



4 Öffnungsmechanismus der Bahnschranke

4.1 Berechnen Sie die Kolbenkraft F_K und den Durchmesser d_K der Kolbenstange.

3,0

Arbeitsdruck: $p = 50\text{bar}$

wirksame Kolbenfläche: $A = 1885\text{mm}^2$

Zylinderwirkungsgrad: $\eta = 85\%$

Werkstoff der Kolbenstange: E335

Sicherheit gegen Verformung: $\nu = 4$

(Hinweis: $p = F / A$)

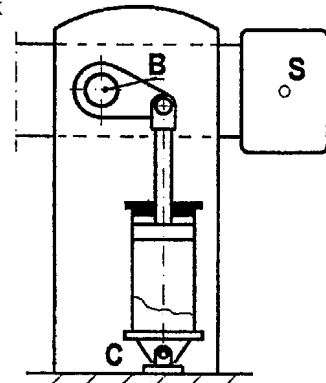


Abb. 2

4.2 Berechnen Sie die erforderliche Antriebsleistung des Motors. Kolbenkraft:

2,0

$F_K = 10\text{kN}$

Öffnungszeit: $t = 6\text{s}$

Kolbenhub: $s = 250\text{mm}$

Gesamtwirkungsgrad: $\eta = 75\%$

5 Kolbenbefestigung im Lager C (Abb.3).

Für die folgende Aufgaben gilt:

Kolbenkraft: $F_K = 10\text{ kN}$

Bolzenwerkstoff: C45E

Sicherheit gegen Bruch: $\nu = 8$

zulässige Flächenpressung: $p_{zul} = 30\text{ N/mm}^2$

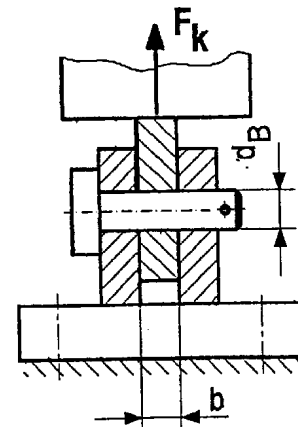


Abb. 3

5.1 Berechnen Sie den Mindestdurchmesser d_B des Bolzens.

2,0

5.2 Berechnen Sie die Breite b für die zulässige Flächenpressung.

2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

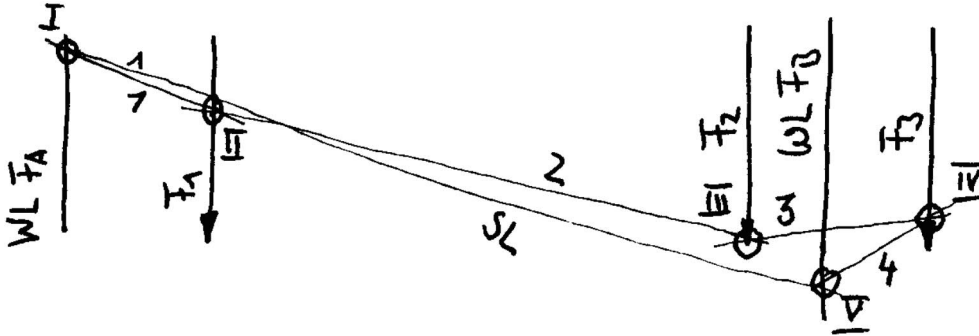


Lösungsvorschlag

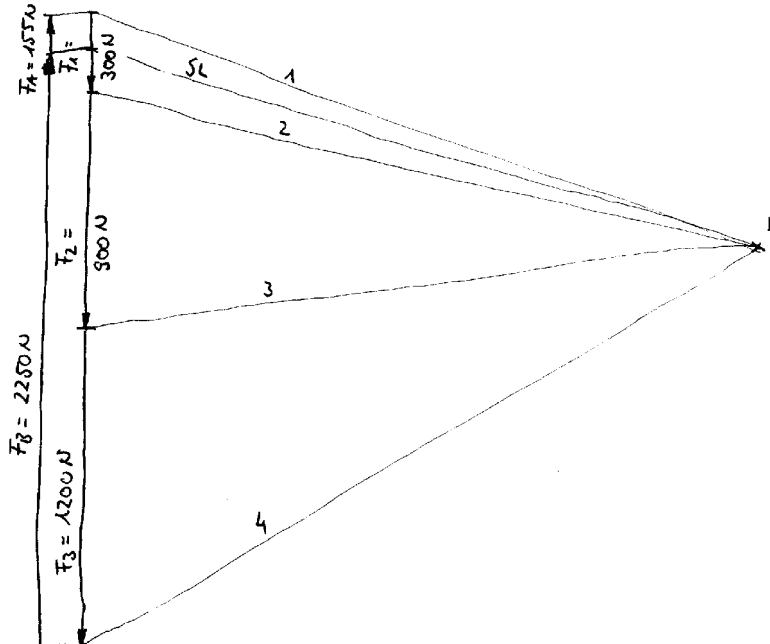
Teilaufgaben:

Punkte
6,0

- 1 zeichnerische Lösung (unmaßstäbliche Skizzen)
LP Baum mit Baumhalterung und Ausgleichsmasse; ML = ...

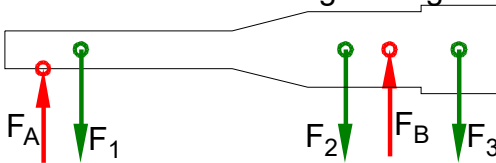


KP MK = ...



