

Beleg Maschinenelemente

Statischer Sicherheitsnachweis

Inhaltsverzeichnis

1.Gegebene Kenngrößen:	2
2.Spindelberechnung	2
2.1.Knicksicherheit	2
2.2.Reibmomente	2
2.3.Pressungen	3
2.4.Vergleichsspannungen	3
3.Knebel.....	4
3.1.Dimensionen	4
3.2.Pressung	4
4.Bolzen.....	5
4.1.Dimensionen und Pressung.....	5
4.3.Biegung	5
4.4.Sicherheit	5
5.Kralle	5

1. Gegebene Kenngrößen:

max. Länge	L	200mm
max. Wellendurchmesser	d_w	60mm
min. Höhe	X	34mm
Nutbreite für Abzieher	b	12mm
Abzugskraft	F_a	25kN
Gewinde der Spindel		Metrisch
Gewindereibung	μ_G	0,2

2. Spindelberechnung

2.1. Knicksicherheit

Gegeben ist der Euler Knickfall Nr.2 und einer geforderten Knicksicherheit von $S_K=8$.
Als Ausgangsgleichung verwende ich:

$$S_K = \frac{\pi^2 * E}{\lambda^2 * \delta} \quad \lambda = \frac{4L}{d_3} = 47,25 \quad \delta = \frac{F_A}{A_K} \quad \delta = \frac{4F_A}{\pi d_3^2} \quad \text{daraus ergibt sich:}$$

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{512 * L^2 * F_A}{\pi^3 * E}} \quad \text{damit habe ich einen Mindestkerndurchmesser von } d_3=16,74\text{mm.}$$

Um dieser Anforderung gerecht zu werden wählen ich M20 Gewinde für die Spindel.
M20 hat folgende Kenngrößen:

$$d = 19,81\text{mm}$$

$$d_2 = 18,37\text{mm}$$

$$d_3 = 16,93\text{mm}$$

$$p = 2,5\text{mm}$$

$$H_1 = 1,53\text{mm}$$

Mit dieser M20 Spindel erziele ich eine Knicksicherheit $S_K=8,35$.

2.2. Reibmomente

Das Reibmoment für das Gewinde ergibt sich aus folgender Gleichung

$$M_G = \frac{F_A * d_2}{2} * \tan \left[\tan^{-1} \left(\frac{P}{\pi * d_2} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{\mu_G}{\cos 30^\circ} \right) \right] = 63,6\text{Nm}$$

Das Reibmoment für die Spitze ergibt sich aus folgender Gleichung

$$M_S = \frac{F_A * \mu_G * d_w}{10} = 40\text{Nm}$$

Die Summe der Momente ist das Anzugsmoment

$$M_A = M_S + M_G = 103,6\text{Nm}$$

2.3. Pressungen

Da eine Flächenpressung im Gewinde den Wert $p_{zul} = 20Nmm^{-2}$ nicht überschreiten darf, da es sich sonst nicht bewegen lässt, errechne ich mit nachfolgender Gleichung die Mindesthöhe D_m der Abziehergrundplatte aus.

$$D_m = \frac{F_A * P}{\pi * d_2 * H_1 * p_{zul}} = 35,29mm$$

Wie sich noch aus nachfolgenden Berechnungen ergeben wird ist eine Mindesthöhe $D_m = 40mm$ besser geeignet. Daraus ergibt sich, aus der obigen Gleichung, eine Flächenpressung im Gewinde $p_G = 17,65Nmm^{-2}$.

Die Pressung an der Andruckspitze errechnet sich mit dieser Gleichung:

$$p_s = \frac{100F}{\pi * d_w^2} = 124,3Nmm^{-2}$$

Beide Pressungen überschreiten nicht die zulässige Pressung des Werkstoffes E295 von $p_{zul} = 295Nmm^{-2}$, den ich daher für die Spindel wähle.

