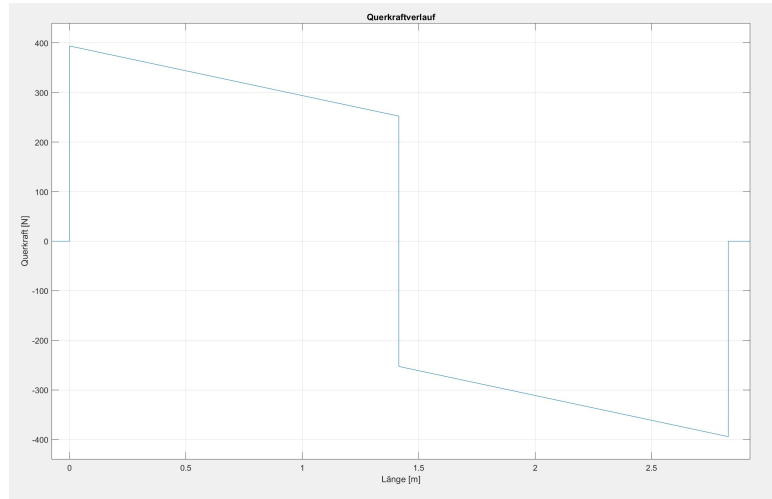


Abbildung 16: Rundfuehrungen Reaktionskraefte

#### IV. Biegemomentverlauf

Das Biegemoment ergibt sich wie zuvor auch aus dem Integral der Querkraft über die Länge  $l_{Rf}$ . Daraus Folgt dann:

$$M_R(x) = \int Q_R(x) dx = \begin{cases} A_y \cdot x - q \cdot x^2 + C & 0 < x \leq 1,415m \\ A_y x - \frac{1}{2} q x^2 - \frac{F_{BE}}{2} \sin(21^\circ) (x - \frac{l}{2}) + C & 1,415 < x \leq 2,830m \\ 0 & elsewhere \end{cases} \quad (59)$$

Mit

$$M_{RI}(x) = 394N \cdot x - \frac{1}{2} \cdot 100,1N \cdot x^2 + C_I \text{ wobei } C_I = 0 \text{ da } M(l_0) = 0$$

Und

$$M_{RII}(x) = 394N \cdot x - \frac{1}{2} \cdot 100,1N \cdot x^2 - \frac{1960N}{2} \sin(21^\circ) + C_{II}$$

$$\text{wobei } C_{II} = 0,0287Nm \text{ aus } M(l_{Rf}) = 394N \cdot l_{Rf} - \frac{l_{Rf}}{2} \cdot 100,1N \cdot l_{Rf}^2 - 505N(l_{Rf} - \frac{l}{2}) + C_{II} = 0$$

Das GröÙe Biegemoment tritt genau in der Mitte der Rundführung auf. Also ;

$$M_{Rf,max} = M_{Rf}(\frac{l_{Rf}}{2}) = 394N \cdot 1,415m - \frac{100,1N}{2m} \cdot (1,415m)^2 = 457,3Nm$$

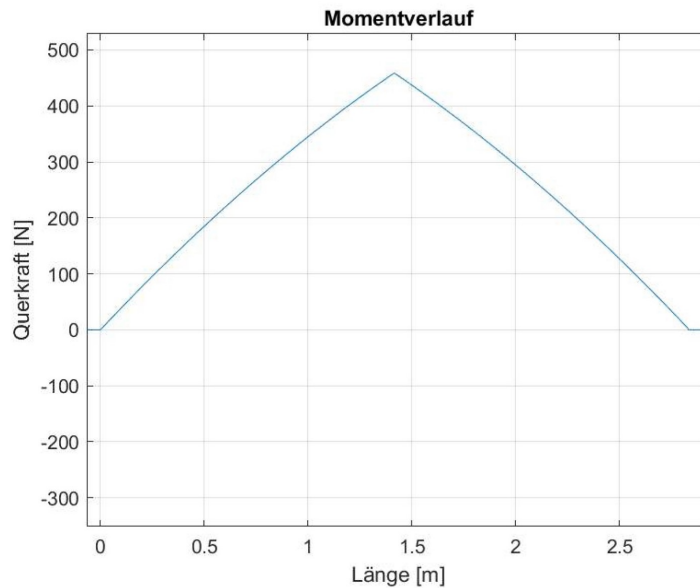


Abbildung 17: Rundfuehrungen Reaktionskraefte

Anmerkung: Diese Berechnungen sind eine idealisierte Näherung. In der Realität sind die Lagerungen natürlich nicht exakt am Ende der Rundführung sowie auch nicht auch am Ende der Spindel, deshalb wäre die Annahme *0 elsewhere* nicht nicht absolut korrekt ist aber als Näherung hier zulässig, da die auftretenden Kräfte nach der der Lagerung vernachlässigbar klein sind .

### 10.3 GEH der Rundführung:

Zu guter Letzt soll die Rundführung nun noch auf Festigkeit nach der Gestaltänderungshypothesese geprüft werden. Dazu werden hier wieder verschiedene Fälle betrachtet. Da die Runstangen nicht unter Torsion belastet werden entfällt allerdings ein Fall. Damit sind wie gehabt die Mitte und die radiale Lagerung der Rührung für uns interessant.

Nach Roloff/Matek: 2 Teile der Führung werden geprüft

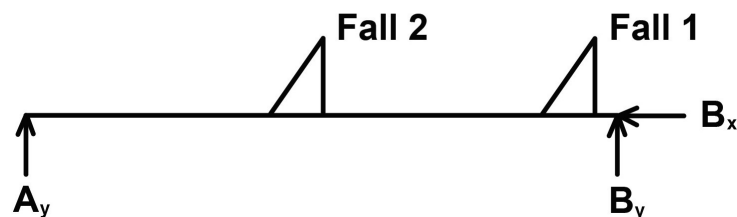


Abbildung 18: Rundfuehrungen Reaktionskraefte

**Fall 1: Der Schlitten befindet sich am Anfang der Führung: Höchste Scherspannung, höchste**



### Druckspannung

Die bereits in *Abschnitt I.* berechneten Kräfte für diesen Fall waren:

mit  $B_x = 471,4N$

und  $B_y = 646,4N$

Damit ergibt sich die Druckspannung:  $\sigma_d, Rf$  zu:

$$\sigma_d, Rf = \frac{B_x}{A_{Rf}} = 0,1876 \frac{N}{mm^2} \quad (60)$$

Die Scherspannung  $\tau_{S1,Rf}$  ergibt sich zu:

$$\tau_{S1,Rf} = \frac{B_y}{A_{Rf}} = 0,2572 \frac{N}{mm^2} \quad (61)$$

Nun folgt die Überprüfung anhand der GEH:

$$\sigma_{V1,Rf} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3(\tau_s)^2} \quad (62)$$

$$\sigma_{Vzul,Rf} = \frac{\sigma_{dsch}}{2} = \frac{235}{2} \frac{N}{mm^2} = 117,5 \frac{N}{mm^2} \text{ für } 235 (\text{siehe } R/M)$$

$$\sigma_{V1,Rf} = 0,3227 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sqrt{(0,1876)^2 + 3 \cdot (0,2572)^2} = 0,3227 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{V1,Rf} < \sigma_{Vzul,Rf} \quad (63)$$

$$0,4833 \frac{N}{mm^2} < 117,5 \frac{N}{mm^2} \quad \checkmark$$

### Fall 2: Schlitten in der Mitte der Rundführung:

Nun bleibt noch die Position des Schlittens in der Mitte der Rundführung, also der Fall mit maximal auftretenden Biegemoment.

