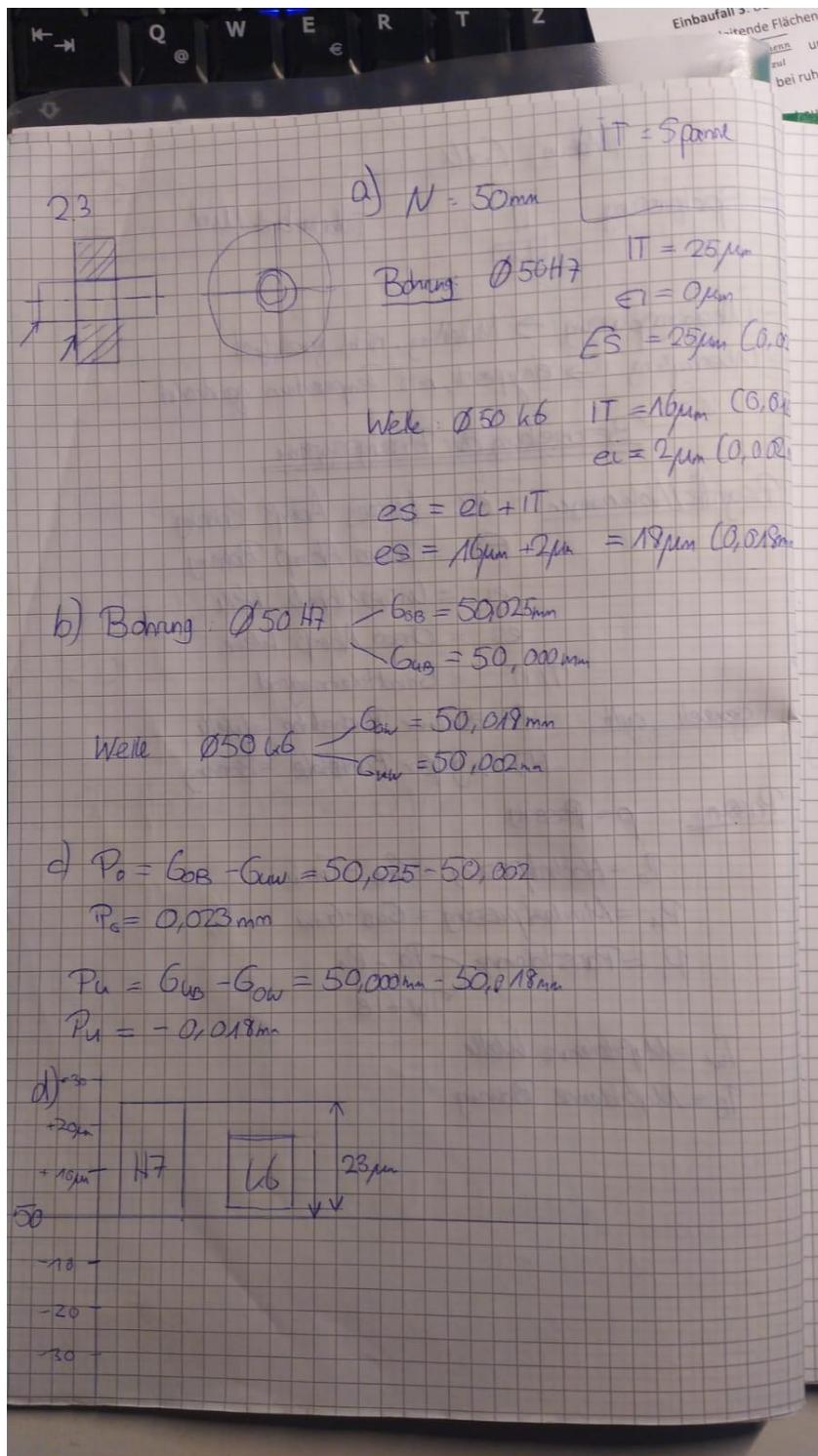


- 2.3** Zur Befestigung einer Keilriemenscheibe auf dem Wellenzapfen mit dem Nenndurchmesser $d = 50 \text{ mm}$ wurde die Passung H7/k6 und zur Verdrehsicherung eine Passfeder nach DIN 6885 vorgesehen.

Zu ermitteln bzw. darzustellen sind:

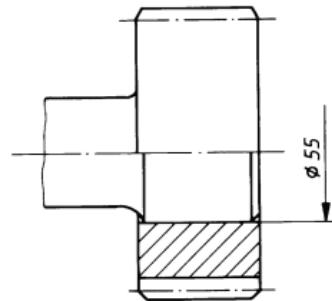
- die Grenzabmaße ei und es für die Welle (Außenmaß), EI und ES für die Bohrung (Innenmaß),
- die Grenzmaße G_{uW} und G_{oW} für die Welle, G_{uB} und G_{oB} für die Bohrung,
- die Grenzpassungen P_o und P_u sowie die Passtoleranz P_T ,
- die Lagen der Toleranzfelder T_W für die Welle und T_B für die Bohrung.



- 2.5** Für die Befestigung eines Zahnrades aus Einsatzstahl auf der Getriebewelle aus Baustahl mit $d = 55 \text{ mm}$ ist konstruktiv ein Pressverband vorgesehen. Zur sicheren Übertragung der Zahnkräfte wurde rechnerisch die Grenzpassung $P_o = -93 \mu\text{m}$ (entspricht dem Mindestübermaß \bar{U}_o) und aufgrund der zulässigen Fugenpressung zwischen Zahnrad/Welle die Grenzpassung $P_u = -142 \mu\text{m}$ (entspricht dem Höchstübermaß \bar{U}_u) errechnet.

Zu ermitteln sind:

- die Passtoleranz P_T ,
- die Bohrungstoleranz T_B und die Wellentoleranz T_W unter der Annahme, dass $T_B \approx 0,6 \cdot P_T$ ist,
- für das ISO-Passsystem *EB* eine geeignete Toleranzklasse für die Bohrung,
- die Grenzabmaße für die Welle,
- eine geeignete Toleranzklasse für die Welle.



Aufgabe Nr. 2.5

$$a) P_T = P_o - P_u = -93 \mu\text{m} - (-142 \mu\text{m}) = 49 \mu\text{m}$$

$$b) T'_B = 0,6 \cdot P_T \text{ (lt. Aufgabenstellung)} = 0,6 \cdot 49 \mu\text{m} = 29,4 \mu\text{m} \approx 30 \mu\text{m}$$

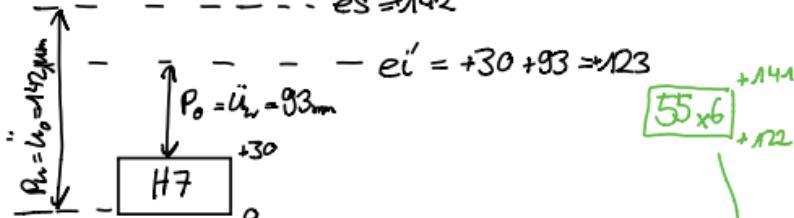
$$T'_W = P_T - T'_B = 49 \mu\text{m} - 30 \mu\text{m} = 19 \mu\text{m}$$

$$c) \text{Einheitsbohrung (EB)} \rightarrow 55H \dots \text{mit } EI = 0 \mu\text{m}$$

$$\text{TB 2-1 : Toleranzgrad 7 : } ES = 30 \mu\text{m}$$

Toleranzklasse für die Bohrung: $H7 \rightarrow (\varnothing 55\text{H7})$

$$d)$$



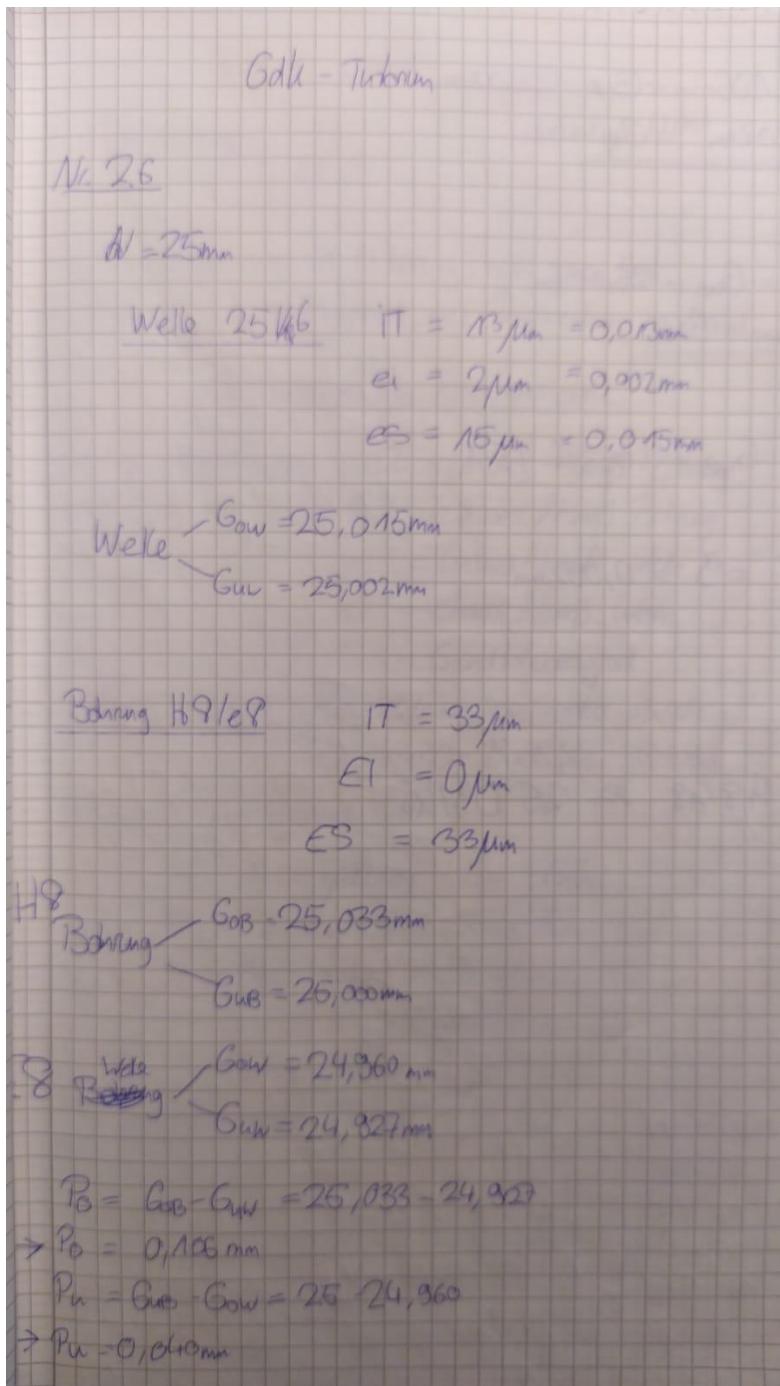
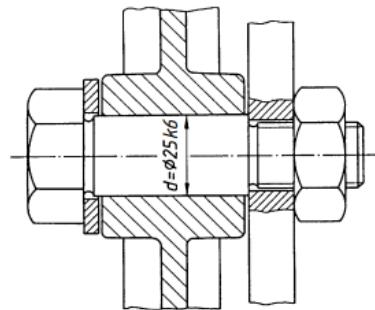
$$e) \text{TB 2-2 : } ei = +122 \mu\text{m für Toleranzfeldlage x}$$

$$\text{TB 2.1 : Toleranzgrad „6“} \rightarrow T_W = 19 \mu\text{m}$$

$$ES = ei + IT = 122 \mu\text{m} + 19 \mu\text{m} = 141 \mu\text{m}$$

Toleranzklasse Welle: x6 $\rightarrow (\varnothing 55\text{x6})$

- 2.6**
- Der Schaft einer Passschraube soll zur Lagerung einer Seilrolle verwendet werden. Der Schraubenschaft hat einen Durchmesser $d = 25k6$. Welche ISO-Toleranz ist für die Nabenoehrung vorzusehen, wenn die Passung zwischen Schaft und Nabenoehrung etwa der Spielpassung H8/e8 entsprechen soll?



$$\begin{aligned} \text{Pb} & 0,106 \text{ mm} = G_{03} - 25,002 \text{ mm} \\ \underline{25,108 \text{ mm}} & = G_{03} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pu} & 0,040 = G_{03} - 25,015 \text{ mm} \\ \underline{25,055 \text{ mm}} & = G_{03} \end{aligned}$$

$$G_{03} - G_{03} = 0,053 \stackrel{!}{=} IT$$

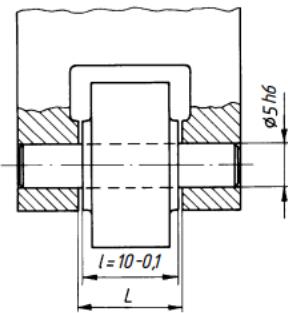
$$IT = g = 0,052 \text{ mm}$$

D

$$25 \text{ H}8/e8 \approx 25 \text{ D}9/k6$$

- 2.8** Für die Lagerung einer Schaltrolle in einem Kontakthebel sind zu ermitteln:

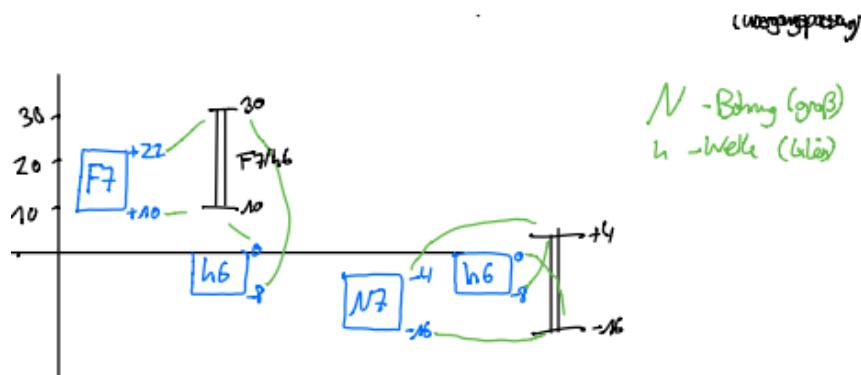
- geeignete ISO-Toleranzen für die Hebelbohrungen und die Rollenbohrung, wenn die Achse aus geschliffenem Rundstahl $\varnothing 5h6$ in der Rolle festsitzen und in den Hebelbohrungen sich drehen soll; die Passtoleranz ist bildlich darzustellen,
- die auf das Nennmaß $N = 10$ mm bezogene Maßtoleranz T_L für die Gabelweite L , wenn ein seitliches Mindestspiel von $S_u = 0,2$ mm und ein Höchstspiel von $S_o = 0,4$ mm eingehalten werden soll; die normgerechte Maßeintragung ist anzugeben.



a) Hebelbohrung: Spurpassung F8/h6 (TR 2.9) Radl/Mach: F7/h6

Rollenbohrung: Übergangspassung/Übermaßpassung R7/h6 Radl/Mach N7/h6

Übergangspassung



b) Rollenweite $L = 10 - 0,1$

kleinste Rollenweite $l_u = 9,9$ mm

größte Rollenweite $l_o = 10$ mm

Höchstspiel $S_o = 0,4$ mm

Mindestspiel $S_u = 0,2$ mm

Bedingungen für Höchstspiel: kleinste Rollenweite, größte Gabelweite, $S_o = 0,4$ mm

$$l_o = l_u + S_o = 9,9 \text{ mm} + 0,4 \text{ mm} = 10,3 \text{ mm}$$

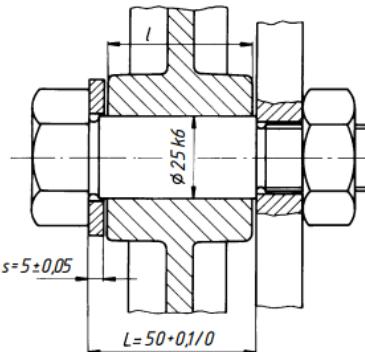
Bedingungen für Mindestspiel: größte Rollenweite, kleinste Gabelweite $S_u = 0,2$ mm

$$l_u = l_o + S_u = 10 \text{ mm} + 0,2 \text{ mm} = 10,2 \text{ mm}$$



- 2.12** Eine Passschraube mit der Schaftlänge $L = 50 + 0,1/0$ mm soll zur Lagerung einer Seilrolle verwendet werden.