2.4. Vergleichsspannungen

Da es der gleiche Werkstoff wie zuvor ist gilt $\sigma_{zul} = 295Nmm^{-2}$.

Um die Vergleichsspannungen errechnen zu können benötige ich zuerst die Torsionsspannung und den Druck, der auf die Spindel ausgeübt wird.

Torsionsspannung:

$$\tau_T = \frac{M_A}{W_t} = \frac{M_A * 16}{\pi * d_3^3} = 108,73Nmm^{-2}$$

Druck:

$$\sigma_d = \frac{F_A}{A} = \frac{4F_A}{\pi * d_3^2} = 111,04Nmm^{-2}$$

Jetzt kann ich obere Vergleichsspannung errechnen:

$$\sigma_{mvo} = \sigma_T * \sqrt{3} = 188,33Nmm^{-2}$$

die untere Vergleichsspannung ergibt sich aus:

$$\sigma_{mvu} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3\tau_T^2} = 218,62Nmm^{-2}$$

Beide Vergleichsspannung sind für diesen Werkstoff zugelassen.

3.Knebel

3.1.Dimensionen

Mittels der gegebenen Handkraft $F_H \leq 300N$ und dem bereits errechneten Anzugsmoment ist es mir möglich die Knebeldimensionen zu ermitteln.

$$L_K = \frac{M_A}{F_H} = 0,34m \text{ Aus Fertigungstechnischen und ergonomischen Gründen wähle ich eine}$$

Knebellänge von 0,4m.

Den Durchmesser des Knebels ermittele ich durch die Biegespannung. Als Werkstoff wähle ich wieder den E295 und der Sicherheitsfaktor S_{KB} soll ca.1,4 betragen.

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{32 * M_A * S}{\pi * \sigma_{b \max}}} = 17,1mm$$

Als besser geeignet empfinde ich einen Durchmesser $d_K = 17mm$. Hierfür ergibt sich eine Sicherheit $S_{KB} = 1,37$.

3.2.Pressung

Die für den Knebel zulässige Pressung errechnet sich mit folgenden Gleichungen:

$$S = 1,5 \quad \varphi = 1 \quad \sigma_s = 295Nmm^{-2}$$

$$\rho_{zul} = \frac{\sigma_s * \varphi}{S} = 196,7Nmm^{-2}$$

Die vorhandene Pressung ist abhängig vom Knebeldurchmesser $d_K = 17mm$ und vom Spindeldurchmesser $d_s = 20$. Dieser Spindeldurchmesser ist zwar theoretisch möglich aber doch sehr ungünstig, deshalb wähle ich an dieser Stelle einen Durchmesser $d_s = 30$.

$$\rho_{vorh} = \frac{6 * M_A}{d_K * d_s^2} = 40,63Nmm^{-2}$$

4. Bolzen

4.1. Dimensionen und Pressung

Um die Abmaße des Bolzen zu bestimmen habe ich diesen auf Abscherung untersucht um den mindest Durchmesser ermitteln zu können. Die für den Bolzen geltenden Werkstoffkennwerte für S235 habe ich dem Decker Tabellenbuch entnommen.

$$\tau_a = 80 \text{Nmm}^{-2} \quad \sigma_{B\max} = 190 \text{Nmm}^{-2} \quad \rho_{\text{press}} = 98 \text{Nmm}^{-2} \quad \rho_{\text{gleit}} = 30 \text{Nmm}^{-2}$$
$$\tau_a = \frac{4F_A}{9\pi r^2} \quad r = \sqrt{\frac{4F_A}{6\pi\tau_a}} = 8,14 \text{mm}$$

Da die Bolzen genormt sind kommt für mich nur ein Durchmesser $d_B = 20 \text{mm}$ in Frage. Die Länge des Bolzens ermittele ich über die Flächenpressung