Wie oben bereits berechnet ergibt sich das maximale Biegemoment der Rundführung zu :

$$M_{Rf,max} = 457,3Nm$$

Für die Biegespannung muss noch das  $W_{ax,Rf}$  axiales Widerstandsmoment gegen Biegung berechnet werden:

$$W_{ax,Rf} = \frac{\frac{\pi}{32}(d_a^4 - d_i^4)}{d_a} = 45378,56 \quad (64)$$

Daraus folgt dann für die Biegespannung:

$$\sigma_{b,Rf} = \frac{M_{Rf,max}}{W_{ax,Rf}} = 10,0212 \frac{N}{mm^2} \quad (65)$$

Die Scherspannung in der Mitte der Rundführung bleibt gleich wie zuvor, für dem Fall das der Schlitten in der Mitte liegt.

Nun muss kann die GEH überprüft werden:

$$\sigma_{V2,Rf} = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_d)^2 + \tau_S^2} \leq \sigma_{Vzul,Rf} \quad (66)$$

$\sigma_{Vzul,Rf}$

$$= \sqrt{(10,0212 \frac{N}{mm^2} + 0,1856 \frac{N}{mm^2})^2 + 3 * (0,2572 \frac{N}{mm^2})^2} = 11,2068 \frac{N}{mm^2} \leq 117,5 \frac{N}{mm^2} \quad (67)$$

## 11 Berechnung der Schraubenverbindung

Im folgenden soll die Schraubenberechnung Nach der [VDI 2230] Norm  $R_0$  bis  $R_{13}$  ohne  $R_{11}$  und  $R_{12}$  durchgeführt werden.

Berechnet wird die Durchsteckschraubenverbindung (DSV) zwischen dem Untergestell und den U-Profilen.

### $R_0$ : Ermittlung des Nenndurchmessers d und der Grenzabmessung G:

Zur Ermittlung des Nenndurchmessers mit Hilfe der Tabelle A7 muss einmal die Belastung pro Schraube berechnet werden.

Die Gesamte Querkraft ergibt sich aus der Summe der Gewichtskräfte, diese können aus der Tabelle zur Berechnung der Massen der Verschiedenen Bauteilelemente der Verfahreinheit entnommen werden (siehe Anfang). Ich orientiere mich hier an den in der Tabelle bereits zusammengefassten Werten. Die Zusammensetzung der Komponenten der einzelnen Kräfte welche hier berechnet werde, ergibt sich mit einem Blick in die besagte Tabelle.

Diese setzt sich zusammen aus den Projektionen der Kräfte

$$F_{Q,ges} = F_{Verfahrweg,\beta} + F_{Motor,\beta} + F_{Schl,\beta} + F_{ÜberM.,\beta} + F_{Stück,\beta} \quad (68)$$

$$F_{Verfahrweg,\beta} = \cos(\beta) \cdot m_{Verfahrweg} \cdot g = \cos(31^\circ) \cdot 394,74 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3319,29 \text{ N} \text{ (beeinhaltet ebenfalls die U-Profile)}$$

$$F_{Motor,\beta} = \cos(\beta) \cdot m_{Motor,\beta} \cdot g = \cos(31^\circ) \cdot 27 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 227,03 \text{ N}$$

$$F_{Schl,\beta} = \cos(\beta) \cdot m_{Schl} \cdot g = \cos(31^\circ) \cdot 102,41 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 861,14 \text{ N}$$

$$F_{ÜberM.,\beta} = \cos(\beta) \cdot m_{ÜberM.} \cdot g = \cos(31^\circ) \cdot 37,56 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 315,83 \text{ N}$$

$$F_{Stück,\beta} = \cos(\beta) \cdot m_{Stueckg.} \cdot g = \cos(31^\circ) \cdot 48 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 403,62 \text{ N}$$

$$F_{Q,ges} = 5126,6 \text{ N}$$

Wir platzieren 4 Stützen, also 2 pro Seite mit jeweils 4 Schrauben pro Stürze also insgesamt 16 Schrauben. Damit ergibt sich dann eine maximale Querkraft  $F_{Q,max}$  pro Schraube von

$$F_{Q,max} = \frac{F_{Q,ges}}{16} = \frac{5126,6 \text{ N}}{16} = 320,41 \text{ N} \quad (69)$$

Nun muss des weiteren noch die Axialkraft auf die Schraube berechnet werden. Um das ganze etwas abzukürzen, da das Einwirken der einzelnen Komponenten oben schon erläutert wurde, wird hier schlicht die Gesamtmasse des Aufzugs  $m_{ges}$  verwendet.

$$F_{A,ges} = \sin(\beta) \cdot m_{ges} \cdot g \quad (70)$$

$$F_{A,ges} = \sin(31^\circ) \cdot 609,71 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3080,51 \text{ N} \quad (71)$$

Analog zur maximalen Querkraft gilt hier auch wieder ...

$$F_{A,max} = \frac{F_{A,ges}}{16} = \frac{3080,51 \text{ N}}{16} = 192,5 \text{ N} \quad (72)$$

Nach dem VDI 2212 ist die Axialkraft vernachlässigbar, wenn folgende bedingung erfüllt ist:

$$F_{A,max} < \frac{F_{Q,max}}{\mu_{T,min}} \quad (73)$$

$$\mu_{T,min} = 0.1 \text{ aus Tabelle A7}$$

$$192,5N < \frac{320,41N}{0.1} = 3204,1N \quad (74)$$

Ist also erfüllt und damit ist die axiale Belastung vernachlässigbar. Somit gehen wir von unser Kraft  $F_{Q,max}$  aus.

Damit lässt sich nun der Nenndurchmesser aus Tabelle A7 ablesen. Das Prozedere ist wie folgt.

Ⓐ Auswahl der Nennkraft

→ Wir wählen die nächst größere Kraft, also  $1000N$

Ⓑ1 Muss gelten da  $F_{A,max}$  vernachlässigbar ist

→ Vier weitere Schritte für die statische oder dynamische Querkraft ergibt Mindestvorspannkraft  $F_{M,min} = 6300N$

Ⓒ Maximale Vorspannkraft  $F_{M,max}$

→ Ein Schritt weiter für Anziehen mit Drehmomentschlüssel  $F_{M,max} = 10000N$

Ⓓ Auswahl der Schraube und Festigkeitsklasse → Ich wähle eine Schraube der *Festigkeitsklasse* 10.9 mit einem M6 Gewinde (Nenndurchmesser 6mm)

**Ermittlung des Anziehungsfaktors  $\alpha_A$ :** Dieser Berücksichtigt die Streuung der erzielbaren Montagevorspannkraft zwischen  $F_{M,min}$  und  $F_{M,max}$

$$\alpha_A = \frac{F_{M,max}}{F_{M,min}} \quad (75)$$

$$\alpha_A = \frac{10000N}{6300N} = 1,58 \approx 1,6$$

*Sreuung*

$$\frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A - 1} = 0.227 \rightarrow 22,7\% \quad (76)$$

→ Entsprechend der Tabelle A8 ist ein Anziehungsfaktor von 1,4 bis 2,5 angemessen.

→ Hydraulisches Anziehen (Anziehverfahren)

→ Einstellen über Längen- bzw. Druckmessung

→ Zuempfehlen ist eine Reibungsklasse B mit  $\mu_G = \mu_K = 0.16$

## R2- Mindestklemmkraft

In der Schraubenverbindung liegt nur eine Trennfuge vor, es gilt somit  $q_f = 1$ . Die DSV zum Untergestell sind bewusst so gesetzt, dass an den entsprechenden Punkten kein Moment angreift sondern, wie man in der Zeichnung erkennen kann, der Kraftfluss direkt von den Lagerungen ins Untergestell fließt.