Für die Nabenhöhe l sind das Nennmaß N und die Maßtoleranz T_l zu ermitteln für ein seitliches Spiel S von $0,2 \dots 0,6$ mm; die normgerechte Maßeintragung ist anzugeben.



+ Hinzufügen zu

③ Toleranzen A 2.12

gef: Gesamtlänge $L = 50 + 0,1$ → $\begin{cases} 50,1 & - \text{(Max)} \\ 50,0 & - \text{(Min)} \end{cases}$

Scheibenbreite = $s = 5 + 0,05$ → $\begin{cases} 5,05 & - \text{(Max)} \\ 4,95 & - \text{(Min)} \end{cases}$

$s_0 = 0,6 & -$

$s_u = 0,2 & -$

Oberes Bohrungsmaß: $50,1mm - 4,95 = 45,15 & - \text{(Gob)}$

Unteres Bohrungsmaß: $50,0 & - - 5,05 = 44,95 & - \text{(Gub)}$

Bohrung und Welle sind jeweils nur Bezeichnungen!

$\Leftrightarrow G_{ow} = G_{ob} - s_0 = 45,15 & - - 0,6 & - = 44,55 & -$

$s_u = G_{ob} - G_{ow} = \text{Mindestspiel}$

$\Rightarrow G_{ow} = G_{ob} - s_u = 45,15 & - - 0,2 & - = 44,75 & -$

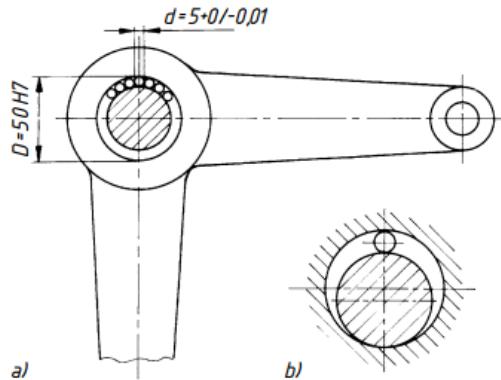
↳ Nennmaß: $45 & -$

Oberes Abmaß = $45 & - - 44,75 & - = 0,25 & -$

Unteres Abmaß = $45 & - - 44,55 & - = 0,45 & -$

↳ Eintragung = $45 & - \overset{-0,25}{\underset{+0,45}{\overbrace{}}}$

- 2.15** Ein Winkelhebel führt um eine Achse Pendelbewegungen aus und soll durch Nadeln gelagert werden. Die Hebelbohrung wird mit $D = 50H7$ ausgeführt. Die vorgesehenen Nadeln haben einen Durchmesser von $d = 5 - 0,01$ mm. Für ein günstiges Radialspiel S der Nadeln zwischen Welle und Bohrung von $0,05 \dots 0,12$ mm sind das Nennmaß N und die etwa entsprechende ISO-Toleranzklasse für die Welle zu ermitteln.



2.15
 $50H7$

$$G_{\text{ob}} = 50,025 \text{ mm} - (2 \cdot 4,93) = \underline{\underline{40,045 \text{ mm}}}$$

$$G_{\text{uw}} = 50,000 \text{ mm} - (2 \cdot 5) = \underline{\underline{40,000 \text{ mm}}}$$

$$S_{\text{pu}} = 0,05 \dots 0,12 \text{ mm}$$

$$0,12 \text{ mm} = 40,045 \text{ mm} - G_{\text{uw}}$$

$$0,05 \text{ mm} = 40,000 \text{ mm} - G_{\text{uw}}$$

$$G_{\text{uw}} = 39,935 \text{ mm}$$

$$G_{\text{uw}} = 39,925 \text{ mm}$$

$$40 \begin{array}{l} -0,05 \\ +0,05 \end{array} \} -0,05 - (0,075) = 0,025 \text{ mm}$$

$$IT7 = 0,025 \text{ mm}$$

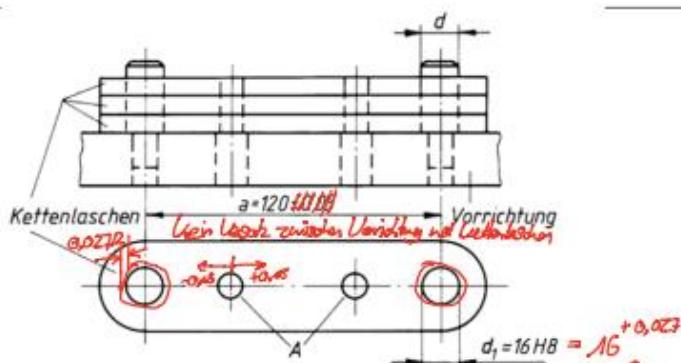
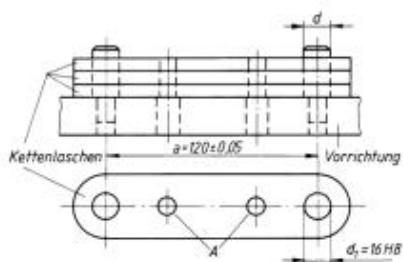
e

$$\cancel{4027} \quad G_{\text{uw}} = 39,95$$

$$\cancel{\cancel{4027}} \quad G_{\text{uw}} = 39,925$$

2.18

- Welchen Höchst- und Mindestdurchmesser d müssen die Aufnahmestifte einer Bohrvorrichtung haben, damit die Kettenlaschen zum Bohren der Löcher A (zur Befestigung von Mitnehmern) in der Vorrichtung ein Spiel von $S_0 = 0$ bis $S_0 = 0,3 \text{ mm}$ haben?



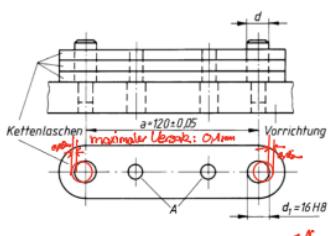
Bedingungen für Höchstspiel/Lose

- Kein Spiel zwischen Vorrichtung und Kettenlaschen
- $d_1 = 16,027$
- $S_0 = 0,3 \text{ mm}$, wenn Kettenlaschen sich nach links und rechts um jeweils $0,15 \text{ mm}$ bewegen lassen

→ Radius der Aufnahmestifte muss $0,15 \text{ mm}$ kleiner sein als Normmaß

$$16 - 2 \cdot (0,027 \text{ mm}/2)$$

$$\Rightarrow d_0 = 16 \text{ mm} - 0,3 \text{ mm} + 2 \cdot (0,027 \text{ mm}/2) = 15,727 \text{ mm}$$



Bedingungen für Kleinstspiel/fest

- maximaler Verschleiß zwischen Vorrichtung und Kettenlaschen ($± 0,05 \text{ mm}$)
- $d_1 = 16 \text{ mm}$

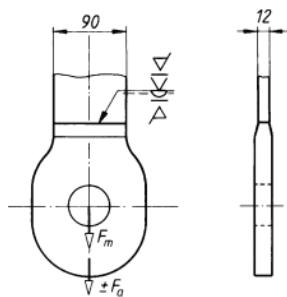
$S_0 = 0 \text{ mm}$, wenn Kettenlaschen sich nach links und rechts übertragen nicht bewegen lässt

→ Radius der Bolzen muss $0,05 \text{ mm}$ kleiner sein als Normmaß
 $d - 0,05 \text{ mm}$

$$\Rightarrow d_0 = 16 \text{ mm} - 0,05 \text{ mm} = 15,95 \text{ mm}$$

Schweißverbindungen im Maschinenbau

- 6.22** Ein geschmiedetes Stangenauge ($t = 18 \text{ mm}$) soll nach Skizze mit einer Zugstange $90 \times 12 \text{ mm}$, beide aus S355J2, durch eine auf der ganzen Länge vollwertig ausgeführten Stumpfnaht verbunden werden. Der Stab wird durch eine ruhend wirkende Mittellast $F_m = +80 \text{ kN}$ und durch eine mit mittelstarken Stößen ($K_A \approx 1,4$) auftretende Wechsellast $F_a = \pm 50 \text{ kN}$ in Längsrichtung belastet. Es ist zu prüfen, ob die Stumpfnaht dauerfest ist, wenn sie kerbfrei bearbeitet und zu 100 % durchstrahlt wird.



Aufsetzende Belastung

$$F_{\max} = 80 \text{ kN} + 1,4 \cdot 50 \text{ kN} = +150 \text{ kN}$$

$$F_{\min} = +80 \text{ kN} - 1,4 \cdot 50 \text{ kN} = +10 \text{ kN}$$

$$G_{t_{\max}} = \frac{F_{\max}}{A_w} = \frac{150 \text{ kN}}{1080 \text{ mm}^2} = 139 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zulässige Dauerfestigkeitsspannung

Tab 6.11 Verfall Nr. 45 \rightarrow Verfalllinie B

$$\text{Tab 6.12 } K = \frac{G_{\min}}{G_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} = \frac{+10 \text{ kN}}{+150 \text{ kN}} = +0,06$$

$$\text{Tab 6.12 b2 } \rightarrow B = 196 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow B^- = \frac{196 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,04} = 188 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\begin{aligned} \text{TB 6-12 a } G_{2d} &= 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1,04^{-6} \cdot \frac{2(1-0,03 \cdot 0,05)}{1,3(1-0,06)} = 192 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ &\text{B-: } \frac{192 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,04} = 185 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

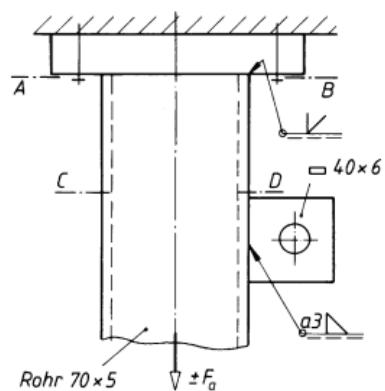
Rundstabdurchmesser R. 100 d. TB 6-12

Nominalspannung um Sicherheit heruntergezogen

$$G_{t_{2d}} = 185 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(\frac{100 \text{ mm}}{18 \text{ mm}} \right)^{0,1} = 174 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Stumpfstab ist dauerfest, da $G_{t_{\max}} = 139 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < G_{t_{2d}} = 174 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

- 6.23** Ein mit der Wechsellast $F_a = \pm 48 \text{ kN}$ belastetes Bauteil aus Rohr 70×5 soll durch eine Stumpfnaht mit einer 16 mm dicken Kopfplatte verbunden werden. Zum Einhängen einer Feder wird an die Rohrwand ein nahezu unbelastetes Auge aus Flachstahl geschweißt. Die Last tritt mit mittleren Stößen, entsprechend $K_A = 1,3$, auf.
Für unbearbeitete Nähte und den Werkstoff S235JR ist die Dauerhaltbarkeit zu prüfen für
a) den Querschnitt $A-B$ und
b) den Querschnitt $C-D$.



$$a) G_1 = \frac{K_A \cdot F}{A_w} = \frac{1,3 (\pm 48.000 \text{ N})}{\frac{\pi}{4} (70^2 \text{ mm}^2 - 60^2 \text{ mm}^2)} = \pm 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bestimmung der zulässigen Dauerfestigkeitswerte
TB 6.11 Bauform 4/3 HV-Naht, einseitig ohngeglüht,
zFP nicht angegeben, vermutlich nur Sichtprüfung →
Verfallslinie E6 - (neues Buch 2019)

Zugfestigkeitsverhältnis $K_t = -1$ (keine Wechselbeanspruchung)

$$K_t = \frac{G_{min}}{G_{max}} = \frac{-61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = -1$$

TB 6-12 b1: $G_{zul}(E6) = 58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$G_{wzul}(E6) = \frac{58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,04} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\begin{aligned} \text{TB 6-12 a)} \quad G_{zul} &= 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1,04^{-24} \cdot \frac{2(1-0,3 \cdot (-1))}{1,3 \cdot (1-(-1))} = 58,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ E6 - &= \frac{58,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,04} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$G_{L,zul,t} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(\frac{10 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} \right)^{0,1} = 53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der T-Stoß ist nicht dauerfest, da $G_L = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > G_{zul} = 53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

b) $G = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (reine Wechselbelastung)
Bauform 7/1 → Verfallslinie F1 (Diagramm ablesen, rest rechnen)

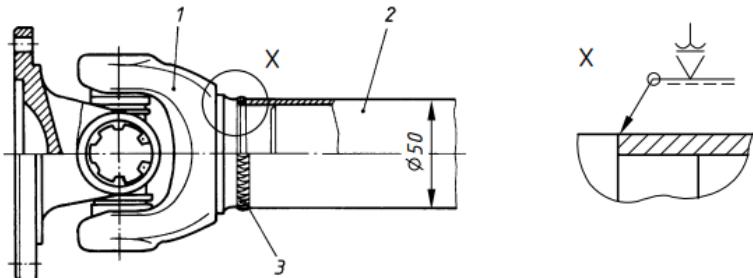
$$K_t = -1 \quad \text{TB 6-12 b1)} \quad G_{zul} = 52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dickerbeiwert = 1, da $t = 5 \text{ mm} < 10 \text{ mm}$

Der Rohrquerschnitt C-D ist nicht dauerfest, da $G = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$> G_{zul} = 52 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- 6.24** Zur Fertigung von Gelenkwellen in Rohrausführung soll das Gabelstück (1) aus GE240+N mit dem nahtlosen Präzisionsstahlrohr (2) aus E235+N durch die Stumpfnaht (3) verschweißt werden. Die Gelenkrolle hat bei wechselnder Drehrichtung ein Drehmoment $T = 315 \text{ Nm}$ bei starken Stößen (entsprechend $K_A = 2$) zu übertragen. Welche Wanddicke muss für ein Rohr mit 50 mm Außendurchmesser gewählt werden?



Bauform 89 → Verfalllinie G

$K = -1$ (w.g. wechselnder Drehrichtung)

$$\text{TB 6-12 b)} \quad T_{\text{ew}} = 82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{TB 6-13 Bauelldicke } T_{\text{ew},t} = 82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(\frac{10 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} \right)^{0.4} = 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$T_c = \frac{K_A \cdot I}{W_t} \quad W_t = \frac{K_A \cdot T}{C_{T,zw}} = \frac{2 \cdot 315,000 \text{ Nmm}}{70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 9000 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \frac{(d_a^4 - d_i^4)}{d_a}$$

$$d_i = \sqrt[4]{d_a^4 - \frac{16 \cdot d_a \cdot W_t}{\pi}} = \sqrt[4]{50^4 \text{ mm}^4 - \frac{16 \cdot 50 \text{ mm} \cdot 9000 \text{ mm}^3}{\pi}} = 44.6 \text{ mm}$$

$$t = \frac{50 \text{ mm} - 44.6 \text{ mm}}{2} = 2.7 \text{ mm} \rightarrow \text{Rohr } 50 \times 3 \text{ mm}$$

Rohr-50 d44

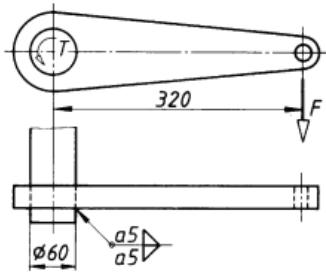
anderer Weg:

$$\text{Bild 6.46 Zeile 17} \quad T_{\text{ew},t} = \frac{K_A \cdot T}{2 \cdot a \cdot \pi \cdot r^2} \rightarrow$$

$$\Leftrightarrow a = \frac{K_A \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot C_{T,zw}} = \frac{2 \cdot 315,000 \text{ Nmm}}{2 \cdot \pi \cdot (25 \text{ mm})^2 \cdot 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 2.3 \text{ mm}$$

$\rightarrow t = 3 \text{ mm}$

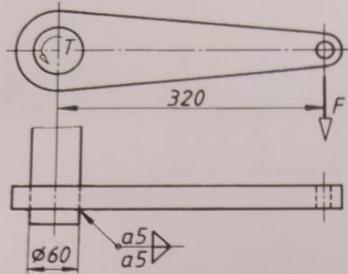
- 6.25** Ein Hebel soll mit einer 5 mm dicken Doppelkehlnaht auf eine Welle $\varnothing 60$ mm geschweißt werden. Die Umfangskraft am Hebel tritt wechselseitig zwischen $F = +6,3 \text{ kN}$ und $F = -2,0 \text{ kN}$ mit starken Stößen ($K_A = 1,6$) auf. Für den Bauteilwerkstoff S235JR ist zu prüfen, ob die Rundnaht dauerfest ist.