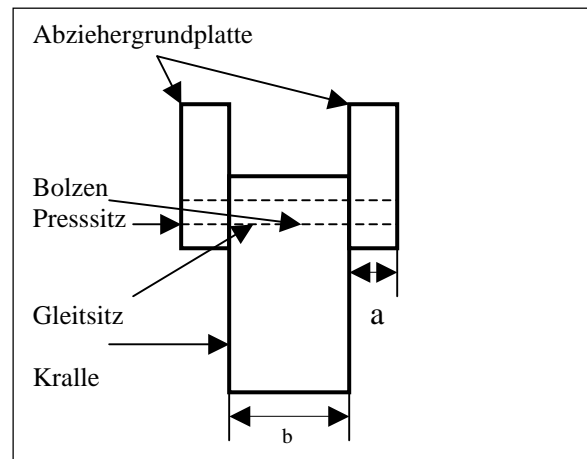
$$a = \frac{F}{6\rho_{\text{press}} * d_B} = 2,12 \text{mm}$$

$$b = \frac{F}{3\rho_{\text{gleit}} * d_B} = 13,89 \text{mm}$$

$$L_{\text{Rech}} = 2a + b = 18,13 \text{mm}$$

Diese Dimensionen sind möglich aber nach Empfehlung geändert:

$a = 9$ $b = 14$ damit ergibt sich ein genormter Bolzen $\text{Ø}20 \times 32$.



4.3. Biegung

Der Bolzen wird mit folgender Gleichung auf Biegung geprüft:

$$\omega_b \approx 0,1d^3 \approx 800 \text{mm}^3 \quad \sigma_b = \frac{\frac{F_A}{3} \left(a + \frac{b}{2} \right)}{4\omega_b} = 41,7 \text{Nmm}^{-2}$$

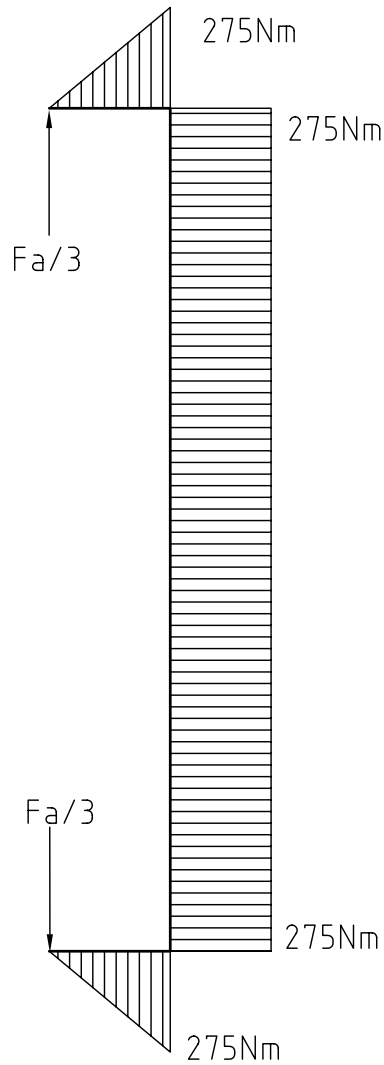
4.4. Sicherheit

$$S_{\text{press}} = \frac{6\sigma_{B\max} * a * d_B}{F_A} = 5,75$$

$$S_{\text{Biegung}} = \frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_b} = 4,5$$

Damit erfüllt der Bolzen alle gestellten anforderungen.

5. Kralle



(Verwendungsbereich)				(Zul. Abw.)		(Oberfl.)		Maßstab		(Gewicht)	
								(Werkstoff, Halbzeug) (Rohteil-Nr) (Modell- oder Gesenk-Nr)			
					Datum	Name		Biegemomenten Verlauf			
				Bearb.	09.12.02						
				Gepr.							
				Norm							
										Blatt	
										Blätter	
Zust	Änderung	Datum	Name	Ursprung				Ersatz für:	Ersatz durch:		
									www.zeyz.de		