Um einen Reibschluss zur Übertragung einer Querkraft zu erzeugen, beträgt die erforderliche Mindestklemmkraft  $F_{KQ}$  wie folgt:

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q,max}}{q_f * \mu_{T,min}} \quad (77)$$

$\mu_{T,min} = 0,1$  (Aus Tabelle A6)

Da  $F_{KP} = 0$  gilt:

$$F_{K,erf} \geq F_{KQ} = \frac{320,41}{1 * 0,1} = 3204N$$

## R3- Aufteilung der Betriebskraft und Ermittlung der Nachgiebigkeit

Es sollen nun in mehreren Schritten das Kräfteverhältnis für eine zentrisch Belastung bestimmt werden:

$$\phi = \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P} \quad (78)$$

Dafür Gilt es die Einzelnen Nachgiebigkeiten zu ermitteln:

$$\phi_S = \delta_{SK} + \delta_i + \delta_2 + \delta_h + \delta_{Gew} + \delta_G + \delta_M \quad (79)$$

Wir legen im folgenden für eine M6x40 Schraube der Festigkeitsklasse 10.9 aus, um auch bei möglichen Zusatzbelastungen eine ausreichende Verbindung zu gewährleisten.

Daraus ergibt sich:

Die im folgenden benötigten Kennwerte der Schraube sind gegeben durch (Alternativ siehe Datenblatt):

Nennndruchmesser:  $d_N = 6mm$

Kerndurchmesser:  $d_3 = 4,77mm$  [TB, S. 206, Regelgewinde]

Kernquerschnitt  $A_{d3,M6} = \pi * \frac{d_{3,Schraube}^2}{4} = 17,86mm^2$

Nennquerschnitt  $A_{N,M6} = \pi/4 * d^2 = 28,27mm^2$

Höhe Schraubenkopf  $l_{SK} = 4mm$  (Siehe Datenblatt)

Schaftlänge  $l_i = l_{M6x40} - l_{Gew} = 40mm - 18mm = 22mm$

Belasteter Gewindeanteil  $l_{Gew} = 6mm$

$l_G = 0,5 * d = 3mm$

$l_M = 5mm$  (Verwendung DSV M6 Mutter DIN 934)

$E_S = E_M = 210000 \frac{N}{mm^2}$  (unabhängig von Festigkeitsklasse der Schraube)

Nun können wir die Nachgiebigkeiten der einzelnen Komponenten ermitteln: Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes  $\delta_{SK}$

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S * A_N} = \frac{4mm}{210000 \frac{N}{mm^2} * 28,27mm^2} = 6,74 * 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (80)$$

Schaftnachgiebigkeit  $\delta_i$ :

$$\delta_i = \frac{l_i}{E_S * A_i} = \frac{22mm}{205000 \frac{N}{mm^2} * 9\pi mm^2} = 3,7956 * 10^{-6} \frac{mm}{N} \quad (81)$$

$A_i = A_N$  bei Schraube mit Schaft

Dehnhülse kann vernachlässigt werden, da keine größeren Temperaturschwankungen zu erwarten sind.

Nachgiebigkeit des Gewindes  $\delta_{Gew}$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S * A_N} = \frac{18mm}{210000 \frac{N}{mm^2} * 28,27mm^2} = 4,791 * 10^{-6} \frac{mm}{N}$$

Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes  $\delta_G$

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S * A_{d3}} = \frac{3mm}{210000 \frac{N}{mm^2} * 17,86mm^2} = 7,99 * 10^{-7} \frac{mm}{N}$$

Nachgiebigkeit der Mutter  $\delta_M$

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M * A_N} = \frac{5mm}{210000 \frac{N}{mm^2} * 28,27mm^2} = 8,91 * 10^{-8} \frac{mm}{N}$$

Daraus ergibt sich

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_{Gew} + \delta_G + \delta_M + \delta_i \quad (82)$$

$$6,74 \cdot 10^{-7} mm + 1,01 \cdot 10^{-6} mm + 7,99 \cdot 10^{-7} mm + 8,91 \cdot 10^{-8} mm + 3,7956 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} = 6,3656,57$$

Nun fehlt noch die Nachgiebigkeit der zu verschraubenden Platte. Die dargestellte Platte soll als Verbindungsstück zwischen den U-Profilen und dem Untergestell genutzt werden.

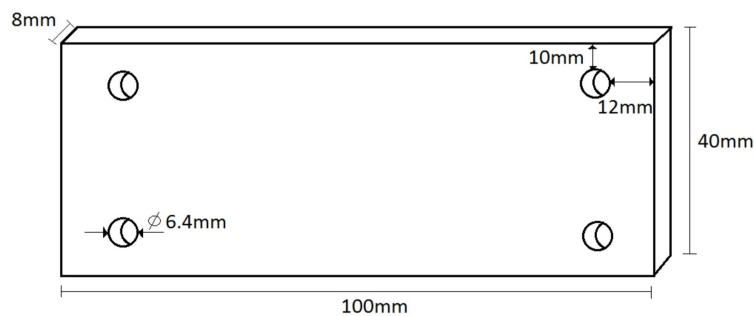


Abbildung 19: Verbindungsplatte DSV

### Nachgiebigkeit der Platte

$$\delta_P = \frac{2 \ln \left( \frac{(d_w + d_h) \cdot (D_{A,Gr} - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (D_{A,Gr} + d_h)} \right)}{\omega \cdot E_P \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan(\gamma_s)}$$

$d_h = 6,4 mm$  Bohrungsdurchmesser der Verspannten Teile, für M6 [TB S.212]

$d_w = 8,9 mm$  Kopfauflagendurchmesser= [DIN EN ISO 4017 für M6 Sechskant]

$D_A = D_{At'}$  Ersatzaußendurchmesser ergibt sich aus dem Mittlerem Abstand zum Rand =  $\frac{10+12}{2} \cdot 2 = 22 mm$

$E_P = 210000 \frac{N}{mm^2}$  =Elastizitätsmodul der Platte

$\omega$ =Verbindungskoeffizienten für DSV:  $\omega = 1$

$l_{Kl}$ =Klemmlänge: Dicke U-Profil (8mm) + Dicke der Platte (10mm)= 18mm

Grenzdurchmesser:  $D_{A,Gr} = d_w + \omega \cdot l_{Kl} \cdot \tan(\gamma_s)$

① Zuerst muss  $\tan(\gamma_s)$  berechnet werden:  $\tan(\gamma_s)$  für DSV

$$\tan(\gamma_S) = 0,362 + 0,032 * \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 * \ln(y) \quad (83)$$

$$\beta_L = \frac{l_{KL}}{d_\omega} = \frac{18mm}{8,9mm} = 2,022$$

$$y = \frac{D_A}{d_\omega} = \frac{22mm}{8,9mm} = 2,471$$

Daraus ergibt sich

$$\tan(\gamma_S) = 0,362 + 0,032 * \ln\left(\frac{2,022}{2}\right) + 0,153 * \ln(2,471) = 0,483$$

② Womit wir den Grenzabmesser berechnen können.

$$D_{A,Gr} = d_\omega + \omega * l_{KL} * \tan(\gamma_S) = 8,9mm + 1 * 18mm * 0,483 = 17,59mm \quad (84)$$

Damit kann nun endlich unser  $\delta_P$  berechnet werden:

$$\delta_P = \frac{\left(\frac{(8,9mm+6,5mm)*(17,59mm-6,4mm)}{(8,9mm-6,4mm)*(17,59mm+6,4mm)}\right)}{1 * 210000 \frac{N}{mm^2} * \pi * 6,4mm * 0,483} = 1,34 * 10^{-6} \frac{mm}{N}$$

Mit denen uns nun bekannten Werten  $\delta_S$  und  $\delta_P$  können wir  $\phi$  berechnen:

$$\phi = \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P} = \frac{1,34 * 10^{-6} \frac{mm}{N}}{6,3656,57 * 10^{-6} \frac{mm}{N} + 1,34 * 10^{-6} \frac{mm}{N}} = 0,0496$$

#### R4- Vorspannänderung $F_z$ infolge von Setzung

Für die Vorspannungsänderung gilt:

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_P} \quad (85)$$

Die Richtbeträge für Setzbeträge werden nach Tabelle 5.4/1 gewählt.