Klebverbindungen

8. Schweißverbindung (14P)

Ein Hebel soll mit einer 5 mm dicken Doppelkehlnaht auf eine Welle $\varnothing 60$ mm geschweißt werden. Die Umfangskraft am Hebel tritt wechselseitig zwischen $F = +6,3 \text{ kN}$ und $F = -2,0 \text{ kN}$ mit starken Stößen ($K_A = 1,6$) auf. Für den Bauteilwerkstoff S235JR ist zu prüfen, ob die Rundnaht dauerfest ist (s. Anlage Schweißverbindungen).



$$d = 60 \text{ mm}$$

$$F_1 = 6,3 \text{ kN} \cdot 1,6 = 10,08 \text{ kN}$$

$$F_2 = -2 \text{ kN} \cdot 1,6 = -3,2 \text{ kN}$$

$$M_{t_{\max}} = 3225600 \text{ Nmm}$$

$$M_{t_{\min}} = -1024000 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad D = 70 \text{ mm}$$

$$W_t = 30395,17 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{3225600 \text{ Nmm}}{2 \cdot 30395,17 \text{ mm}^3} = 52,03 \text{ N/mm}^2 \text{ vorhanden}$$

τ_{weil} Verfalllinie H gewählt
Doppelkehlnaht

$$\chi = \frac{-1024000 \text{ Nmm}}{3225600 \text{ Nmm}} = -0,317$$

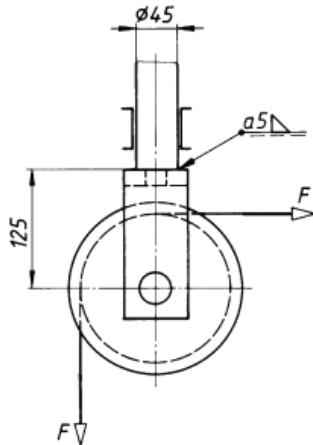
$$t_{\text{zul}} = \frac{2 \cdot (1 - 0,17 \cdot (-0,317))}{1,17 \cdot (1 + 0,317)} \cdot 59 = 80,71 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{rechnerisch } 80,71 \text{ N/mm}^2 \cdot \left(\frac{10 \text{ mm}}{60 \text{ mm}}\right)^{0,1} = 67,46 \text{ N/mm}^2$$

$$52,03 \text{ N/mm}^2 < 67,46 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{durchdringend leicht seitlich}$$

Verdauungswinkel

- 6.26** Der Kehlnahtanschluss einer Umlenkrollen-Gabel ist für eine schwelend auftretende Seilkraft $F = 5 \text{ kN}$ auf Dauerhaltbarkeit zu prüfen. Auftretende mittlere Stöße sind durch einen Anwendungsfaktor (entsprechend $K_A = 1,35$) zu berücksichtigen. Die Bauteile sind aus S235JR.



626

$F_{\text{SKW}} \text{ steuernd}$ $\text{S235 JR} R=5 \text{ kN} P=5$

$K_A = 1,35$

$F_1 = 5 \text{ kN} \cdot 1,35 = 6750 \text{ N}$

$M_1 = 25 (5 \cdot 1,35) \cdot 125 \text{ mm} = 843750 \text{ Nmm}$

$O_1 = \frac{M}{a \pi \cdot r^2} = \frac{843750 \text{ Nmm}}{5 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 22,5^2} = 106,103 \text{ N/mm}^2$

$O_2 = \frac{F_2}{a \pi \cdot a} = \frac{6750 \text{ N}}{5 \cdot \pi \cdot 45} = 9,55 \text{ N/mm}^2$

$\Sigma O = 116,14 \text{ N/mm}^2$

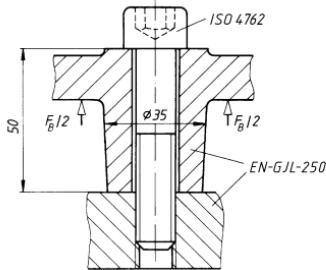
Verfall
Fall 1: $F_2 = 0 \quad x = 41$

$O_{\text{zul}} = 150 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,05^{-0,05} \cdot \frac{2 \cdot (1-0,3 \cdot 0)}{1,3 \cdot (1-0)} = 46,22$

DBW
 $O_{\text{zul}} \cdot \left(\frac{\Delta O}{45 \text{ mm}}\right)^{0,1} = 39,78 \text{ N/mm}^2$

- 8.11** Ein gefrästes Maschinenteil (Oberfläche $R_s = 16 \mu\text{m}$) aus EN-GJL-250 ($E_T \approx 115 \text{ kN/mm}^2$) soll mit einer geschwärzten und leicht geölten Zylinderschraube ISO 4762-8.8 befestigt werden. Das Anziehen soll dabei mit signalgebendem Drehmomentschlüssel bis auf M_{sp} erfolgen. Die Schraubenverbindung ist für eine zwischen $F_{B0} = 8 \text{ kN}$ und $F_{B0} = 28 \text{ kN}$ schwankenden Betriebskraft bei einer geschätzten Kraftangriffshöhe von $n \approx 0,7$ auszulegen. Die Mindest-Klemmkraft sollte 10 % der Betriebskraft betragen, um ein Abheben der Trennfuge zu vermeiden.

- Die Größe der Schraube ist zu bestimmen, die Normbezeichnung anzugeben und die Verbindung nachzuprüfen für Durchgangsloch DIN EN 20273 mittel.
- Zusätzlich ist die statische und dynamische Sicherheit zu ermitteln.



- 8.12** Um Rechenaufwand zu sparen, soll die Aufgabe 8.11 mit dem aus der VDI-Richtlinie 2230 abgeleiteten vereinfachten Verfahren gelöst werden. Die Ergebnisse sind zu vergleichen.

8.13
8.11

$R_s = 25 \mu\text{m}$
Material C45E
 $F_{B0} = 16 \text{ kN}$
 $F_{B0} = 16 \text{ kN}$
 $D_{\text{sch}} = 40 \text{ mm}$
 $F_{B0} = 3 \text{ kN}$

Was benötigen wir?

Durchbolchverbindung:
 - Anziehen mit messbarem Drehmomentenschlüssel Mitt.
 - Schraube auf Drehl. groß
 - Schraube nach ISO 4014
 - Festigkeitsklasse 8.8.

$F_{B0} = 16 \text{ kN}$
 $F_{B0} = 3 \text{ kN}$
 $F_{B0} = 8 \text{ kN} \cdot 10 = 80 \text{ kNm}$

$\alpha = 0,12$ (TB 8-12a) \rightarrow schraub. auf Drehl. groß (bleibt Wurf)
 $\lambda = 1,19$ (TB 8-2a) $\rightarrow \lambda_g = 0,12$ (BUCH)
 $K_A = 1,6$ (TB 8-11) Anziehen mit messbarem Drehmomentenschlüssel
 $\beta = 1,1$ TB 8-2 \rightarrow Schraube (BUCH)

$E_S = 210,000 \text{ N/mm}^2$ $f_2 = 1 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 2 = 11 \text{ mm}$
 $= 0,011 \text{ mm} \rightarrow \text{TB 8-10}$

Formel:

$$A_S \text{ bzw } A_t \geq \frac{F_B + F_{B0}}{\lambda \cdot K_A \cdot \beta \cdot E_S \cdot (f_2)}$$

$\lambda = \frac{16 \text{ kN} + 3 \text{ kN}}{1,19 \cdot 1,6 \cdot 1,1 \cdot 210,000 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{0,011 \text{ mm}}{1,0 \text{ mm}}} = 69,7 \text{ mm}^2$

Längenansatz Größenauswahl

$$A_s = 63,69 \text{ mm}^2 \quad TB 8.1 \rightarrow M12 mit 84,3 \text{ mm}^2 / \text{L}$$

(Gehäuse ist zu untersuchen, Seite 66
Tabelle)

Längenansatz

$$d = 12 \text{ mm} \quad TB 8-15$$

$$P = 1,75 \text{ mm} \quad \left(\frac{d}{P} < 3 - \frac{12}{1,75} = 6,86 \sqrt{ } \right)$$

$$\rightarrow \text{Stahl}, R_m > 200 \text{ N/mm}^2 \rightarrow 0,8 \cdot d$$

$$\rightarrow r_e = 0,8 \cdot 12 \text{ mm} = \underline{\underline{9,6 \text{ mm}}}$$

$$r_2 \cdot r_e + r_4 = 40 \text{ mm} + 9,6 \text{ mm} = 49,6 \text{ mm}$$

aus TB 8.8 55mm gewählt, siehe unter Tabelle.

Auswahl der Schraube: Sechskantschraube ISO 4014
M12 x 55 8.8

dagmatischer Nachweis:

$$\pm \sigma_a \approx \pm \alpha \frac{F_{\text{sp}}/F_{\text{m}}}{A_s} \leq \pm \sigma_{\text{A}}$$

$$\pm 0,1 \frac{16000 \text{ N} - 4000 \text{ N}}{84,3 \text{ mm}^2} = \underline{\underline{-14,23 \text{ N/mm}^2}}$$

Schraube ist
nicht einvergossen
aber

$$\pm \sigma_{\text{Amin}} = \pm 0,85 (1,50) \frac{1}{1,05} = \underline{\underline{48,85 \text{ N/mm}^2}}$$

$\sigma_a < \sigma_{\text{Amin}}$ \rightarrow Verbindung hält, M12 hält aus

Flachverpressung überprüfen

$$p \approx \frac{F_{\text{sp}}/D_S}{A_p} \leq p_g \quad F_{\text{sp}}: \text{TB 8.14}$$

$$\frac{48,85 \text{ N}/0,3}{72,3 \text{ mm}^2} = 662,36 \text{ N/mm}^2 \quad \text{M12, } \mu=0,21 \text{ 8.8,}$$

Schraube 48,85 N

$$A_p = 72,3 \text{ mm}^2$$

$$p \leq p_g \checkmark \quad \text{TB 8-8 } A_p$$

$p_g = 770 \text{ N/mm}^2$

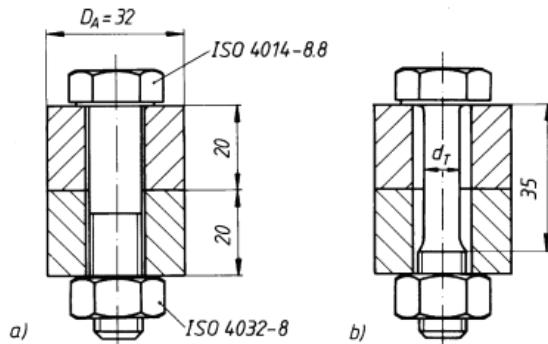
aus TB 8.100, CSE, p_g

Wir wählen die Schraube

Sechskantschraube ISO 4014 M12 x 88

- 8.13** Die Verbindung zweier gefräster Platten (Oberflächenrauheit $R_z = 25 \mu\text{m}$) aus C45E mit einer Durchsteckschraube soll wahlweise als Schaft-(Starr-) oder Dehnschraube ausgelegt werden. Es ist mit einer zwischen $F_{Bu} = 4 \text{ kN}$ und $F_{Bo} = 16 \text{ kN}$ schwankenden Betriebskraft bei einer geschätzten Kraftangriffshöhe von $n \approx 0,5$ zu rechnen. Die Restklemmkraft muss mindestens $F_{KI} = 3 \text{ kN}$ betragen. Die geschwärzte, leicht geölte Schraube soll mit einem messenden Drehmomentschlüssel bis auf M_{sp} angezogen werden.

- Für die als Schaftschraube zu verwendende Sechskantschraube ISO 4014–8.8 (Bild a) ist die Größe zu bestimmen, die Normbezeichnung anzugeben und die Verbindung nachzuprüfen für Durchgangsloch DIN EN 20273 mittel.
- Die Ausführung als schlussvergütete Dehnschraube mit Schaftdurchmesser $d_T \approx 0,9d_3$ ist zu berechnen (Bild b), wobei der unter a) ermittelte Gewindedurchmesser beibehalten werden soll.



- 8.14** Um Rechenaufwand zu sparen, soll die Aufgabe 8.13 mit dem aus der VDI-Richtlinie 2230 abgeleiteten vereinfachten Verfahren gelöst werden. Die Ergebnisse sind zu vergleichen.

Aufgabe 8.14 a)

1.) Was ist gegeben?

Rz: 25 μm
Werkstoff: C45E
F_{Bo}: 16 kN
F_{KI}: 4 kN
F_{Bi}: 3 kN
l: 40 mm

-Durchsteckverbindung
-Anziehen mit messendem Drehmomentschlüssel bis M_{sp}
-schwarz und leicht geölt
-Schraubenschlüssel nach ISO 4014
-Festigkeitsklasse 8.8

2.) Was benötigen wir?

E_{bi}: 16 N
F_{Bi}: 3 kN
R_{pu}: $6 \times 8 \times 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$,
 μ : 0.12 (TB 8-12a)
L: 1.19 (Legende/Tabelle der Gl. 8.2 aus Buch)
K_C: 1.6 (TB 8-11)
β: 1.1 (Legende/Tabelle der Gl. 8.2 aus Buch)
E_s: $210\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
t: 0.011 mm (TB 8-10a mit 3 + (2 * 3) + 2 = 11 μm)

3.) Werte in Formel einsetzen

$$A_s = \frac{F_{Bo} - F_{Bi}}{\mu \cdot L} = \frac{16 \text{ kN} - 3 \text{ kN}}{0.12 \cdot 40 \text{ mm}} = 16000 \text{ N} + 3000 \text{ N}$$

$$A_s \geq \frac{640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1.19 + 1.6} = 1.1 + 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 0.011 \text{ mm}$$

$$A_s \geq 69.69 \text{ mm}^2$$

4.) Größenauswahl

Für As $\geq 69.69 \text{ mm}^2$ aus Tabelle nächsthöchsten Wert wählen
As = 84.3 mm^2 mit der Gewindegroße M12

5.) Längenauswahl

d: 12 mm
P: 1.75 mm

$$\frac{d}{P} = \frac{12 \text{ mm}}{1.75 \text{ mm}} \approx 6.86 \text{ und } 6.86 < 9$$

Laut TB 8-15 mit le = 0.8 x d rechnen
0.8 x d = 0.8 x 12 mm = 9.6 mm

1 \geq le \geq l:
1 \geq 9.6 mm + 40 mm
1 \geq 49.6 mm

Gewählt: l = 55 mm aus der TB 8-8

6.) Auswahl der Schraube

Sechskantschraube ISO 4014 - M12 x 55 - 8.8

7.) Dynamischer Nachweis

$$\pm \sigma_b \approx \pm \frac{F_{Bo} - F_{Bi}}{A_s} \leq \pm \sigma_A \quad (8.3)$$

$$\pm \sigma_b \approx \pm \sqrt{\frac{F_{Bo} - F_{Bi}}{A_s}} \approx \pm 14.23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\pm \sigma_a \approx \pm 0.1 \cdot \frac{16000 \text{ N} - 4000 \text{ N}}{84.3 \text{ mm}^2} \approx \pm 14.23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A(N)} \approx \pm 0.65 \cdot \left(\frac{150}{12 \text{ mm}} + 45 \right) \approx \pm 49.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma_a < \sigma_{A(N)}$

M12 würde in unserem Fall ausreichen!