Statik (Schlusslinienverfahren)

LS Baum mit Halterung + Ausgleichsmasse



rechnerische Lösung (nicht verlangt):

$$\Sigma M_B = 0 = -F_A \cdot (l_6 + l_4 - l_5) + F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - F_3 \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - F_3 \cdot l_3}{l_6 + l_4 - l_5} = \frac{300 \text{ N} \cdot 3300 \text{ mm} + 900 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} - 1200 \text{ N} \cdot 600 \text{ mm}}{925 \text{ mm} + 5000 \text{ mm} - 1870 \text{ mm}} = 155 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_1 - F_2 + F_B - F_3 \Rightarrow$$

$$F_B = F_1 + F_2 + F_3 - F_A = 300 \text{ N} + 900 \text{ N} + 1200 \text{ N} - 155 \text{ N} = 2245 \text{ N}$$



2

- 2.1 Das maximale Moment M_b im Baum (nicht Baumhalterung !) tritt beim Öffnen auf, wenn an der Pendelstütze die Kraft $F_A = 0$ ist. Es wirkt am Übergang zur Baumhalterung, weil dort der größte Hebelarm wirkt. 1,5

$$M_b = |F_1 \cdot (l_1 - l_6)| = 300 \text{ N} \cdot (3300 \text{ mm} - 925 \text{ mm}) = 712,5 \text{ Nm}$$

Biegemoment ermitteln

- 2.2 $\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow W_{erf} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} = \frac{712,5 \text{ Nm}}{12 \text{ N/mm}^2} = 59,4 \text{ cm}^3$ 3,0

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 D} \Rightarrow$$

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 D \cdot W_{erf}}{\pi}} = \sqrt[4]{(132 \text{ mm})^4 - \frac{32 \cdot 132 \text{ mm} \cdot 59,4 \text{ cm}^3}{\pi}} = 122,3 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D - d}{2} = \frac{132 \text{ mm} - 122,3 \text{ mm}}{2} = 4,85 \text{ mm}$$

Wandstärke eines Rohres gegen Biegung

- 3 Im Grenzfall ist die $F_A = 0$ und $\Sigma M_B = M_{erf}$. 3,0

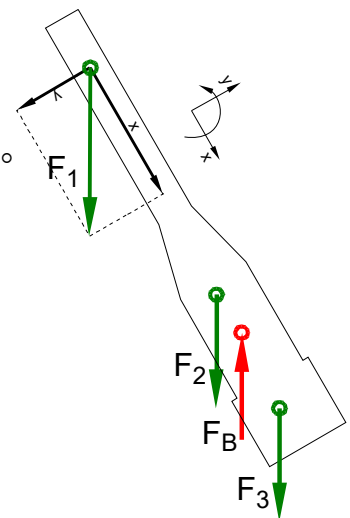
$$\Sigma M_B = M_{erf} = F_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_{max} + F_2 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha_{max} - F_3 \cdot l_3 \cdot \cos \alpha_{max} \Rightarrow$$

$$\alpha_{max} = \arccos \frac{M_{erf}}{F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - F_3 \cdot l_3}$$

$$= \arccos \frac{65 \text{ Nm}}{300 \text{ N} \cdot 3300 \text{ mm} + 900 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} - 1200 \text{ N} \cdot 600 \text{ mm}} = 84^\circ$$

Biegemoment Sonderlösung

LS: Baum & Co



4

- 4.1 $R_e = 335 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44) 3,0

$$p \cdot \eta = \frac{F}{A} \Rightarrow F_K = A \cdot p \cdot \eta = 1885 \text{ mm}^2 \cdot 50 \text{ bar} \cdot 0,85 = 8011 \text{ N}$$

$$\frac{R_e}{v} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{v} = \frac{335 \text{ N/mm}^2}{4} = 83,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_K}{\sigma_{zzul}} = \frac{8,011 \text{ kN}}{83,75 \text{ N/mm}^2} = 95,7 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \Rightarrow d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 95,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 11,0 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 12 \text{ mm}$

Kolbenkraft, erforderlicher Kolbenstangendurchmesser

- 4.2 $M_b = |-F_A \cdot (l_1 - l_2) - F_B \cdot l_1| = 11 \text{ kN} \cdot (3000 - 800) \text{ mm} + 6 \text{ kN} \cdot 3000 \text{ mm} = 42,2 \text{ kNm}$ 2,0

$$P_K = F \cdot v = F_K \cdot \frac{s}{t} = 10 \text{ kN} \cdot \frac{250 \text{ mm}}{6 \text{ s}} = 416 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_{Motor} = \frac{P_K}{\eta} = \frac{416 \text{ W}}{0,75} = 556 \text{ W}$$

Leistung



5

5.1 $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ (C45E<16 mm \rightarrow [EuroTabM46], S.134)

2,0

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 294 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{294 \text{ N/mm}^2}{8} = 36,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_K}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{10 \text{ kN}}{2 \cdot 36,75 \text{ N/mm}^2} = 136,1 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 136,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,2 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 14 \text{ mm}$ (nächste Größe \rightarrow TabB „Bolzen“)

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

5.2 $p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_K}{p_{zul}} = \frac{10 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 333,3 \text{ mm}^2$

2,0

$$A = d \cdot b \Rightarrow b = \frac{A}{d_B} = \frac{333,3 \text{ mm}^2}{14 \text{ mm}} = 23,8 \text{ mm}$$

Gewählt: $b = 25 \text{ mm}$ aus R5.

Scherfestigkeit (Bolzen \emptyset) und Flächenpressung (Breite)

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$