Für RZ 10-40 $\mu m$  gilt: Im Gewinde: 3 $\mu m$  je Mutter/Kopf Auflage 3 $\mu m$   
je innerer Trennfuge 2 $\mu m$

Mit diesen werten ergibt sich

$$f_z = 3\mu m + 3\mu m * 2 + 2\mu m = 11\mu m \quad (86)$$



Die Vorspannveränderung beträgt also

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_S + \delta_P} = \frac{11 * 10^{-3} mm}{6,3656,57 * 10^{-6} \frac{mm}{N} + 1,34 * 10^{-6} \frac{mm}{N}} = 1298 N$$

### R5-Mindestmontagevorspannkraft

Jetzt wird die wohl definierte Mindestmontagevorspannkraft bestimmt:

$$F_{M,min} = F_{k,erf} * (1 - \phi) * F_A + F_z \quad (87)$$

$$F_{M,min} = 3204 N + (1 - 0,0496) * 192,5 N + 1298 N = 4685 N$$

### R6-Maximale Montagevorspannkraft

$$F_{M,max} = \alpha_A * F_{M,min} \quad (88)$$

$$\begin{aligned} F_{M,max} &= 1,6 * 4685 N \\ &= 7496 N \end{aligned}$$

### R7- Ermittlung der Montagebeanspruchung $\sigma_{M,zul}$ und $F_{M,zul}$ , sowie Überprüfung der Schraubengröße

$$\sigma_{M,zul} = v * R_{p,02,min} \quad (89)$$

Ausnutzungsgrad der Schraube:  $v = 0,9$  Streckgrenze, abhängig von Festigkeitsklasse  $R_{p,02,min} = 900 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{M,zul} = 900 \frac{N}{mm^2} * 0,9 = 810 \frac{N}{mm^2}$$

Nun muss die maximal zulässige Montagevorspannkraft der Schraube mit Hilfe von Tabelle A1 ermittelt werden. Diese ergibt für M6, Festigkeitsklasse 10.9 und  $\mu_G = 1,6$   $F_{M,zul} = F_{M,Tab} = 14,1 kN$  somit ist die Bedingung

$$F_{M,max} \leq F_{M,zul}$$

$$7496 N \leq 14000 N$$

erfüllt.

### R8-Betriebsbeanspruchung der Schrauben nach GEH

Nun soll die Schraube noch anhand der Gestaltänderungshypothese überprüft werden.

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_{Z,max}^2 + 3 * (K_T * \tau_{max})^2} \leq \sigma_{red,M,zul} \quad (90)$$

Rudktionskoeffizient nach empfehlung des VDI  $\kappa_T = 0,5$

Zunächst soll erstmal die maximale Zugspannung  $\sigma_{Z,max}$  berechnet werden. Für die nehmen wir

$$F_{M,max} = F_{S,max} = 7496N$$

$$\sigma_{Z,max} = \frac{F_{S,max}}{A_0} \quad (91)$$

$A_0 = 20,1 \text{ mm}^2$  (aus Tabelle A11)  
ergibt sich

$$\sigma_{Z,max} = \frac{7496N}{20,1 \text{ mm}^2} = 372,9 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Ebenfalls berechnen wir die maximale Torsionsspannung  $\tau_{max}$

$$\tau_{max} = \frac{M_G}{W_P} \quad (92)$$

Dafür bestimmen wir  $M_G$ :

$$M_G = F_{M,max} * \frac{d_2}{2} * \left( \frac{p}{d_2 * \pi} + 1,155 * \mu_{G,min} \right) \quad (93)$$

$p = 1$  (Tabelle A11)  $d_2 = 5,35 \text{ mm}$  (Tabelle A11)

$\mu_{G,min} = 0,08$   
ergibt sich

$$M_G = 7496N * \frac{5,35 \text{ mm}}{2} * \left( \frac{1}{5,35 \text{ mm} * \pi} + 1,155 * 0,08 \right) = 3045,8 \text{ Nmm}$$

und

$$W_P = \frac{\pi * d_0^3}{16} \quad (94)$$

$$d_3 = 4,77 \text{ mm [TB S.206]}$$

$$d_0 = \frac{d_{2,M6} + d_{3,M6}}{2} = \frac{5,35 + 4,77}{2} = 5,06 \text{ mm}$$

ergibt

$$W_P = \frac{\pi * 5,06 \text{ mm}^3}{16} = 25,4 \text{ mm}^3$$

Damit können wir nun unser  $\tau_{max}$  als

$$\tau_{max} = \frac{3045,8 \text{ Nmm}}{25,4 \text{ mm}^3} = 119,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

bestimmen.

Damit ergibt sich die GEH zu:

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{(372,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2 + 3 * (0,5 * (119,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})^2)} = 377,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da

$$\sigma_{red,M,zul} \geq \sigma_{red,B}$$
$$864 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq 377,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gilt, ist unsere Vergleichsspannung somit kleiner als die Streckgrenze der Festigkeitsklasse. Die Schraube hält.

**R9- Schwingbeanspruchung** Es gibt keine Schwingbeanspruchung, da die Schraube statisch belastet wird.

## **R10- Flächenpressung**

Montagezustand:

Es muss die folgende Bedingung erfüllt werden

$$p_{M,max} = \frac{F_{M,zul}}{A_{p,min}} \leq p_G \quad (95)$$

Lochdurchmesser =  $D_{ki} = 6,4\text{mm}$

$$A_{p,min} = \frac{\pi}{4} * (d_w^2 - D_{ki}^2) = \frac{\pi}{4} * ((8,9\text{mm})^2 - (6,4\text{mm})^2) = 30\text{mm}^2$$

ergibt sich

$$p_{M,max} = \frac{7496\text{N}}{30\text{mm}^2} = 249,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nach Tabelle A9 für die Grenzflächenpressung für gewöhnlichen Baustahl:  $p_G(St50-2) = 710 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$   
Die Bedingung

$$p_{M,max} \leq p_G$$

$$249,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 710 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

ist somit erfüllt.

Betriebszustand

Hier muss die Bedingung

$$S_p = \frac{p_G}{p_{B,max}} \geq 1,0$$

erfüllt werden.

Zunächst bestimmen wir  $p_{B,max}$  zu

$$p_{B,max} = \frac{F_{v,max} + F_{SA,max}}{A_{p,min}}$$

Mit

Wie in er  $R_0$  berechnet nehmen wir  $F_{SA,max} = 0$  (vernachlässigbar an und

$$F_v = F_{M,max} - F_z = 7496\text{N} - 1298\text{N} = 6198\text{N}$$

ergibt sich also

$$p_{B,max} = \frac{6198\text{N}}{30\text{mm}^2} = 206,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Eingesetzt in die Anfangsformel erhalten wir

$$S_p = \frac{710 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{206,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 3,437 \geq 1,0$$

Die Flächenpressung ist also im zulässigen Bereich.