8.) Flächenpressung überprüfen

$P = \frac{F_{Bo}(0.9)}{A_p} \leq p$ (TB 8-14)

$E_{sp} = 43.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (TB 8-9)
 $A_p = 73.2 \text{ mm}^2$ (TB 8-9)

$\frac{(43100 \text{ N} / 0.9)}{73.2 \text{ mm}^2} \approx 654.22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$P_d = 770 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (TB 8-10b)

$p_d > p$

Unsere gewählte Schraube ist zulässig!

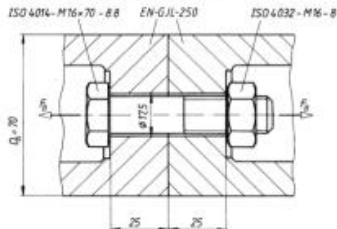
9.) Antwort

Wir wählen nach erfolgreicher Prüfung die Schraube:

Sechskantschraube ISO 4014 - M12 x 55 - 8.8

8.9

Zwei Bauteile aus EN-GJL-250 sollen durch eine zentrale Sechskantschraube ISO 4014-M16×70-8.8 mit Sechskantmutter ISO 4032-M16-8 verbunden werden. Die Schraube ist geschwärzt und leicht geölt. Das Anziehen erfolgt von Hand mit messendem Drehmomentschlüssel.

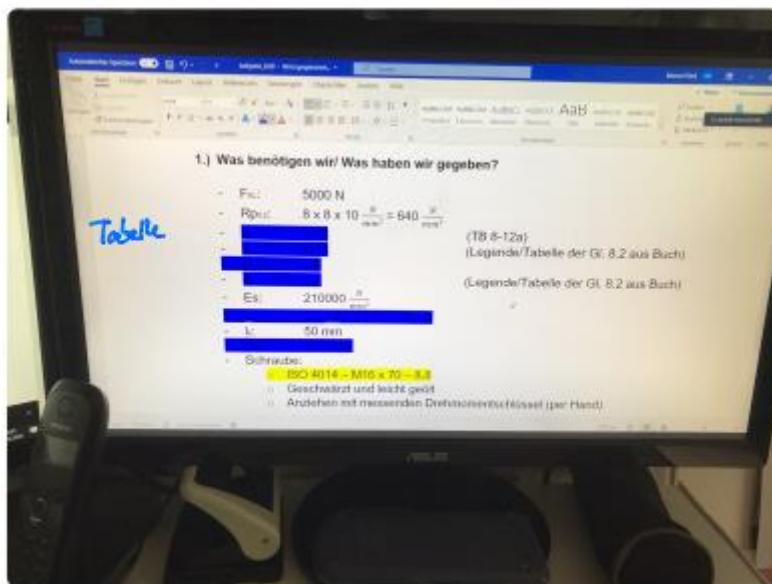


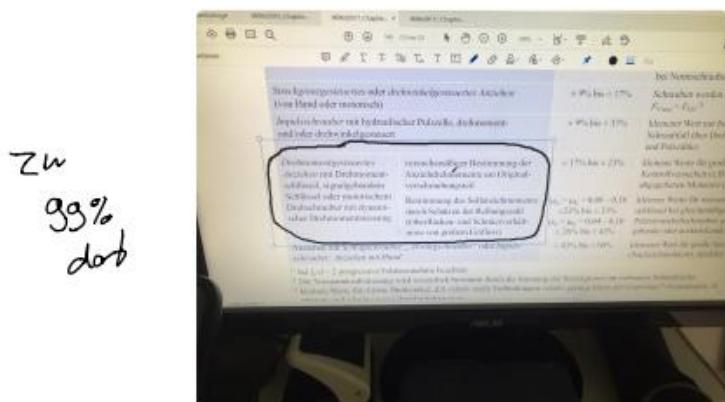
Überverbindungen

43

Zu ermitteln sind:

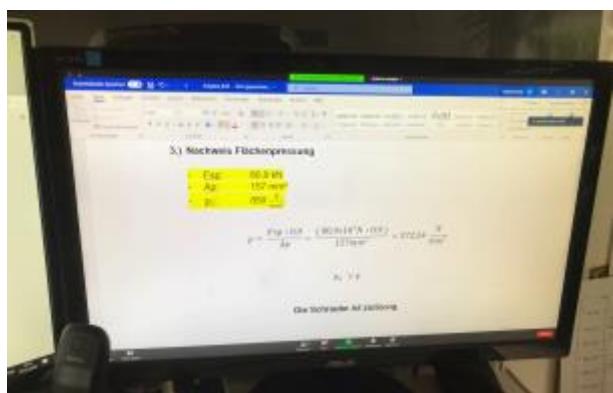
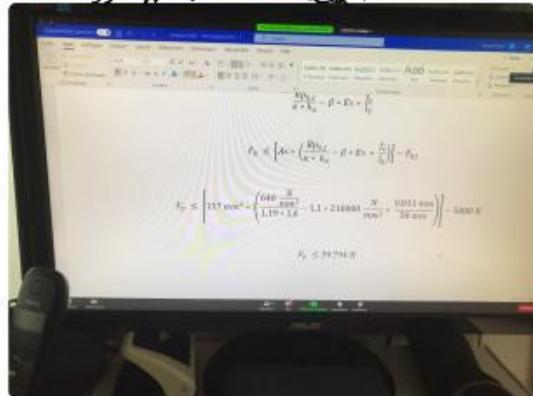
- a) die elastische Nachgiebigkeit δ_s der Schraube und δ_B der Bauteile ($E_T \approx 115 \text{ kN/mm}^2$) und das vereinfachte Kraftverhältnis $\Phi_{k,s}$,
- b) die größte Montagevorspannkraft $F_{V,max}$, Spannkraft F_B und die kleinste Montagevorspannkraft $F_{V,min}$,
- c) der Vorspannkraftverlust durch Setzen F_Z , Bauteiloberfläche $R_z = 25 \mu\text{m}$,
- d) die größte zulässige schwelend wirkende Betriebskraft F_B , wenn die Restklemmkraft in der Trennfuge noch $F_{KJ} = 5 \text{ kN}$ betragen soll und der Krafteinleitungsfaktor mit $n = 0.7$ geschätzt wird,
- e) die Verlängerung der Schraube f_s und die Verkürzung der Bauteile f_t infolge der Vorspannkraft nach dem Setzen,
- f) die Kontrolle der Flächenpressung unter Kopf- und Mutterauflage,
- g) die Schraubekräfte sowie das vollständige Verspannungsschaubild der Schraubenverbindung (Kräftemaßstab: $1 \text{ kN} \approx 1 \text{ mm}$, Längenmaßstab 1000:1).





$$AS \geq \frac{F_{Bg} + F_{uc}}{\frac{R_{p0,2}}{\beta \cdot l_n} - \beta \cdot E_s \cdot \frac{f_z}{l_n}}$$

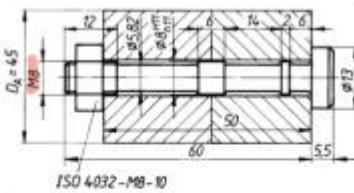
$$F_{Bg} = \left(AS \cdot \frac{R_{p0,2}}{\beta \cdot l_n} - \beta \cdot E_s \cdot \frac{f_z}{l_n} \right) - F_{uc}$$



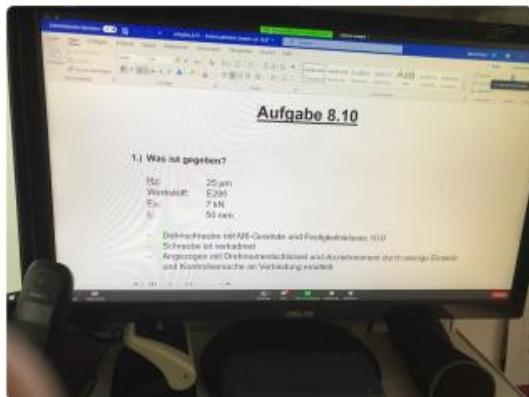
- 8.10** Für eine Schraubenverbindung mit **Dehnschafft** sind zu ermitteln:

 - die elastische Nachgiebigkeit δ_s der Schraube und δ_T der Bauteile aus **E295** bei $D_A = 45$ mm, sowie das vereinfachte Kraftverhältnis Φ_k ,
 - die größte Montagevorspannkraft $F_{V\max} = \text{Spannkraft } F_p$ bei verkademeter Schraube der Festigkeitsklasse **409**,
 - die kleinste Montagevorspannkraft $F_{V\min}$, wenn die Schraube mit einem Drehmomentschlüssel angezogen und das Anziehmoment durch wenige Einstell- und Kontrollversuche an der Verbindung ermittelt wird,
 - die Dauerhaltbarkeit der schlussvergüteten Schraube und die Restklemmkraft F_K in der Trennfuge für eine schwelend wirkende Betriebskraft $F_B = 7$ kN bei einem geschätzten Krafteinleitungs faktor $n \approx 0,5$ und einer Bauteiloberfläche $Rz = 25 \mu\text{m}$,
 - die Verlängerung der Schraube f_s und die Verkürzung der Bauteile f_T infolge der Vorspannkraft nach dem Setzen,
 - die Schraubenkräfte sowie das vollständige Verspannungsschaubild der Schraubenverbindung (Kräftemaßstab: $1 \text{ kN} \equiv 5 \text{ mm}$, Längenmaßstab: $1000:1$).

ISO 4032-M8-10



Q 11 Die reflektive Maschinenteil (Oberfläche)



$$A_s \text{ bzw. } A_T \geq \frac{F_B + F_{KU}}{R_{p02} - \beta \cdot E \cdot \frac{l_k}{a_k}}$$

muss gegeben sein

$$F_B = 7kN \quad F_{KU} = 4,8kN \quad l_k = 50mm$$

$$R_{p0,2} = 10 \cdot 9 \cdot 10 = 900 \frac{1}{\text{cm}^2}$$

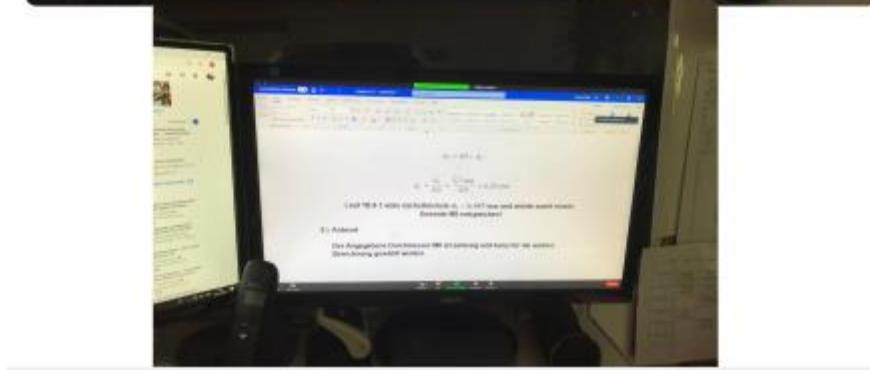
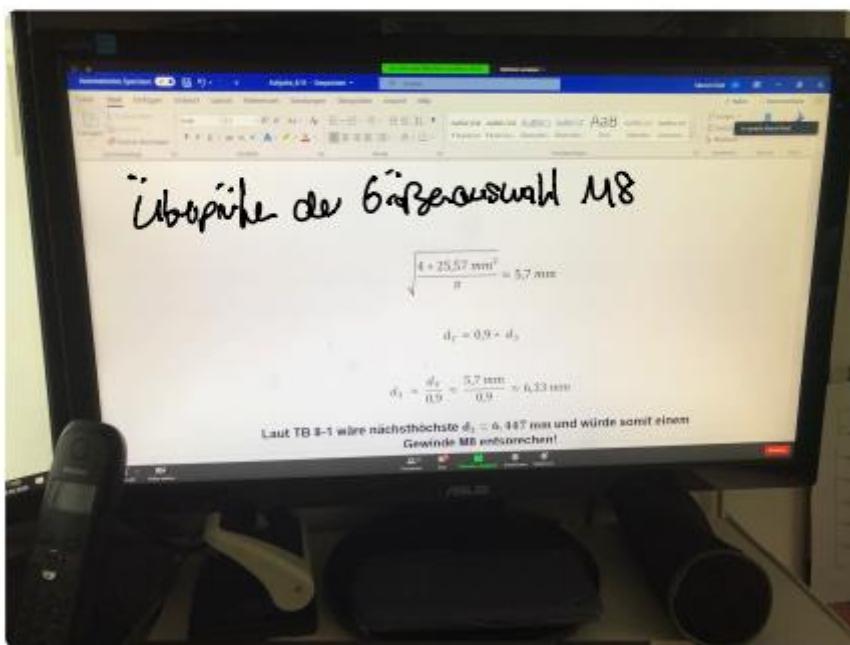
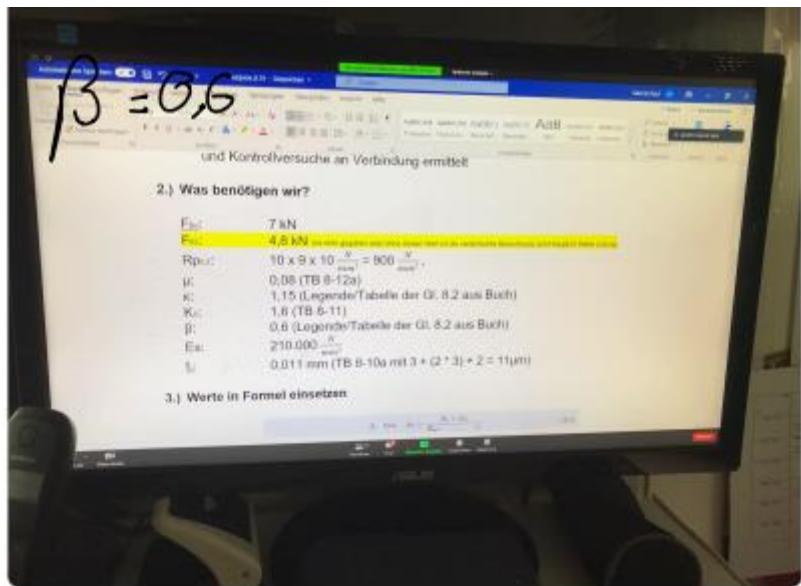
$$E = 210,000 \frac{N}{mm^2}$$

9

$$f\Sigma = 5 + 6 + 2 = 13 \text{ cm}^{-1}$$

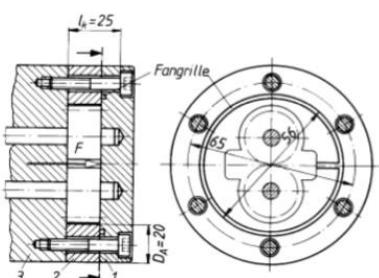
Inner Glaucomatous

$$\mu = 0,08 \quad b_2 = 1,15 \quad k_4 = 1,6$$



- 8.16** Deckel (1) und Gehäuse (2) einer Zahnradpumpe sollen durch 6 Zylinderschrauben ISO 4762 - M6 x 35 mit der Grundplatte (3) öldicht verbunden werden, Durchgangslöcher nach DIN EN 20273 mittel. Die Pumpenteile werden aus öldichtem und verschleißfestem Sonderguss-eisen gefertigt ($E_T \approx 120000 \text{ N/mm}^2$, $p_G \approx 700 \text{ N/mm}^2$), die Trennfugen-Oberflächen geschliffen ($Rz = 4 \mu\text{m}$).

- a) Die auf den Deckel wirkende Druckkraft F ist zu berechnen, wenn der Innendruck $p_e = 0$ bis $p_{e\max} = 25 \text{ bar}$ pulsiert und bis zur Fangrille wirkt.
- b) Die erforderliche Festigkeitsklasse der geschwärzten und leicht geölten Schrauben ist zu ermitteln und die Verbindung nachzuprüfen, wenn die Schrauben mit Schlagschraubern ohne Einstellversuche bis zu M_{sp} angezogen werden, die Kraftangriffshöhe mit $n \approx 0,5$ geschätzt wird und beim Betriebsdruck noch eine Restklemmkraft $F_{KI} = 1,5 \text{ kN}$ je Schraube wirken soll. Wegen der großen Steifigkeit des Deckels darf der Einfluss der exzentrischen Verspannung und Belastung vernachlässigt werden.
- c) Zusätzlich ist die statische und dynamische Sicherheit zu ermitteln.



Aufgabe 8.16

1.) Was ist gegeben?

- Schraube: 6 x ISO 4262 - M6 x 35
- Rz: 4 μm
- p_e : 0 bar
- $p_{e\max}$: 25 bar = $25 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
- F_{KI} : 1500 N
- l_c : 25 mm
- D: 56 mm
- Mit Schlagschrauber ohne Einstellversuche bis Msp
- Schraube geschwärzt und leicht geölt

2.) Kraft pro Schraube berechnen

- $p_{e\max}$: 25 bar = $25 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
- F_{KI} : 1500 N
- l_c : 25 mm
- D: 56 mm

- Mit Schlagschrauber ohne Einstellversuche bis Msp
- Schraube geschwärzt und leicht geölt

2.) Kraft pro Schraube berechnen

$$p = \frac{F}{A}$$

$$\bar{p} = p \cdot A = 25 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,056\text{m})^2$$

$$F = 6157,52 \text{ N}$$

$$F_{\text{schraube}} = \frac{6157,52 \text{ N}}{6} = 1026,25 \frac{\text{N}}{\text{Schraube}}$$

3.) Was benötigen wir?

3.) Was benötigen wir?

- E_s : 1026,25 N
- F_K : 1500 N
- μ : 0,12
- κ : 1,19 (TB 8-12a)
- k_A : 4 (Legende/Tabelle der Gl. 8.2 aus Buch)
- β : 1,1 (Legende/Tabelle der Gl. 8.2 aus Buch)
- E_s : 210000 $\frac{N}{mm^2}$
- f_z : $3 + 2,5 + (2 \times 1,5) = 8,5 \mu m$ (auf Lösung 8,5 μm)
- b_k : 25 mm
- A_k : 20,1 mm^2 (TB 8-1)

$R_{p0,2}$ berechnen/ausstellen

$$A_s \geq \frac{F_B + F_{KL}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A} \cdot \beta \cdot E \cdot \frac{f_z}{b_k}}$$

$$A_s + \beta \cdot E \cdot \frac{f_z}{b_k} = \frac{F_B + F_{KL}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A}} \quad ; \quad \frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A}$$

$$R_{p0,2} = \frac{F_B + F_{KL} \cdot (\kappa \cdot k_A)}{A_s + \beta \cdot E \cdot \frac{f_z}{b_k}}$$

4.) $R_{p0,2}$ berechnen

$$A_s \geq \frac{F_{B0} + F_{KL}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E_s \cdot \frac{f_z}{b_k}}$$

$$R_{p0,2} \geq \kappa \cdot k_A \cdot \left(\frac{F_{B0} + F_{KL}}{A_s} + \beta \cdot E_s \cdot \frac{f_z}{b_k} \right)$$

$$R_{p0,2} \geq 1,19 \cdot 4 \cdot \left(\frac{1026 N + 1500 N}{20,1 mm^2} + 1,1 \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{0,0085 mm}{25 mm} \right)$$

$$R_{p0,2} \geq 972 \frac{N}{mm^2}$$

5.) Festigkeitsklasse wählen

Laut Vereinfachter Berechnung: 12.9 mit $R_{p,2} = 1080 \frac{N}{mm^2}$

6.) Dynamischer Nachweis

$$\pm \sigma_s \approx \pm k \frac{F_{Bo} - F_{Bs}}{A_s} \leq \pm \sigma_A \quad (8.3)$$

$$\pm \sigma_a = \pm \kappa * \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{A_S}$$

$$\pm \sigma_a \approx \pm 0.1 \times \frac{1026.25 N - 9 N}{20.1 \text{ mm}^2} \approx \pm 5.105 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A(3V)} \approx \pm 0.85 * \left(\frac{150}{d} + 45 \right)$$

$$\sigma_{A(SV)} \approx \pm 0.85 \cdot \left(\frac{150}{6} + 45 \right) = \pm 59.5 \frac{N}{mm^2}$$

Das Sprachen 19 - Ü + Aufgabe_8_16 - Wied gespielt! - 1 Seiten

$$\pm \sigma_a = \pm \kappa * \frac{F_{Ba} - F_{Bu}}{As}$$

$$\pm\sigma_a \approx \pm 0,125 * \frac{1026,25 N - 0 N}{20,1 \text{ mm}^2} \approx \pm 6,382 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A(SV)} = \pm 0.85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45 \right)$$

$$\sigma_{A(\text{SV})} = +0.85 * \left(\frac{150}{N} + 45 \right) = +59.5 - \frac{N}{2}$$

$$d_1 \leq d_{\text{max}}$$

M6 würde in unserem Fall ausreichen!

- 14.3** Für die Lagerung einer Welle von 50 mm Durchmesser könnte aufgrund der betrieblichen Anforderung ein Rillenkugellager DIN 625, ein Zylinderrollenlager DIN 5412 der Bauart NU oder ein Pendelkugellager DIN 630 gewählt werden. Die radiale Lagerkraft beträgt $F_r = 4,6 \text{ kN}$, die Drehzahl $n = 500 \text{ min}^{-1}$. Es soll eine Lebensdauer von mindestens $L_{10h} = 8000 \text{ h}$ erreicht werden.
- Für den vorliegenden Fall sind geeignete Wälzläger zu ermitteln!
- Mit den Hauptabmessungen ist jeweils festzustellen, welche Lagerbauform den geringsten Einbauraum benötigt und welches Lager das preiswerteste (vgl. Preisliste einer Herstellerfirma) und somit günstigste ist!

Bestimmung der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P

$$P = x \cdot F_r + f \cdot F_a = F_r = 4,6 \text{ kN}$$

für $\frac{F_a}{F_r} = 0$ (c nach TB 14.3 a) ist $x=1$

Bestimmung der dynamischen Tragzahlen c

$$c_{\text{dyn}} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\beta}$$

Rillenkugellager

$$C_{\text{ref}} \geq P \cdot \sqrt[3]{60 \cdot n \cdot L_{10h}} = 4,6 \text{ kN} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 500 \cdot 8000}{10}} = 28,6 \text{ kN}$$

- - -

Rillenkugellager

$$C_{\text{ref}} \geq 4,6 \text{ kN} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 500 \cdot 8000}{10^6}} = 23,8 \text{ kN}$$

Auswahl geeigneter Lagergrößen

$\varnothing 50 \rightarrow$ Bemerkensanzahl 10

gewählt nach TB 14.2

Rillenkugellager DIN 625-5210 mit $C = 36,8 \text{ kN}$

\hookrightarrow MR02 \rightarrow TB 14-1 $D = 50 \text{ mm}$ $B = 20 \text{ mm}$

Pendelkugellager DIN 630-1310 mit $C = 42,0 \text{ kN}$

\hookrightarrow MR03 \rightarrow TB 14-1 $D = 50 \text{ mm}$ $B = 27 \text{ mm}$

Zylinderrollenlager DIN 5412-NU1010 mit $C = 42,3 \text{ kN}$

\hookrightarrow MR10 \rightarrow TB 14-1 $D = 50 \text{ mm}$ $B = 16 \text{ mm}$

geringer Einbauraum: 1. Zylinderrollenlager 2. Rillenkugellager

geringe Kosten: 1. Rillenkugellager

- 14.5** Ein Pendelrollenlager DIN 635 der Reihe 223 E soll eine radiale Lagerkraft $F_r = 50 \text{ kN}$ und eine axiale Lagerkraft $F_a = 10 \text{ kN}$ aufnehmen und eine nominelle Lebensdauer von mindestens 40 000 Betriebsstunden erreichen.
- Welcher Bohrungsdurchmesser gleich Wellendurchmesser ist erforderlich, wenn die Welle mit einer Drehzahl $n = 400 \text{ min}^{-1}$ umläuft?
 - Die wirkliche nominelle Lebensdauer L_{10h} in Betriebsstunden für das gewählte Lager ist zu ermitteln!

a) Bestimmen der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$\text{TB 14.3a)} \quad \frac{F_a}{F_r} = \frac{10 \text{ kN}}{50 \text{ kN}} = 0,2 < e \quad (e \text{ TB 14.2}) = 0,33 \dots 0,36$$

$$e \text{ TB 14.2) } \approx 1,70 \dots 2,00 \\ \text{gesucht: } 2P$$

$$P = 1 \cdot 50 \text{ kN} + 2 \cdot 10 \text{ kN} = 70 \text{ kN} \quad x=1 \text{ (TB 14.3a)}$$

Bestimmung der dynamischen Tragzahl C

$$C_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

$$\Leftrightarrow C_{10h} \geq P \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}} = 70 \text{ kN} \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 400 \text{ min}^{-1} \cdot 40000}{10^6}} = 549 \text{ kN}$$

TB 14.2 Pendelrollenlager DIN 635-22318 E mit $C = 610 \text{ kN}$
 $e = 0,33$
 $y = 2,03$

b) $P = x \cdot F_r + y \cdot F_a = 1 \cdot 50 \text{ kN} + 2,03 \cdot 10 \text{ kN} = 70,3 \text{ kN}$

$$C_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 400 \text{ min}^{-1}} \cdot \left(\frac{610 \text{ kN}}{70,3 \text{ kN}} \right)^{10} = 56.000 \rightarrow C_{10h} \text{ gefordert} \\ (\text{Lager ist gegeben})$$

- 14.10** Als Festlager der Welle eines Universalgetriebes soll ein Rillenkugellager DIN 625-6308 bei einer Drehzahl $n = 750 \text{ min}^{-1}$ eine radiale Lagerkraft $F_r = 3000 \text{ N}$ und eine axiale Lagerkraft $F_a = 1500 \text{ N}$ aufnehmen.
 • Es ist zu prüfen, ob die nominelle Lebensdauer L_{10h} in Betriebsstunden für die Lagerung ausreicht!

14.10

Rillenkugellager DIN 625-6308 $C = 42,5 \text{ kN}$
 $n = 750 \text{ min}^{-1}$ $C_0 = 25 \text{ kN}$
 $F_r = 3 \text{ kN}$ ggf. $L_{10h} = ?$ $\rightarrow \text{TB 14-2}$
 $F_a = 1,5 \text{ kN}$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{C_0} \right)^P$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1,5 \text{ kN}}{25 \text{ kN}} = 0,06$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,5 \text{ kN}}{3 \text{ kN}} = 0,5$$

TB 14-3
 $e = 0,51 \cdot 0,06^{0,223} = 0,264$
 $x = 0,56 \quad y = 0,86 \cdot 0,06^{-0,223} = 1,65$

$$P = x F_r + y F_a = 0,56 \cdot 3 \text{ kN} + 1,65 \cdot 1,5 \text{ kN}$$

$$P = 4,15 \text{ kN}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 750} \cdot \left(\frac{42,5 \text{ kN}}{4,15 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10h} \approx 23867 \text{ Stunden}$$

TB
 14-7 Universalgetriebe
 $23867 \text{ Stunden} > 4-1000 \text{ Stunden}$
 \rightarrow Lager reicht aus! Laut Page genug

- 14.11** Bei einem Drehstrommotor mit einer Leistung $P = 37 \text{ kW}$ und einer Drehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ hat die Läuferwelle an den Lagerstellen einen Durchmesser $d = 60 \text{ mm}$. Durch ein auf das Wellenende aufgesetztes Schrägstirnrad sind für das antriebsseitige Lager eine Radialkraft $F_r = 4 \text{ kN}$ und eine Axialkraft $F_a \approx 1,8 \text{ kN}$ im ungünstigsten Fall zu erwarten.
 Es ist zu prüfen, ob ein für diese Lagerstelle gewähltes zweireihiges Schräkgugellager DIN 628 der Reihe 32 hinsichtlich der üblichen Lebensdauer für Serienelektromotoren ausreicht!

14.11
 00,

$P = 37 \text{ kW}$	\rightarrow	Zweireihiges Schräkgugellager
$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	\rightarrow	DIN 628 32/32
$d = 60 \text{ mm}$	\rightarrow	
$F_r = 4 \text{ kN}$	\rightarrow	$C = 72 \text{ kN}$
$F_a = 1,8 \text{ kN}$	\rightarrow	$C_0 = 61 \text{ kN}$
	\rightarrow	$\alpha = 25^\circ$
	\rightarrow	$e = 0,68 \rightarrow 14,3 \text{ a}$

Q

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,45 < e = 0,68$$

$$\rightarrow x = 1$$

$$y = 0,32$$

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$$P = 1 \cdot 4 \text{ kN} + 0,32 \cdot 1,8 \text{ kN} = \underline{\underline{5,66 \text{ kN}}}$$

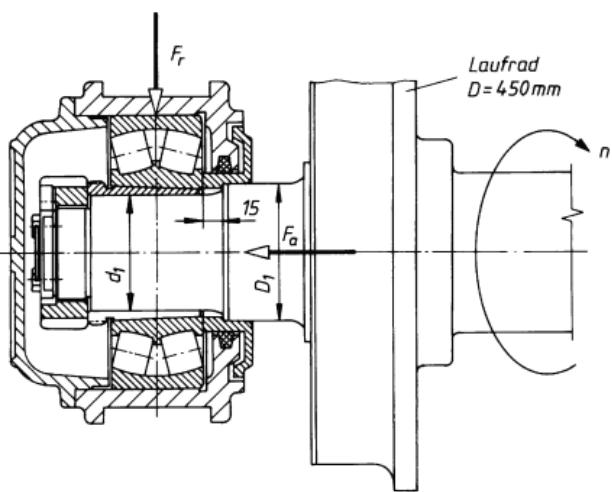
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1500 \text{ min}^{-1}} \cdot \left(\frac{72 \text{ kN}}{\frac{5,66 \text{ kN}}{0,68}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 22872 \text{ h}$$

Soll: 21.000 - 32.000 \rightarrow Kugellager nicht aus

- 14.12** Für die gefederte Lagerung der umlaufenden Achse aus E295 eines Abraumwagens sind Pendelrollenlager DIN 635-22314E1-K mit Abziehhülse DIN 5416-AHX 2314 bei einem Achszapfendurchmesser $d_1 = 65 \text{ mm}$ vorgesehen. Die auftretende höchste radiale Lagerkraft beträgt $F_r \approx 30 \text{ kN}$. Die durch Schlingern und bei Kurvenfahrt zusätzlich auftretende Axialkraft F_a kann bei der verhältnismäßig geringen Fahrgeschwindigkeit $v \approx 40 \text{ km/h}$ mit rund 10% der Radialkraft (geschätzt) angenommen werden.

Es ist zu prüfen, ob das Lager die für Achslager von Abraumwagen übliche Lebensdauer erreicht.