### R13- Anziehdrehmoment

Da es sich um ein drehmoment-gesteuertes Anziehen handelt, muss noch das Anziehmoment berechnet werden:

$$M_A = F_{M,max} \cdot \left[ 0,16 \cdot P_S + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{Gmin} + \frac{D_{KM}}{2} \cdot \mu_{Kmin} \right] \quad (96)$$

$$D_{KM} = \frac{d_w + D_{Ki}}{2} = 7,65mm$$

$$\mu_{Kmin} = \mu_{Gmin} = 0,12 \text{ (Reibungsklasse B, Reibzahl am Gewinde)}$$

$$M_A = 7496N \cdot \left[ 0,16 \cdot 1 + 0,58 \cdot 5,35mm \cdot 0,12 + \frac{7,65mm}{2} \cdot 0,12 \right] = 7431,2Nmm$$

Das Verspannungsdiagramm soll helfen, die Schraubenkraft in Abhängigkeit vom Weg zu veranschaulichen

Dafür muss  $f_s$  (Verlängerung der Schraube nach Montage) und  $f_p$  (Verkürzung der verspannten Teile nach Montage) berechnet werden:

$$f_s = \delta_s \cdot F_{M,max} = 6,3656 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} \cdot 7496N = 0,04771mm$$

mit  $\delta_s$  aus  $R_3$  und  $F_{M,min}$  aus  $R_5$

$$f_p = \delta_p \cdot F_{M,max} = 1,34 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} \cdot 7496N = 0,01004mm$$

$\sigma_p$  aus  $R_3$

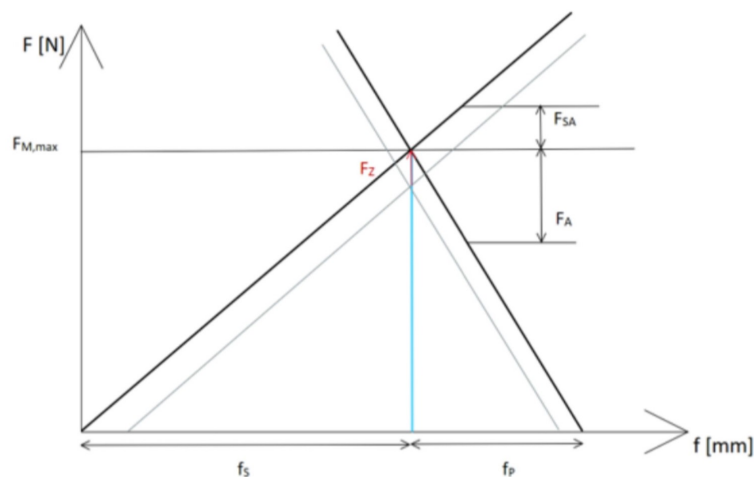


Abbildung 20: Verspannungsdiagramm

## 12 Schweißnahtverbindung

### 12.1 Abmessung

Die Berechnung erfolgt nach Nach Roloff/Matek S.165ff

Zuerst bestimmen wir die wirksame Kehlnahtdicke bestimmt

$$3mm \leq a_{max} \leq 0,7 * t_{min} \quad (97)$$

sowie

$$a_{min} \geq \sqrt{t_{max}} - 0,5mm \quad (98)$$

$$2,28mm \leq a \leq 5.6mm \quad (99)$$

Nahtdicke in mm:  $a$

größte anzuschließende Bauteildicke, hier U-Profil 10mm (siehe datenblatt)  $t_{max} = 10mm$

kleinste -, hier Platte:  $t_{min} = 8mm$

Da die Minstdicke der Kehlnaht nach Roloff/Matek mindestens 3 mm groß sein darf, wird eine Dicke von  $a = 4mm$  gewählt.

Es werden jeweils 2 Schweißnähte an eine Platte, wie bei der Berschraubung angebracht, sodass wir mit vier Platten auf 8 Schweißnähte hinauslaufen. Die wirksame Länge  $l_{eff}$  einer Schweißnaht entspricht also der Breite der Platte-

$$l_{eff} = B_{Platte} = 40mm$$

Dementsprechend ist die Fläche der Kehlnaht:

$$A_W = 40mm * 4mm = 160mm^2 \quad (100)$$

### 12.2 Tragfähigkeit der Kehlnaht

Für Kehlnähte ist nach dem vereinfachten Prinzip vorzugehen. Um die Spannungen auf die Schweißnaht zu bestimmen, müssen zunächst alle wirkenden Kräfte berechnet werden. In diesem Fall sind beide hier wirkenden Kräfte bereits aus der Schraubenberechnung bekannt. Es wirken:

$$F_{A,ges} = 3080,51N$$

$$F_{Q,ges} = 5126,6N$$

Pro Schweinaht gerechnet:

$$F_w = \frac{F_{A,ges}}{8} \approx 385N \quad (101)$$

$$F_{xw} = \frac{F_{Q,ges}}{8} \approx 641N \quad (102)$$

Bei dieser Konstruktion ist keine Kraft  $F_{yw}$  enthalten. Daher existiert auch keine Spannung  $\tau_{yw}$ . Die Spannungen  $\sigma_w$  und  $\tau_{xw}$  können jedoch berechnet werden. Die Formeln lauten:

$$\sigma_w = \frac{F_w}{A_w} = 2,41 \frac{N}{mm^2} \quad (103)$$

$$\tau_{xw} = \frac{F_{xw}}{A_w} = 4,01 \frac{N}{mm^2} \quad (104)$$

Nun kann der Nachweis zur Tragfähigkeit geführt werden. Die Voraussetzung lautet.

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_w^2 + \tau_{xw}^2 + \tau_{yw}^2} \leq \frac{R_m}{\sqrt{3} * \beta_w * \gamma_{M2}} \quad (105)$$

Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffes:  $R_m = 260 \frac{N}{mm^2}$  (für S235)

Korrelationsbeiwert für Kehlnähte:  $\eta_{a_w} = 0.8$  (für S235)

Teilsicherheitsbeiwert für Verbindungen:  $\gamma_{M2} = 1,25$  (S.168 Roloff/Matek)

## 12.3 Vergleich Schraub- und Schweißnahtverbindung

	Schweißnahtverbindung	Schraubverbindung
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Weniger Gewicht</li> <li>• Hohe Kraftübertragung auch bei kleiner Naht</li> <li>• Weniger Platz nötig als beispielsweise beim Drehmomentschlüssel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Montage</li> <li>• Demontage Möglich</li> <li>• Keine Großen Verspannungen im Material und Bauteilen</li> </ul>
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• aufwendig, geschultes Personal</li> <li>• Teurer und gefahr von Rissbildung</li> <li>• keine oder nur erschwerte Demontage möglich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bohrungen notwendig</li> <li>• Gefahr von Korrosion</li> <li>Vorspannverlust durch Setzung</li> </ul>

Tabelle 12: Vergleich: Schweißnaht- und Schraubenverbindung

## 13 Überlastmechanismus

### 13.1 Überlastmechanismus

#### 13.1.1 Auslegung der Druckfedern und Federkennlinie

Um die korrekte Funktionsweise des Überlastmechanismus zu gewährleisten müssen alle Federkräfte und -wege richtig bestimmt werden. Um eine Feder mit passender Federkonstante  $k$  auszuwählen zu können, ermitteln wir zunächst den Überlastzustand, bei welchem die maximale Kraft auf die Feder wirkt. Diese Kraft setzt sich aus dem Eigengewicht der oberen Platte des Überlastmechanismus  $m_{pl}$ , der 4 Bolzen  $F_{Bolzen}$  und des Stückguts  $m_{Stück}$  zusammen. Für eine einzige Feder gilt damit:

$$F_{F,\ddot{U}L,max} = \frac{(20kg + 4kg + 48kg) * 9,81 \frac{m}{s^2}}{4} = 176,58N \quad (106)$$

Zudem gilt es auch noch den Federweg unter Minimalbelastung zu errechnen. Dafür benötigen wir die Minimalbelastung, welche schlichtweg das Gewicht der oberen Platte und der 4 Bolzen ist. Also für eine Feder:

$$F_{F,\ddot{U}L,min} = \frac{(20kg + 4kg) * 9,81 \frac{m}{s^2}}{4} = 59,86N \quad (107)$$

Dies soll auch die Vorspannkraft der Federn markieren, bei welcher die Spannscheiben(Rutschutz) eingeschraubt werden.