14.12

Pendelrollenlager
- DIN 635-22314E1-K
- $d_1 = 65 \text{ mm}$
- $F_r = 30 \text{ kN}$
- $F_a = 0,1 \cdot F_r = 0,1 \cdot 30 \text{ kN} = 3 \text{ kN}$
 $V = 40 \text{ km/h}$
 $n = \pi \cdot d \cdot n \Leftrightarrow n = \frac{V}{\pi \cdot d} = \frac{40 \text{ km/h}}{\pi \cdot 0,065 \text{ m}}$
 $n = 471,57 \text{ U/min}$
 $C = 390 \quad e = 0,34$
 $C_d = 390$

$\frac{F_a}{F_r} = 0,1 \quad Y_1 = 2$

$X = \frac{3}{10,67} \sqrt{1} \rightarrow \text{TB 143} \quad d \cdot \frac{F_a}{F_r} < e$

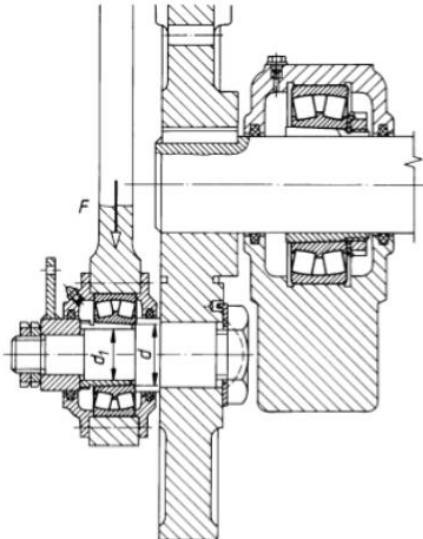
$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3}{10,67} = 0,28$

$P = 0,167 \cdot 30 \text{ kN} + 2 \cdot 3 \text{ kN}$
 $P = 46 \text{ kN} / 36$

$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 471,57 \text{ min}^{-1}} \left(\frac{390}{36} \right)^{10}$
 $L_{10h} = 39442,87 \text{ h}$

- 14.13** Die maximale Belastung am Kubelzapfen eines Sägegatters wurde im unteren Totpunkt mit $F \approx 80 \text{ kN}$ bei einer Drehzahl $n = 280 \text{ min}^{-1}$ ermittelt und für den Kubelzapfen ein Durchmesser $d_1 = 80 \text{ mm}$ errechnet. Wegen der hohen Belastung und möglicher Fluchtfehler soll ein Pendelrollenlager DIN 635 der Reihe 223 mit Abziehhülle AH23 nach DIN 5416 gewählt werden.

- a) Für das gewählte Lager ist die vollständige Bezeichnung mit dynamischer Tragzahl und der kleine Durchmesser d der kegeligen Bohrung (1:12) sowie D und B anzugeben.
- b) Es ist zu prüfen, ob die bei Pleuellagern von Sägegattern anzustrebende Lebensdauer L_{10h} erreicht wird.



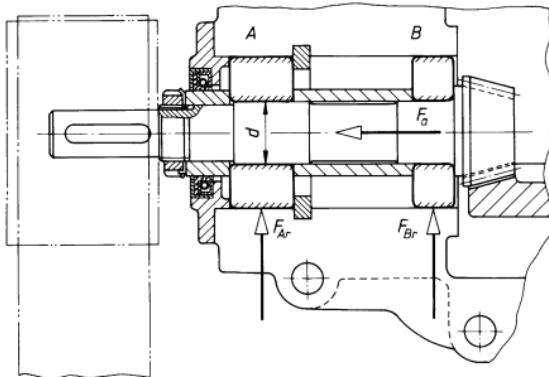
Peripherie DIN 5416 - Abziehhülse - Detailskizze Zeichnung

Möse, $d_h = 80 \text{ mm} \rightarrow \text{Lager} = 85 \text{ mm}$

$$h = 180 \quad b = 60$$

DIN 635 - 223/17

- 14.14** Die Antriebswelle mit $d = 45 \text{ mm}$ eines Kegelradgetriebes hat eine Drehzahl $n = 1440 \text{ min}^{-1}$. Für den belastungsmäßig ungünstigsten Fall bei einer auf das Wellenende aufgesetzten Riemscheibe ergeben sich am Kegelrad eine Axialkraft $F_a = 2,5 \text{ kN}$, für das Lager A eine resultierende radiale Lagerkraft $F_{Ar} = 4,5 \text{ kN}$ und für das Lager B eine resultierende radiale Lagerkraft $F_{Br} = 3,5 \text{ kN}$. Aus konstruktiven Gründen muss das Lager A trotz höherer Radialbelastung als Festlager ausgebildet werden und damit die Axialkraft aufnehmen.



Für das Universalgetriebe sind die Lager mit einer Lebensdauer von i. M. mindestens 18 000 Betriebsstunden auszulegen.

- Es ist zunächst zu prüfen, ob ein Rillenkugellager DIN 625 der schwersten Reihe für die Lagerstelle A ausreicht! Reicht das Lager nicht aus, sind geeignete Kugellager anderer Bauform zu wählen und die Lebensdauer zu prüfen!
- Für die Lagerstelle B ist ein Rillenkugellager der gleichen Durchmesserreihe des gewählten Lagers an der Lagerstelle A zu verwenden, um eine durchgehende Gehäusebohrung für den gleichen Wellendurchmesser ausführen zu können. Welche Lebensdauer ist zu erwarten?
- Für die Sitzstellen der Welle und der Gehäusebohrungen sind geeignete ISO-Toleranzen, die Hauptabmessungen der gewählten Lager und die Anschlussmaße nach DIN 5418 anzugeben.

a) Lagerstelle A

Rillenkugellager der schwersten Bauweise

Rillenkugellager DIN 625-6403 CJKS C-4952 TB M2
Lag. d 45mm

dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$$P = x \cdot F_{Ar} + y \cdot F_a$$

$$\begin{aligned} \text{TB 14-3a)} \quad & \frac{F_a}{C_0} = \frac{2,5 \text{ kN}}{47,5 \text{ kN}} = 0,0526 \quad \left. \begin{array}{l} \text{nur anfänglich} \\ \text{nur wenn } e \text{ lang genug ist} \\ \text{Rechnung Tabelle nach} \end{array} \right\} \\ & \rightarrow \text{TB 14-3a)} \quad e = 0,25 \quad \left. \begin{array}{l} \text{F}_a \\ \text{F}_{Ar} \end{array} \right\} \text{Wert} \\ & \frac{F_a}{F_{Ar}} = \frac{2,5 \text{ kN}}{4,5 \text{ kN}} = 0,555 \quad \left. \begin{array}{l} \frac{F_a}{F_{Ar}} > e \rightarrow x = 0,55 \\ y = 1,7 \end{array} \right\} \end{aligned}$$

$$P = 0,555 \cdot 4,5 \text{ kN} + 1,7 \cdot 2,5 \text{ kN} \approx 6,86 \text{ kN}$$

nomische Lebensdauer

$$\zeta_{\text{nom}} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^n = \frac{10^6}{60 \cdot 4140} \left(\frac{765 \text{ kN}}{62 \text{ kN}} \right)^3 < 1650 \text{ h}$$

$C = 765 \text{ kN}$ TB 14.2
 $n = 3 \rightarrow$ Lagerlager
 $n = 1440 \text{ min}^{-1}$

$\zeta_{\text{nom eff}}$
 $\approx 12000 \text{ h}$

TB 14.2 Lagerlager

- 1. Rillenlager
- 2. Schrägflägelager zweireihig
- 3. Schrägflägelager, einreihig, Drehrichtung in Winkelrichtung
- 4. VierpunktLAGER

- Schrägflägelager DIN 629-3309B (zweireihig)

TB 14.2 $C = 62 \text{ kN}$ Faktor 2) Dreieckel 25°

dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$$P = x \cdot F_A + y \cdot F_B$$

TB 14.3a) $x = 0,68$

$$\frac{F_B}{F_A} = 0,556 (3,0) \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{F_B}{F_A} \leq e \xrightarrow{\text{TB 14.3a)} \quad x=1} \\ y = 0,92 \end{array} \right.$$

$$P = 1 \cdot 4,5 \text{ kN} + 0,92 \cdot 2,3 \text{ kN} = 6,8 \text{ kN}$$

Nomische Lebensdauer

$$\zeta_{\text{nom}} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^n = \frac{10^6}{60 \cdot 4140} \cdot \left(\frac{62 \text{ kN}}{6,8 \text{ kN}} \right)^3 < 11500 \text{ h} < \zeta_{\text{nom eff}}$$

\Rightarrow noch zulässig

Schrägflägelager DIN 629-3309B (zweireihig) nicht ausreichend

- Schrägflügel DNV 628-7303B (Statische Reihe)
 paraxiale in x- oder c-Richtg, C=61kN, TB 14-2
 dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$$P = x \cdot F_{Ar} + y \cdot F_a$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{TB 14-3 a) } e = 1,14 \\ \frac{F_a}{F_{Ar}} = 0,556 \end{array} \right\} \frac{F_a}{F_{Ar}} < e \rightarrow \begin{array}{l} x = 1 \\ y = 0,556 \end{array}$$

$$P = 1 \cdot 4,5kN + 0,556 \cdot 2,5kN = 5,77kN$$

nomische Leistungswert

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 140} \cdot \left(\frac{61kN}{5,77kN} \right)^2 = 55400 \rightarrow L_{10h} \text{ ab}$$

$$C = 1,625 \cdot C_{nom} = 1,625 \cdot 61kN = 99,16kN$$

Schrägflügel DNV 628-7303B, paraxiale ist weit ausreichend,
 wichtig ist die größere erforderliche Breite

- Vierpunktflügel DNV 628-7303 TB 14-2 C=102kN
 dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$$P = x \cdot F_{Ar} + y \cdot F_a = 1 \cdot 4,5kN + 0,66 \cdot 2,5kN = 6,13kN$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{TB 14-3 a) } e = 0,35 \\ \frac{F_a}{F_{Ar}} = 0,556 \end{array} \right\} \frac{F_a}{F_{Ar}} < e \rightarrow y = 0,66$$

nomische Leistungswert:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 140} \left(\frac{102kN}{6,13kN} \right)^3 = 52000 \rightarrow L_{10h} \text{ ab}$$

! x = 1 bei TB 14-3 a) kann man nicht benutzen

Vergleichsgröße DIN 628 - C1309 ist weit ausreichend

TB 14-3a) möglichst $F_a \geq 1,2 \cdot F_{Ar}$

$$F_a = 2,5 \text{ kN} \xleftarrow{=} 1,2 \cdot 1,5 \text{ kN} = 5,4 \text{ kN}$$

= ggfs. erhöhte Reibung!

ausgewählt: Schrägkugellager DIN 628-7309 B
parallel in x- oder o-Achse

b) Lagerstelle B TB 14-2 mit MR03

Rillenkugellager DIN 625-6309 C = 53 kN

dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$$P = x \cdot F_{Br} + y \cdot F_A$$

$$\text{TB 14-3a)} \quad \frac{F_a}{F_{Br}} = 0 \leq c \rightarrow x=1 \quad y=0$$

$$P = 1 \cdot 3,5 \text{ kN} + 0 \cdot 0 \text{ kN} = 3,5 \text{ kN}$$

Nominalle Lebensdauer

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 1440} \left(\frac{53 \text{ kN}}{3,5 \text{ kN}} \right)^3 = 40200 \text{ h} \Rightarrow L_{10h \text{ eff.}} \approx 18000 \text{ h}$$

Rillenkugellager Bauweise DIN 625-6309 ist
weit ausreichend

Passagen nicht bei Lager C) nicht wichtig

- 14.15** Für die Antriebswelle eines Kegelradgetriebes (siehe Bild zu Aufgabe 14.14) mit der Drehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sollen an der Lagerstelle A als Festlager zwei Kegelrollenlager DIN 720-30310A in O-Anordnung eingebaut werden, die eine radiale Lagerkraft $F_{Ar} = 11 \text{ kN}$ und eine axiale Lagerkraft $F_a = 4 \text{ kN}$ aufzunehmen haben. Die nominelle Lebensdauer L_{10h} in Betriebsstunden für das Universalgetriebe ist zu prüfen!

(14.15)

gegeben: Kegelradgetriebe
 $n = 1500 \text{ min}^{-1}$
 $F_{Ar} = 11 \text{ kN}$
 $F_a = 4 \text{ kN}$

Bearbeitungskennzahl
Lagerreihe
DIN 720-30310A

$L_{10h} = ?$

$P = \text{Rollenlager} = \frac{10}{3}$

$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{c}{P} \right)^P$

$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4}{11} = 0,36$

Tab 14-2
 \hookrightarrow Lagerreihe 303 / Bohrungskennzahl 10

$\hookrightarrow C = 130 \quad Y = 1,74$
 $e = 0,35 \quad C_0 = 148$

\hookrightarrow Lagerplatz in O-Anordnung
 $\hookrightarrow C = 1,715 \cdot C = 1,715 \cdot 130 = 222,95 \text{ kN}$

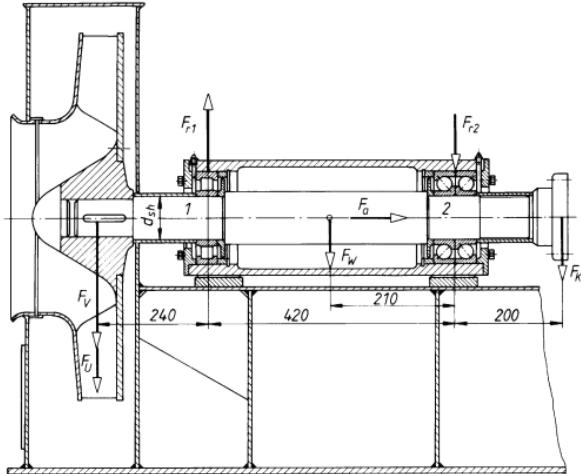
$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a$
 $= 0,67 \cdot 11 + 1,68 \cdot 1,74 \cdot 4$
 $= 19,06 \text{ kN}$

$\Rightarrow L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 1500} \cdot \left(\frac{222,95}{19,06} \right)^{\frac{10}{3}} \approx 40.368 \text{ h}$

\hookrightarrow Tab 14-7 \Rightarrow Rollenlager erfüllt alle Anforderungen

- 14.17** Ein mittelgroßer Frischluftventilator läuft mit einer Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Das fliegend gelagerte Ventilatorrad mit der Gewichtskraft $F_V = 3 \text{ kN}$ erzeugt einen Achsschub $F_a = 6 \text{ kN}$. Außerdem betragen die Gewichtskräfte der Welle $F_W = 0,45 \text{ kN}$ und der Kupplung $F_K = 0,15 \text{ kN}$. Der Wellendurchmesser $d_{sh} = 65 \text{ mm}$ ist konstruktiv festgelegt. Für das Ventilatorrad wird die Unwuchtkraft $F_U = 0,5 \cdot F_V$ berücksichtigt. Aus Gründen gut fluchtender Gehäusebohrungen werden in einem Stahlagergehäuse in Form einer Rohrkonstruktion auf der Ventilatorseite als Loslager ein Zylinderrollenlager DIN 5412 der Reihe NU2E, auf der Antriebsseite als Festlager ein in X-Anordnung eingebautes Schrägkugellagerpaar DIN 628 der Reihe 72 B vorgesehen.

- a) Die radialen Lagerkräfte F_{R1}, F_{R2} in kN sind zu berechnen!
 b) Die nominelle Lebensdauer L_{10h1} für Lager 1 und L_{10h2} für Lager 2 sind zu prüfen!



14.17 $F_U = 0,5 \cdot F_V = 1,5 \text{ kN}$ $F_a = 6 \text{ kN}$ $F_W = 0,45 \text{ kN}$

$$F_V = 3 \text{ kN}$$

Free body diagram of the shaft section:

Sum of moments about the left end:

$$M_{\text{sum}} = F_W \cdot 240 + F_a \cdot 240 - 210 \cdot F_W - F_K \cdot 200 - F_U \cdot 620 = 0$$

$$-F_{R2} \cdot 620 = -F_W \cdot 620 + 210 \cdot F_W - F_a \cdot 240 - F_U \cdot 240$$

$$F_{R2} = -F_W \cdot 620 + 210 \cdot F_W + F_a \cdot 240 + F_U \cdot 240 / 620$$

$$F_{R2} = 2,25 \text{ kN}$$

$$F_{R1} = F_{R2} = 2,25 \text{ kN}$$

b) L_{min} für Lager 1

$$F_r = 7,23 \text{ kN} \quad n = 3000 \text{ min}^{-1}$$

P_N Zylinderallager DIN 5412 der Firma MAZI

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \frac{F_a}{F_r} = X = 1$$

$$P = 1 \cdot 7,23 \text{ kN} = 7,23 \text{ kN}$$

$$C = 110 \text{ kN} \quad C_u = 102 \text{ kN}$$

$$127 \text{ kN} \quad C_u = 119 \text{ kN}$$

$$L_{\text{min}} = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \left(\frac{127}{7,23} \right)^{10} = 78273,05 \text{ h}$$

Lager 2

$$F_r = 2,12 \text{ kN} \quad F_a = 6 \text{ kN} \quad n = 3000 \text{ min}^{-1} \quad \underline{\underline{90,015 \text{ h}}}$$

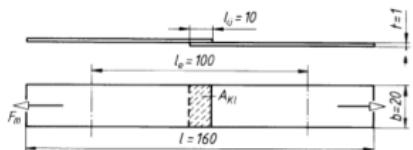
Schrägungslagerreihe DIN 629 720

$$C = 103,64 \text{ kN} - 1,625 = 88,475 \text{ kN} \quad L_{\text{min}} = \frac{10^6}{60 \cdot 3000}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{6 \text{ kN}}{2,12 \text{ kN}} = 2,83 \quad X = 0,35 \quad Y = 0,57 \quad \underline{\underline{= 55000,02 \text{ h}}}$$

$$P = 0,35 \cdot 2,12 \text{ kN} + 0,57 \cdot 6 \text{ kN} \\ = 4,1524 \text{ kN}$$

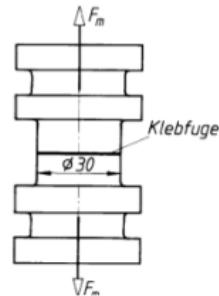
- 5.1 Bei einem Zugversuch am Prüfstab ergab sich eine Bruchlast $F_m = 5200 \text{ N}$. Wie groß ist die Bindefestigkeit τ_{KB} des verwendeten Reaktionsklebstoffes?