Damit der Überlastmechanismus erst bei einer höheren Belastung als dem Maximalgewicht ausgelöst wird, rechnen wir im Folgenden mit  $F_{\dot{U}L,max} = 180N$ . Wir gehen hier einfachheitshalber davon aus, dass sich die Gewichtskraft gleichmäßig auf alle vier Federn des Überlastmechanismus aufteilt. Um eine passende Federkonstante bestimmen zu können muss eine gewünschte Auslenkung festgelegt werden. Ein kurzer Federweg ist sinnvoll um schnelles Auslösen im Überlastfall zu gewährleisten. Wir wählen hier  $s = 10mm$ .

Die benötigte Federkonstante  $k$  bestimmen wir durch Umformung der Formel

$$F = k * s \quad (108)$$

zu

$$k = \frac{F}{s} = \frac{180N}{10mm} = 18 \frac{N}{mm}$$

Bei Gute Gunst finden wir eine passende Feder mit folgenden Kenndaten (Modell D-356).

$$\begin{array}{ll} \text{Federkonstante } k = 35,329 \frac{N}{mm} & \text{maximale Federkraft } F_{F,max} = 1186N \\ \text{Freie Länge } L_0 = 75mm & \text{maximaler Federweg } s_{max} = 33,06mm \end{array}$$

Die tatsächliche Auslenkung bei Überlast beträgt somit

$$s = \frac{F}{k} = \frac{180N}{35,329} = 5,1mm$$

Dieser Wert ist kleiner als der maximaler Federweg der Feder von  $s_{max} = 33,06mm$  (vgl. Datenblatt). Die ausgesuchte Feder kann also verwendet werden.

Der minimale Federweg beträgt somit

$$\begin{aligned} s_{min} &= \frac{F_{F,min}}{k} \\ &= \frac{59,86N}{35,97} = 1,66mm \end{aligned}$$

Der Notschalter für den Motor kann dementsprechend platziert werden.

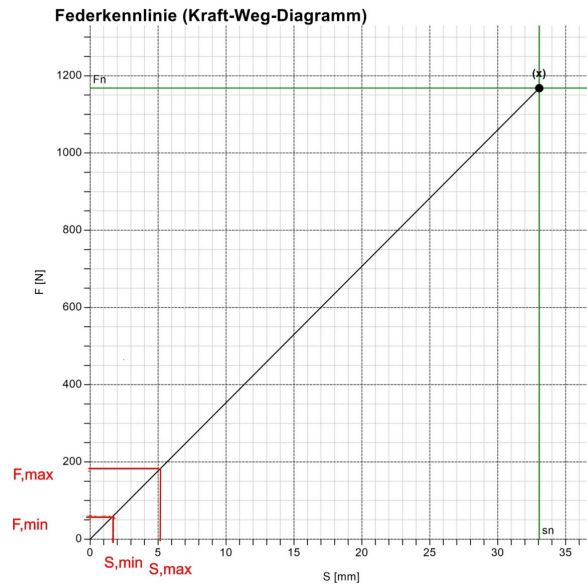


Abbildung 21: Federkennlinie Überlastmechanismus

## 14 Stufenlose Arretierung

Die stufenlose Arretierung dient wie bereits in der Funktionsbeschreibung erwähnt zu Wartungszwecken und Absicherung. Die beiden Schellen in der Abbildung werden durch das Anziehen der Flügelschraube gegen die Rundführung gedrückt und übertragen durch den Reibbelag eine Haltekraft.

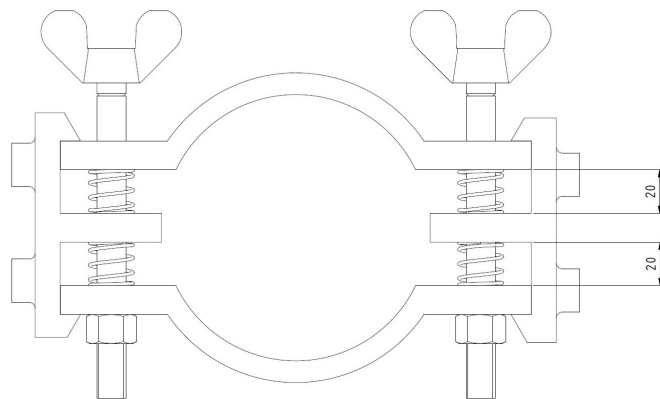


Abbildung 22: Stufenlose Arretierung im arretierten Zustand

### I. Federberechnung:

Es soll eine Feder gewählt werden, welche keine zu hohe Federkraft zum zusammen drücken benötigt aber auch genug Druck auf den Schraubenkopf ausübt.

Die Druckfeder "VD-288K-10"(siehe Datenblatt) hat eine Federkonstante von  $k=9,763$

Der Federweg soll 10mm pro Feder sein und es sollen je zwei Federn in Reihe geschaltet sein.  
Zusammengefasst also:

$$l_{F,entspannt} = 25mm$$

$$l_{F,montiert} = 20mm$$

$$l_{F,arretiert} = 15mm$$

und die Federwege  $s$ :

$$s_{F,montiert} = 10mm$$

$$s_{F,arretiert} = 20mm$$

Damit ergibt sich für die Federkonstante :

$$\frac{1}{k_{ers}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} = 4,868 \frac{N}{mm} \quad (109)$$

### Vorspannkraft

$$F_{Feder,vorspann} = 4,8815 \frac{N}{mm} \cdot 10mm = 48,815N \quad (110)$$

(111)

### Maximale Federkraft

$$F_{Feder,max} = 4,8815 \frac{N}{mm} \cdot 20mm = 97,36N \quad (112)$$

(113)

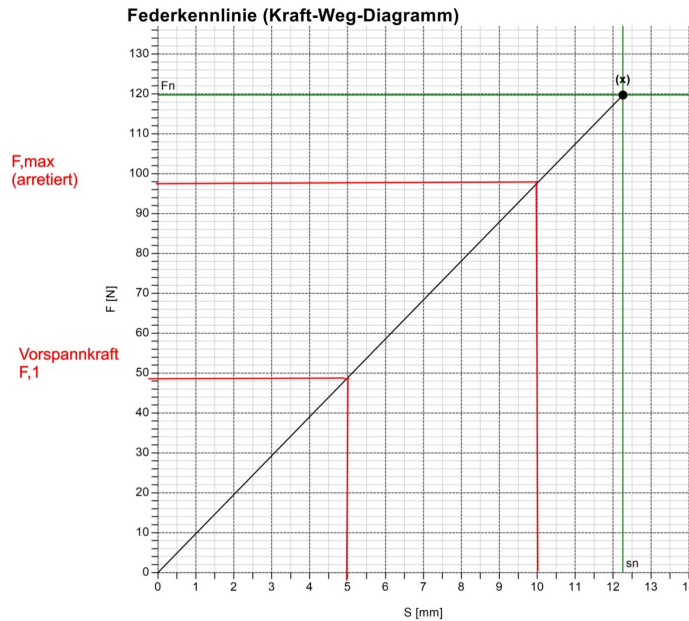


Abbildung 23: federkennlinie Arretierung

## II. Bedienkraft der Arretierung:

Nun soll noch die zur Bedienung notwendige Kraft berechnet werden.

Es gilt die Last oben zu halten, also  $F_{BE,Axial} = \cos(31^\circ) = 1681N$ :

$$F_{s,axial} = \frac{F_{BE,Axial}}{2 \cdot n_s \cdot \mu} + F_{Feder} \quad (114)$$

$$F_{s,axial} = \frac{1681N}{2 \cdot 2 \cdot 0,6} + 97,36N = 272,5N$$

Das Anziehmoment für die gewählten M10 x 50 Flügelschrauben ergibt sich nach der VDI 2230 Tabelle A1:

Für von Hand wieder lösbare Schraubenverbindungen empfiehlt sich Reibungsklasse A (oft teilweise geschmierte Verbindungen). Bei einem  $\mu_{Gmin} = 0.08$  ergibt sich das Anziehdrehmoment zu 36Nm welches sich noch recht komfortabel per Hand anziehen lässt.

## 15 Welle-Nabe Verbindung

In diesem Abschnitt wird die Welle-Nabe Verbindung zwischen den Rotierenden Bauelementen ausgelegt und genauer untersucht. Die Berechnung erfolgt streng nach Roloff/Matek Kapitel 12  
Es gilt einmal die Verbindung zwischen der Spindel und der Ausgleichkupplung und die Verbindung zwischen Motor und Ausgleichkupplung genauer zu betrachten.

Allgemein gilt es die vorhandenen Flächenpressung  $p_m$  zu bestimmen und mit der zulässigen Flächenpressung  $p_{m,zul}$  zu vergleichen.

$$p_{m,Spindel} = \frac{2 \cdot T \cdot K_{\lambda}}{d_m \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{m,zul} \quad (115)$$

$T$  zu übertragendes Drehmoment  
 $K_{\lambda}$  Lastverteilungsfaktor = 1 für Überslagsberechnungen  
 $d_m$  Durchmesser der Welle  
 $b_p$  Breite der Passfeder  
 $h_p$  (Roloff/Matek Tabelle 12-2 a)  
 $l_p$  (Roloff/Matek Tabelle 12-1)  
 $n$  =Anzahl der Passfedern  
 $\varphi = 1$  (für  $n = 1$ )  
 $h'$  =tragende Höhenanteil  
 $h_p$   
 $l' = l_p - b_p$

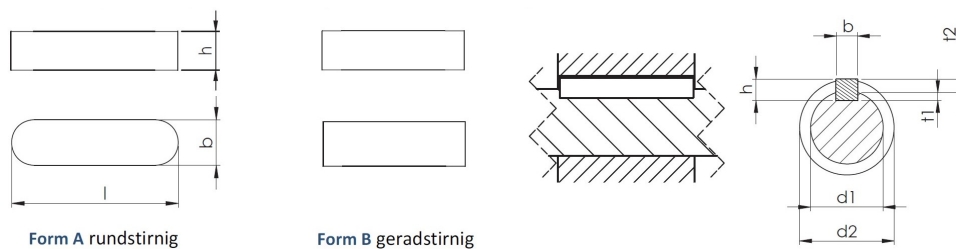


Abbildung 24: Passfeder Maße

### Flächenpressung Motor-Kupplung:

Für die Verbindung zwischen Motor und Kupplung wähle ich eine Passfeder der Form A mit folgenden Maßen:

Mit dem vorhandenem Wellen Durchmesser  $d_m = 24mm$  suche ich mir eine passende Passfeder nach Tabelle 12.2 RM

$$\begin{aligned}
 b &= 8mm & h' &= h - t_1 = 3mm & h &= 7mm \\
 l &= 22mm & t_1 &= 4mm & l' &= l - b = 14mm \\
 t_2 &= 3,3mm
 \end{aligned}$$

Nun berechnet sich die Flächenpressung wie folgt:

$$p_{m,Motorwelle} = \frac{2 \cdot 7002Nmm \cdot 1}{24mm \cdot 3mm \cdot 14mm \cdot 1 \cdot 1} = 13,89 \frac{N}{mm^2}$$

$T_{max}$  = zu übertragendes Drehmoment = 7002Nmm

### Flächenpressung Kupplung-Spindel:

Nun soll noch mittlere Flächenpressung der Kupplung Spindel Verbindung berechnet werden. Auch wähle ich nach im gleichen Prozess wie oben mit dem Wellendurchmesser  $d_s = 15mm$  eine Passfeder der Form A aus.

$$\begin{array}{lll}
b = 5\text{mm} & h' = h - t_1 = 2\text{mm} & h = 5\text{mm} \\
l = 22\text{mm} & t_1 = 3\text{mm} & l' = l - b = 17\text{mm} \\
t_2 = 2,3\text{mm} & & 
\end{array}$$

$$p_{m,Spindel} = \frac{2 \cdot 7002\text{Nmm} \cdot 1}{15\text{mm} \cdot 2\text{mm} \cdot 14\text{mm} \cdot 1 \cdot 1} = 16,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

### Vergleich mit der zulässigen Flächenpressung $p_{m,zul}$

Zu guter Letzt soll natürlich die ermittelte mittlere Flächenpressung mit der zulässigen mittleren Flächenpressung verglichen werden. (R/M TB 12-1 b)

→ Es muss gelten  $p_m < p_{m,zul}$

$$p_{m,zul} = f_s \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{s_F} \quad (116)$$

$f_H$  = Härteeinflussfaktor = 1

$f_s$  = Stützfaktor = 1

$R_e$  = Elastischer Grenzwert = 490 für DIN 6885 mit C45 (siehe Datenblatt)

$s_F = 1, 1, \dots, 1, 5$  (R/M TB 12-1 b)

$$p_{m,zul} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,5} = 286,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

weiter hält

$$\begin{array}{lll}
p_{m,Motorwelle} = 9,0242 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 326,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = p_{m,zul} \checkmark & h' = h - t_1 = 2\text{mm} & h = 5\text{mm} \\
l = 22\text{mm} & t_1 = 3\text{mm} & l' = l - b = 17\text{mm} \\
t_2 = 2,3\text{mm} & & 
\end{array}$$

Damit halten beide Passfedern dem Druck stand.

## 16 Montageanleitung

### 16.1 Montageanleitung

Damit die Verfahrenseinheit korrekt montiert werden kann werden die folgenden Werkzeuge gebraucht.

- Schlagschrauber mit verschiedenen Sechskantnüssen
- Drehmomentschlüssel
- Gummihammer und Schlagbüchse
- Nutmutterschlüssel
- Schraubstock
- Kleber
- Klemmen
- Schweißgerät

Die Montage soll in 5 Schritten erfolgen:

1. Soll der Überlastmechanismus separat zusammengebaut werden.
2. Wird das Führungsgestell zusammengebaut
  - A Die U-Profile mit dem Untergestell
  - B Motorplatte und Lagerung der Rundführungen und Führungsstangen verschrauben
3. Montage der Spindel mit den Lagertöpfen und Verbindung mit der Klauenkupplung und dem Motor
4. Montage des Schlittens mit Führungsgehäuse und Rahmen
5. Verbindung von Schlitten und Überlastmechanismus

## 16.2 Überlastmechanismus

*Benötigte Teile:*

4 Bolzen , 8 Gleitlager, obere Platte Überlastm. , untere Platte Überlastm. , 4 Federhülsen, 4 Führungsringe, 4 Distanzringe, 4 Druckfedern , 4 M10 x 25 Schrauben , 4 Unterlegscheiben  
Schalter Überlastmechanismus.