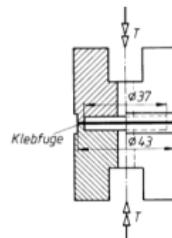
$$\gamma = \frac{F}{A} = \frac{5200 \text{ N}}{10 \cdot 20} = 264 \text{ N/mm}^2$$

- 5.2 Zur Feststellung der Bindezugfestigkeit wurde der Prüfkörper zügig bis zur Bruchlast (Zerreißkraft) $F_m = 36,8 \text{ kN}$ auf Zug beansprucht. Welche Bindezugfestigkeit σ_{KB} der Klebverbindung ergab sich aus diesem Versuch?

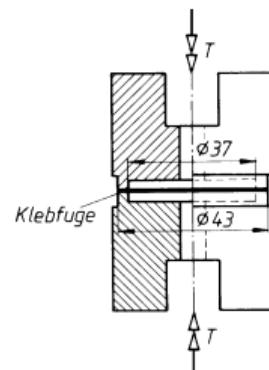
$$G = \frac{F}{A} = \frac{36800 \text{ N}}{\pi \cdot 30^2} = 52,06 \text{ N/mm}^2$$



- 5.3 In einem Laborversuch soll die Verdreh-Bindefestigkeit τ_{KBt} eines für die Produktion vorgesehenen Klebstoffes ermittelt werden. Der zügig auf Verdrehen beanspruchte Prüfkörper zerbrach in der Klebfuge bei einem Drehmoment $T_B = 185 \text{ Nm}$.



- 5.3 In einem Laborversuch soll die Verdreh-Bindefestigkeit τ_{KBt} eines für die Produktion vorgesehenen Klebstoffes ermittelt werden. Der zügig auf Verdrehen beanspruchte Prüfkörper zerbrach in der Klebfuge bei einem Drehmoment $T_B = 185 \text{ Nm}$.



siehe

normalerweise angegeben

$$\tau_{kb} = \frac{E}{A} \quad \tau_{kb} = \frac{T}{W_t}$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

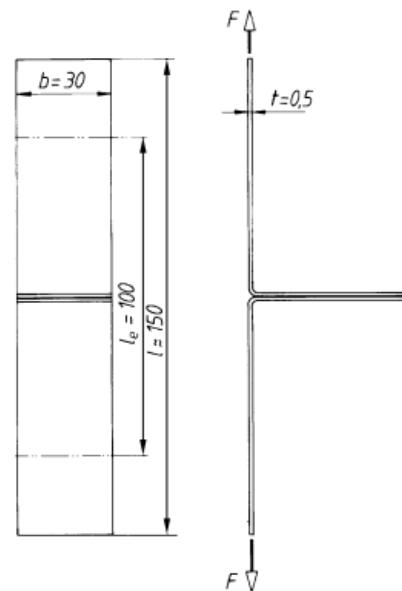
$$= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(43 \text{ mm})^4 - (37 \text{ mm})^4}{43 \text{ mm}}$$

$$= 7053 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{kb} = \frac{T}{W_t} = \frac{185000 \text{ Nmm}}{7053 \text{ mm}^3} = \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- 5.4** Bei einem Schälversuch an dem Prüfkörper war zum Einreißen der Klebverbindung eine Kraft $F_1 = 450 \text{ N}$, zum fortlaufenden Schälen die Kraft $F_2 = 180 \text{ N}$ erforderlich.
- Zu ermitteln sind:

- die absolute Schälfestigkeit σ'_{abs} ,
- die relative Schälfestigkeit σ'_{rel} .



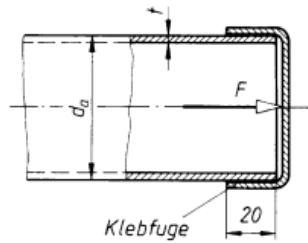
a) absolute Schälfestigkeit G'_{abs} (Schalbeginn)

$$G'_{\text{abs}} = \frac{F_1}{b} = \frac{450 \text{ N}}{30 \text{ mm}} = 15 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

b) relative Schälfestigkeit G'_{rel}
(fortlaufender Schalvorgang)

$$G'_{\text{rel}} = \frac{F_2}{b} = \frac{180 \text{ N}}{30 \text{ mm}} = 6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

- 5.6 Das Ende eines Wasserrohres aus Polyvinylchlorid (PVC) von $d_a = 63 \text{ mm}$ Außendurchmesser und $t = 3 \text{ mm}$ Wanddicke wird mit einer geklebten Kappe verschlossen. Es ist zu prüfen, ob die Klebverbindung bei einem höchsten Wasserdruk $p = 4 \text{ bar}$ sicher hält, wenn die Bindefestigkeit des Klebers bei 20 mm Überlappungslänge $\tau_{KB} = 8 \text{ N/mm}^2$ beträgt.



Gelt. Tafelnumm

5.6.

$d_a = 63 \text{ mm}$ ($\approx 3 \text{ mm}$) $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

$p = 4 \text{ bar}$ $\tau_{KB} = 8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ $p = 4 \text{ bar} = 400.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

$T = \frac{F}{w_p} = \sigma = \frac{F}{A}$

$A = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 63 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}$

$\sigma = \frac{0.400.000 \cdot (\pi \cdot 31.5 \text{ mm}^2)}{\pi \cdot 63 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} = \underline{\underline{0.315 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$

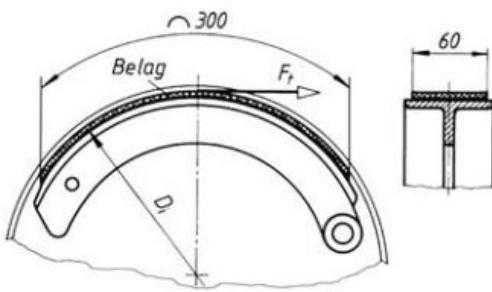
1.) $P = \frac{F}{A}$ 2.) $T = \frac{F}{A_T}$

1.) $F = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2$
 $p = 4 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \frac{\pi}{4} (0,63 \text{ mm})^2$
 $\underline{\underline{p = 1246 \text{ N}}}$

2.) $\tau = \frac{F}{A_T} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{1246 \text{ N}}{\pi \cdot 63 \cdot 20} = \underline{\underline{0.315 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$

$\tau_{\text{zu}} = \tau_{\text{KB}} > \tau_{\text{zu}}$
 $8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 0.315 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ $D = \frac{8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{0.315 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = \underline{\underline{25}}$

- 5.8** Der Bremstrommel-Innendurchmesser eines Lastkraftwagens beträgt $D_i = 280$ mm. Die auf die Bremsbacken aufgeklebten Beläge haben 60 mm Breite und 300 mm Länge. Im ungünstigsten Fall kann damit gerechnet werden, dass ein einziger Belagstreifen durch eingedrungenes Wasser an der Trommel anfriert und das größte Rad-Drehmoment $T \approx 3,5 \cdot 10^6$ Nmm von der Klebverbindung zu übertragen ist. Es ist zu prüfen, ob für die Klebverbindung Bruchgefahr besteht, wenn für den vorgesehenen Kleber die Bindefestigkeit $\tau_{KB} = 15$ N/mm² beträgt.



VORSICHT! Dieselbe aufgabe, andere Werte, aus probeklausur 2

Übungsaufgabe Übungen 7

$$D_i = 265 \text{ mm}$$

$$B = 60 \text{ mm}$$

$$L = 300 \text{ mm}$$

$$T = 4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$$

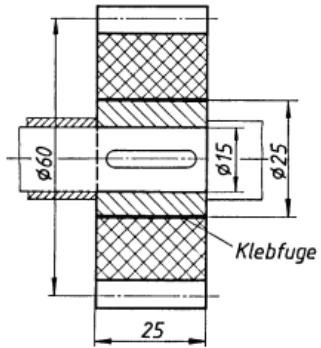
$$A = 60 \text{ mm} \cdot 300 \text{ mm} = 18000 \text{ mm}^2$$

$$T = F \cdot \frac{d}{2} \Leftrightarrow F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{\frac{265 \text{ mm}}{2}} = 34716,38 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{34716,38 \text{ N}}{18000 \text{ mm}^2} = 1,928 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{Einsatz} = 2,41 \text{ N/mm}^2)$$

→ Inhalt mit zwingender Sicherheit!

- 5.9** Ein Schaltritzel mit Modul $m = 3 \text{ mm}$ und einer Zähnezahl $z = 20$ hat die größte Leistung $P = 0,12 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 160 \text{ min}^{-1}$ zu übertragen. Da die Drehrichtung ständig umkehrt und das Ritzel möglichst geräuscharm und elastisch arbeiten soll, ist der Zahnkranz aus Polyamid mit einer Nabe aus Stahl verklebt. Wie groß ist die gegen Dauerbruch vorhandene Sicherheit S der Klebverbindung, wenn nach Angaben des Herstellers für den Klebstoff mit der *statischen* Bindefestigkeit $\tau_{\text{KB}} \approx 12 \text{ N/mm}^2$ die *dynamische* Bindefestigkeit sich ergibt aus $\tau_{\text{KW}} \approx 0,3 \cdot \tau_{\text{KB}}$? Auftretende Stöße sind durch $K_A = 1,5$ zu berücksichtigen.



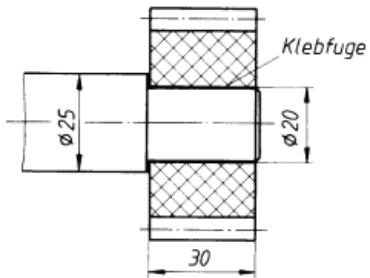
$m = 3 \text{ mm}$ $P = 0,12 \text{ kW}$ $U_{\text{max}} = 20 \cdot 3 \text{ mm}$
 $z = 20$ $n = 160 \text{ min}^{-1}$ $D_{\text{hub}} = 25 \text{ mm}$
 $K_A = 1,5$
 $\tau_{\text{KW}} = 0,3 \cdot 12 \text{ N/mm}^2 = 3,6 \text{ N/mm}^2$

$\tau_{\text{KB}} = F / A$
1) $P = F \cdot V$ $F = P / V$
 $V = \pi \cdot d \cdot n$

$P = F \cdot \pi \cdot d \cdot n$
 $F = P / (\pi \cdot d \cdot n) = 0,12 \cdot 10^3 \text{ W} / (\pi \cdot 0,025 \text{ m} \cdot 160 \text{ min}^{-1}) = 573 \text{ N}$
 $O = F \cdot K_A = 573 \cdot 1,5 = 859 \text{ N}$
 $O = F \cdot K_A = \frac{F \cdot K_A}{\pi \cdot d \cdot n}$
 $O_{\text{max}} = \frac{573 \text{ N} \cdot 1,5}{\pi \cdot 25 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}} = 0,43 \text{ N/mm}^2$
 $S = \frac{13,6 \text{ N/mm}^2}{0,43 \text{ N/mm}^2} = 31.4$
 $\tau_{\text{KW}} > \tau_{\text{KB}}$ $13,6 \text{ N/mm}^2 > 0,43 \text{ N/mm}^2$ $S = 837$

- 5.10** Für die Klebverbindung eines Zahnrades aus Polyamid mit einem Wellenzapfen aus Stahl ist ein Kaltkleber verwendet, der bei diesen Werkstoffen eine statische Bindefestigkeit $\tau_{KB} \approx 15 \text{ N/mm}^2$ hat.

Welche Leistung in kW kann von der Verbindung bei einer Drehzahl $n = 125 \text{ min}^{-1}$ übertragen werden, wenn eine 2-fache Sicherheit gegenüber der dynamischen Bindefestigkeit τ_{KSch} verlangt wird und ungünstige Betriebsverhältnisse durch den Betriebsfaktor $K_A \approx 1,5$ zu berücksichtigen sind?



Ülbeberechnung

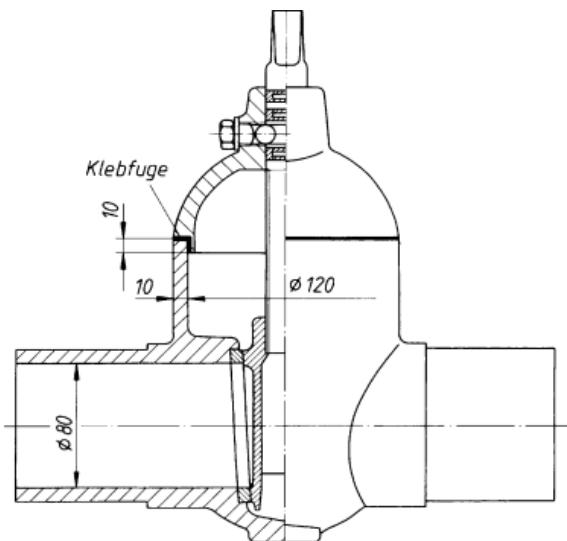
5.10

geg: $\tau_{KB} = 15 \text{ N/mm}^2$ ges $P = ?$
 $n = 125 \text{ min}^{-1}$

Sicherheit: 2-fach
 $K_A = 1,5$

- 1.) $\tau_{KSch} = 0,8 \cdot \tau_{KB} = 0,8 \cdot 15 \text{ N/mm}^2 = 12 \text{ N/mm}^2$
- 2.) $A = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 20 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} = 1884,36 \text{ mm}^2$
- 3.) Sicherheit und Stoße berücksichtigen
 $\tau_{KSch} = \frac{12 \text{ N/mm}^2}{1,5 \cdot 2} = 4 \text{ N/mm}^2$
- 4.) $\tau = \frac{F}{A} \Rightarrow F = \tau \cdot A = 4 \text{ N/mm}^2 \cdot 1884,36 \text{ mm}^2 = 7533,84 \text{ N}$
- 5.) ~~$P = 2\pi \cdot n \cdot F$~~
 ~~$\leq 2\pi \cdot 125 \cdot 1884,36 \text{ N}$~~
 $P = F \cdot \pi \cdot d \cdot n$
 $= 7533,84 \text{ N} \cdot \pi \cdot 20 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \frac{125}{60 \text{ s}} = 987 \text{ W} \approx 1 \text{ kW}$

- 5.11** Bei dem in Klebkonstruktion ausgeführten Absperrschieber mit 80 mm Nennweite für einen überwiegend statischen Betriebsdruck $p = 10$ bar ist die Klebverbindung zwischen Gehäuse und Gehäusedeckel zu prüfen. Der Prüfdruck beträgt $p_{Pr} = 16$ bar. Die Bindefestigkeit des Klebers ist für die zu erwartenden höheren Betriebstemperaturen mit $\tau_{KB} \approx 10 \text{ N/mm}^2$ angegeben. Wie groß ist die Sicherheit S bzw. S_{Pr} gegen Bruch?