Die obere Platte des Überlastmechanismus (13) soll zuerst mit den 4 Bolzen (44), welche zur Führung der Bewegung dienen, an den entsprechenden Stellen punkt-verschweißt werden und anschließend mit einer Kehlnaht versehen werden um maximale Stabilität zu gewährleisten. Anschließend werden an entsprechenden Bohrungen auf der oberen Platte und der unteren Platte (14) mit den Federhülsen (8) und -ringen (9) , sowie die Distanzringe (4) mit einer Kehlnaht (siehe erste Abbildung) verbunden werden. Der Überlastschalter ist bereits mit der Unteren Platte verschweißt. Nun können die Federn (26) platziert werden. Nun werden die Gleitlager (28) in die vorgesehenen Bohrungen gepresst und die untere mit der oberen Platte verbunden . Dann können die Unterlegscheiben (57) mit den Schrauben (48) verbunden und damit die Druckfedern vorgespannt werden.



### 16.3 Führungsgestell

#### *Benötigte Teile*

Abschnitt A: 2 U-Profile, Rundführungen, Motorplatte, 20 M6 x 40, M6 Mutter, ST 6 Unterlegscheiben, Große Lagerungen, Kran

Zuerst müssen die U-Profile (36) am Untergestell verschraubt werden. Da die U-Profile mit einer Masse von ca. 100 kg relativ schwer sind, sollten sie aus Arbeitsschutzgründen nach räumlicher Möglichkeit, mit einem kleinen Kran montiert werden. Wenn die Profile positioniert sind, können sie mit den (53) M6 x 40 Schrauben, den Unterlegscheiben (59) und der Mutter (35) bestückt werden, um anschließend mit dem Drehmomentschlüssel auf die in Abschnitt 8 berechnete Kraft verspannt zu werden.

Sind die U-Profile verschraubt, kann die Motorplatte (15) positioniert und mit den Schrauben (50), mit den Unterlegscheiben (58) und den Muttern (B1) verschraubt werden.

Nun kann die untere große Lagerung (12) für Rundstangen angebracht und mit den Schrauben (54) und Unterlegscheiben (57) durch die dafür vorgesehenen Bohrungen durch das U-Profil verschraubt werden. Anschließend werden die Rundstangen/Führungsstangen (17) eingesetzt und die Gleitlager (27) entsprechend aufgeschoben. Nun kann auch die obere Lagerung (13) eingesetzt und verschraubt werden. Zum Schluss werden die Rundstangen mit der Einsteckschraubenverbindungen (ESV) (53), (59) genau positioniert und gesichert. Anschließend werden noch die Gummi-Stopper (18) an die entsprechenden Stellen geklebt.

Damit ist das Führungsgestell montiert.

### 16.4 Montage der Spindel und Lagerung

#### *Benötigte Teile*

Lagertöpfe, Radial- und Axiallager, Sicherungsbleche, Nutmuttern, Spindel, M6 Schrauben, Motor

Zuerst sollen die zwei Lagertöpfe (21) und (10) mit den Radiallagern (30) (31) präpariert werden. Die Lager werden mit dem Gummihammer in die entsprechenden Positionen gepresst. Zuerst muss die Spindel (32) mit der bereits aufgeschraubten Spindelmutter (33) und dem bereits übergestülpt-

ten Axiallager (24) zusammen mit dem Topfdeckel (22), welcher zum vorspannen des Axiallagers dient, in die entsprechenden Bohrungen in der oberen und unteren Lagerung eingeführt werden und dort zuerst mittig gehalten werden, damit die die Lagertöpfe positioniert werden können. Nun wird der obere Topf eingesetzt und mit den ESV (52), (59) festgeschraubt. Zugleich soll das Radiallager mit dem Sicherungsring (41) und der Nutmutter (38) fest eingespannt werden. Als Nächstes wird das Axiallager mit dem Topfdeckel positioniert und mit den Unterlegscheiben (59) vorgespannt. die axiale Positionierung der Spindel ist damit abgeschlossen. Nun kann der untere Lagertopf, welcher zuvor schon mit dem entsprechenden Radiallager präpariert wurde eingesetzt und mit den ESV (51) (61) verschraubt werden. Als nächstes werden auch hier Sicherungsblech (40) und Nutmmutter (39) positioniert. Damit ist die Spindel komplett montiert.

Nun kann die Motor-Spindel Verbindung mit der Ausgleichkupplung (23) hergestellt werden. Zuerst werden die beiden Passfedern (43) und (42) in die dafür vorgesehenen Nuten gelegt. Nun werden die beiden Naben mit Durchmesser 15 mm und Durchmesser 24 mm , jeweils auf die Motor Welle (29) und die Spindel gepresst (mit Hilfe des Gummihammers). Der Zahnkranz der Kupplung wird aufgesetzt und die Kupplungsteile ineinander geschoben. Gleichzeitig wird der Motor (29) entsprechend positioniert und mit der DSV (55), (59), (56) entsprechend fixiert. Zuletzt müssen noch die Madenschrauben (46), (45) verschraubt werden um die axiale Fixierung der Passfedern zu sichern.

Hiermit ist die Montage der Spindel inklusive der Lagerung abgeschlossen.

## 16.5 Montage des Schlittens mit Führungsgehäuse und Rahmen

### *Benötigte Teile*

Führungsgehäuse (2-Teilig), Spindelmuttergehäuse (2Teilig),Arretierung Schellen, Arretierung Klemme, Druckfeder Arretierung, Flügelschrauben, Mutter , Druckfedern, Rahmen , Spindel Muttergehäuse (2 teilig)

Zunächst werden die 4 Führungsgehäuse bestehend aus vorderem Teil und hinterem Teil (6) im entsprechenden Abstand an den zuvor exakt positionierten Gleitlagern gesetzt. Dabei werden zuerst die oberen beiden Paare mit den Klemmenwerkzeug in Position gehalten, da diese mit der Arretierung verbunden werden. Die Arretierung gilt es nun um die jeweilige Führungsstangen herum zusammenzusetzen und zu verschrauben, da dieses, wenn der Rahmen des Schlittens montiert ist, nur umständlich realisierbar wäre. Zuerst werden die Klemmpaare (1) mit den ESV (51), (61) an dem

Führungsgehäuse verschraubt. Anschließend die beiden Schellen nach dem sie mit dem Reibbelag (2) beklebt wurden jeweils oben (3) und unten (4) eingeschoben. Als Nächstes werden die 4 Druckfedern (25) positioniert und mit der Flügelschraube (37) und der Mutter (56) verschraubt. Die Arretierung ist damit fertig . Nun können die anderen beiden Führungsgehäuse analog positioniert werden. Zudem kann jetzt auch das Spindelmuttergehäuse (7) um die Spindelmutter gesetzt werden. Als nächstes wird alles mit dem Rahmen (16) mit den Durchsteckschraubenverbindungen(DSV) (49), (57), (63) für die Führungsgehäuse der Rundstangen und der DSV (34), (57), (63) für das Spindelmuttergehäuse (im isometrischen Halbschnitt gut sichtbar) verschraubt.

Nun ist der Schlitten fertig montiert.

## 16.6 Verbindung von Schlitten und Überlastmechanismus

*Benötigte Teile*

Stützbalken, kleine und groß , Schrauben

Zuletzt muss nur noch der Überlastmechanismus mit dem Schlitten verbunden werden. Die obere Platte wird an den Schlitten geschweißt und unten an werden die Stützbalken (19) und der Querbalken (20) verschweißt angebracht und dann noch mit der ESV (55) (59) verschraubt. Fertig !

## 17 Literaturverzeichnis

*Quellen:*

- Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung (Deutsch) Gebundene Ausgabe – Version 2020
- VDI 2230
- Tabellenbuch Metall