5.11

$$D_a = 80 \text{ mm} \quad \varnothing 120 \text{ mm} \quad C = 60 \text{ mm} = 0,06 \text{ m}$$

$$p_B = 10 \text{ bar} = 10 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$p_{Pr} = 16 \text{ bar} = 16 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_{KB} = 10 \text{ N/mm}^2$$

$$\begin{aligned} T &= \frac{F}{A} \\ P &= \frac{F}{A} \end{aligned}$$

① Jeweils nach Kraft bestimmen.

② Klebefläche bestimmen

③ Jeweils Festigkeiten bestimmen

④ Sicherheit ausrechnen

$$\textcircled{1} \quad p = \frac{F}{A} \Leftrightarrow F = p \cdot A$$

$$A_{Ring} = \pi \cdot R^2 = 0,01131 \text{ m}^2$$

$$F_1 = 10 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,01131 \text{ m}^2 = 11303,73 \text{ N}$$

$$F_2 = 16 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,01131 \text{ m}^2 = 18,096 \text{ kN}$$

$$\textcircled{2} \quad \text{Kreisringfläche} = A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

$$D = 110 \text{ mm} \quad d = 120 \text{ mm}$$

$$\text{Fläche oben: } A_1 = \frac{\pi}{4} (0,11^2 - 0,12^2)$$

$$A = 4,084 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Fläche unten: Zwei drittel Metallfläche $\boxed{M = \frac{\pi}{4} \cdot h \cdot 2}$

$$M = \frac{\pi}{4} \cdot 0,006 \cdot 0,01 \text{ m}$$

$$M = \frac{0,11 \cdot \pi}{120} \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

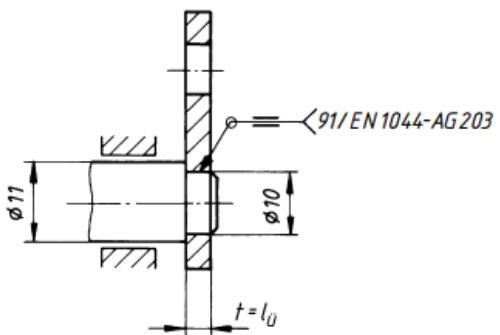
$$A_{\text{ges}} = M_{\text{ges}} + A_{\text{metall}} = 1,303 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 + 4,084 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \\ = \underline{\underline{5,387 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}} \quad \underline{\underline{7,854 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}} \quad \underline{\underline{7,854}}$$

$$\textcircled{3} \quad r_1 = \frac{M_{\text{ges}} / 73 \text{ N}}{5,387 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = \frac{183407,136 \text{ N/m}^2}{5,387 \cdot 10^{-3}} = \boxed{34,82 \text{ N/mm}^2} \quad \boxed{1,44 \text{ MPa}}$$

$$\boxed{r_2 = 34,03 \text{ N/mm}^2} \quad \boxed{2,304 \text{ N/mm}^2} \quad \checkmark$$

$$\textcircled{4} \quad \text{geg: } \tau = 10 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Berech: } S_1 = \frac{10 \text{ N/mm}^2}{1,44 \text{ MPa}} = \underline{\underline{0,07 \text{ m}}} \\ \text{Berech: } S_2 = \underline{\underline{4,34}} \quad \checkmark$$

- 5.17** Ein Schalthebel soll nach Skizze auf den Zapfen einer Schaltwelle hart aufgelötet werden. Für die Bauteile ist der Werkstoff S235JR vorgesehen. Bei einer stoßhaft und wechselnd auftretenden Schaltkraft ($K_A = 1,5$) ist von der Lötverbindung ein Drehmoment $T_{\text{nenn}} = 8 \text{ Nm}$ zu übertragen. Der Lötzapfen wird dauerfest mit $\emptyset 10 \text{ mm}$ ausgeführt. Mit welcher Dicke t (= Überlappungslänge l_0) muss der Schalthebel mindestens ausgeführt werden, wenn für die Lötverbindung eine fünffache Sicherheit gefordert wird?



5.17

$$G_{\text{zul}} = 205 \text{ N/mm}^2 \quad \text{5-fache Sicherheit}$$

$$K_A = 1,5$$

$$T = 8 \text{ Nm} = 8 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$G = \frac{F}{A} \quad T = \frac{d}{2} \cdot F$$

$$\Leftrightarrow F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{10 \text{ mm}}$$

$$F = 1600 \text{ N}$$

$$A = \frac{F \cdot s \cdot K_A}{G} = \frac{1600 \text{ N} \cdot 1,5 \cdot 5}{20 \text{ N/mm}^2}$$

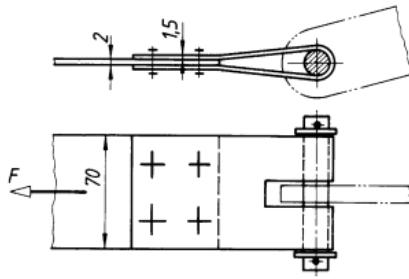
$$A = 58,54 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \cdot d \cdot e \Leftrightarrow e = \frac{A}{\pi \cdot d} \quad e = \frac{58,54 \text{ mm}^2}{\pi \cdot 10 \text{ mm}} = 1,86 \text{ mm}$$

- 7.11** Für einen Bremsbandanschluss soll die 1,5 mm dicke Schlaufe mit dem 2 mm dicken und 70 mm breiten Bremsband durch Halbrundniete nach DIN 660 dauerfest verbunden werden. Die Bänder sind aus S235. Die ständig mit der Höchstlast auftretende Bandzugkraft beträgt unter Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse $F_{\max} = 6 \text{ kN}$. Mit Rücksicht auf die Bedeutung des Bremsbandes für die Betriebssicherheit der Bandbremse wird eine dreifache Sicherheit gegen Dauerbruch gefordert.

Der Nietanschluss ist für eine regelmäßige Benutzung bei unterbrochenem Betrieb zu bemessen und im Maßstab 1:2 zu entwerfen.

Hinweis: Die Anzahl der eingezeichneten Niete braucht nicht mit der berechneten übereinzustimmen.



Vorauswahl Nietdurchmesser

$$\begin{aligned}\text{Formelsammlung} \quad d_1 &= \sqrt{50 \cdot t_{\min}} - 2 \text{ (mm)} \\ &= \sqrt{50 \cdot 1.5} - 2 \text{ (mm)} \\ &= 6.66 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\text{DIN 660} \rightarrow d_1 = 6 \text{ mm} \\ d_2 (= d_0) = 6.3 \text{ mm (Lochdurchmesser)}$$

Abscherung

$$\tau_a = \frac{F}{A_b \cdot n \cdot m}$$

Anzahl
Nieten Anzahl
Schrauben



$$\frac{F}{\frac{\pi}{4} d_b^2 \cdot n \cdot m} \leq \tau_{\text{zul}} \Leftrightarrow h \geq \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_b^2 \cdot m \cdot \tau_{\text{zul}}}$$

Zulässige Spannungen

TB. 7.6 „Bänder aus S235“
 „ständig mit Höchstlast“
 „regelmäßige Belastung bei unterbrochenem Betrieb“
 $\rightarrow G_{zul} = 100 \frac{N}{mm^2}$

$$G_{sch\ zul} = 100 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,6 \cdot \frac{4}{3} = 75 \frac{N}{mm^2}$$

S. TB7.6

„Dreifache Sicherheit“
 gegen Dauerdruck

TB7.6

Formelsammlung

Mehr schichtige Verbindungen $T_{zul} = 0,9 \cdot G_{zul} = 0,9 \cdot 75 \frac{N}{mm^2} = 67,5 \frac{N}{mm^2}$

 $G_{zul} = 2,0 \cdot G_{zul} = 2,0 \cdot 75 \frac{N}{mm^2} = 150 \frac{N}{mm^2}$

$$n = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_0^2 \cdot m \cdot T_{zul}} = \frac{6000 N}{\frac{\pi}{4} (6,3 mm)^2 \cdot 2 \cdot 67,5 \frac{N}{mm^2}} = 1,6$$

mind. 2 Meten notwendig
wegen Abstand

Lochleibung

$$G_e = \frac{F}{d_0 \cdot t_{min}} \leq G_{zul}$$

Projektionsfläche Niet (Lochleibung)

Bremstdruck (F , 2mm) (für Lochleibung am Wirkstellen)

$$n = \frac{F}{d_0 \cdot t_{min} \cdot G_{zul}} = \frac{6000 N}{6,3 mm \cdot 2 mm \cdot 150 \frac{N}{mm^2}} = 3,17$$

mind. 4 Meten
notwendig auf Lochleibung

Länge der Meten

Klemmlänge $s_{max} = 1,6 mm + 2 mm + 1,5 mm = 5 mm$

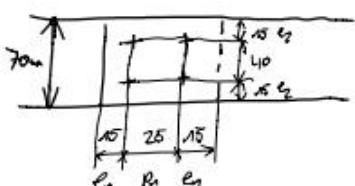
DIN 680 Tabelle 5 $\rightarrow l = 14 mm \rightarrow 4x$ Halbrundniet DIN 660-
6x14 St

Rand und Lochabstände

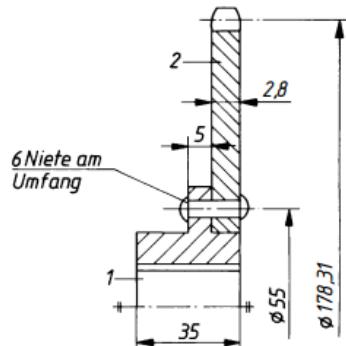
TB 7.2 $e_{1, min} = 1,2 \cdot d_0 = 1,2 \cdot 6,3 mm = 7,56 mm$

$e_{2, min} = 1,2 \cdot d_0 = 7,56 mm$

$p_{1, min} = 2,2 \cdot d_0 = 13,86 mm$



- 7.13** Eine Kettenradscheibe (2) aus E295 mit 70 Zähnen, passend für eine Rollenkette mit 8 mm Teilung, soll durch 6 am Umfang angeordnete Niete DIN 660-6x16-St mit einer Anbaunabe (1) aus S235 verbunden werden. Das Kettenrad hat bei gleich bleibender Drehrichtung eine Leistung $P = 0,25 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 18 \text{ min}^{-1}$ zu übertragen. Im Betrieb muss mit einer mittleren Häufigkeit der Höchstlast und starken Stößen, entsprechend $K_A = 1,8$, gerechnet werden. Die Nietverbindung ist für eine regelmäßige Benutzung im Dauerbetrieb festigkeitsmäßig nachzuprüfen.



A7.13

geg: $P = 0,25 \cdot 10^3 \text{ W}$ Niet: DIN 660-6x16-St

$n = 18 \text{ min}^{-1}$

Anzahl: 6 Niete

$K_A = 1,8$

- Mittlere Häufigkeit der Höchstlast

$d_n = 6 \text{ mm}$

- Regelmäßige Belastung im

WS = S235

Dauerbetrieb

1) $P = F \cdot V$ }
 $V = \pi \cdot d \cdot n$ } $P = F \cdot \pi \cdot d \cdot n \Leftrightarrow F = \frac{P}{\pi \cdot d \cdot n}$

$$F = \frac{0,25 \cdot 10^3 \text{ W}}{\pi \cdot 55 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \frac{18}{60 \text{ s}}} = \underline{\underline{4822,88 \text{ N}}}$$

$$4822,88 \text{ N} \cdot 1,8 = \underline{\underline{8681,18 \text{ N}}}$$

2) Lochleibung

$$\sigma_{\text{loch}} = \frac{F}{d \cdot \pi \cdot n} = \frac{8681,18 \text{ N}}{62 \cdot 2,8 \text{ mm} \cdot 6} = \underline{\underline{82,02 \text{ N/mm}^2}}$$

$\rightarrow d_0 \text{ sein}$
 $\rightarrow d_0 \text{ nach DIN 660} \rightarrow (d_0 = 6,3 \text{ mm})$

3) Absicherung

$$\sigma_{\text{bol}} = \frac{F}{A \cdot n} = \frac{46,41 \text{ N}}{1 \text{ mm} \cdot 6} = \underline{\underline{7,74 \text{ N/mm}^2}}$$

Von Dimitri Lerman an alle
ok

$$4) \quad G_{\omega_{\text{ul}}} = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$G_{\text{schw}} = 100 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,6 = 167 \text{ N/mm}^2$$

$$\tilde{\sigma}_{\text{zul}} = 0,6 \cdot 167 \text{ N/mm}^2 = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$G_{\text{zul}} = 1,5 \cdot 167 \text{ N/mm}^2 = 250,5 \text{ N/mm}^2$$

Ergebnis!

5) Prüfung:

$$\tilde{\sigma}_{\text{zul}} = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\tilde{\sigma}_{\text{vor}} = 54,41 \text{ N/mm}^2$$

$$\tilde{\sigma}_{\text{vor}} < \tilde{\sigma}_{\text{zul}}$$

↳ Also Hält!

$$G_{\text{zul}} = 250,5 \text{ N/mm}^2$$

$$G_{\text{vor}} = 82,02 \text{ N/mm}^2$$

$$G_{\text{vor}} < G_{\text{zul}}$$

↳ Also Hält!

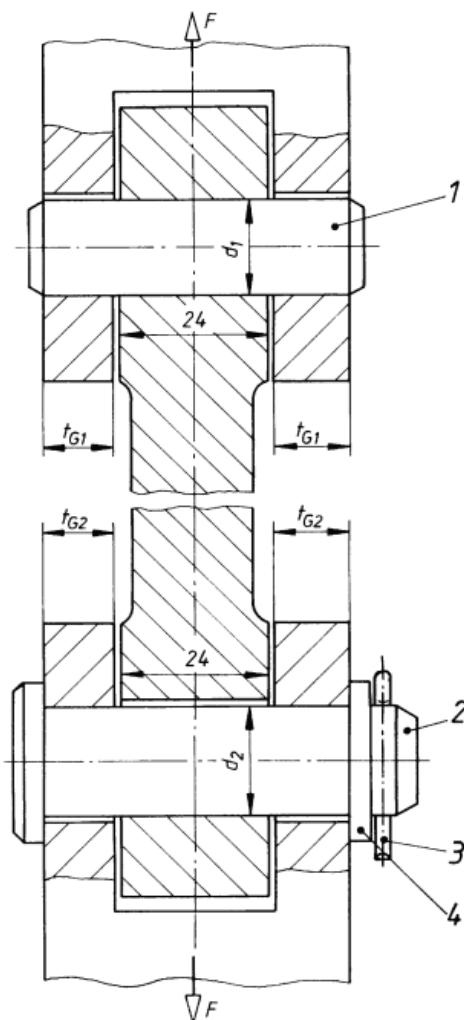
9.2

•••

Eine Zugstange aus S235JR, mit der Stangenkopfdicke 24 mm, hat eine mit mittleren Stößen schwelend auftretende Kraft $F = 16 \text{ kN}$ zu übertragen. Die Stange soll mit der oberen Gabel durch einen Bolzen DIN EN 22340 (1) und mit der unteren Gabel durch einen Bolzen DIN EN 22341 (2) verbunden werden. Der Bolzen (1) sitzt in der Stange mit einer engen Übergangspassung und in der Gabel mit reichlichem Spiel, der Bolzen (2) sitzt in Gabel und Stange mit reichlichem Spiel. Das seitliche Spiel ist $\leq 0,5 \text{ mm}$.

Zu bestimmen sind:

- die Bolzendurchmesser d und die Gabeldicken t_G bei nicht gleitenden Flächen, wenn die Gabeln aus EN-GJS-400-18 bestehen,
- geeignete Passungen für die Bolzensitze (1) und (2) im System Einheitswelle,
- die Normbezeichnung der Verbindungs-elemente (1) bis (4).



9.2 Lösungen werden besprochen

Hinweise: $W_b = \frac{\pi}{32} d^3$
 (in der Klausur)
 angegeben

$$k_A = 1,3$$

$$R_m S 235 = 360 \frac{N}{mm^2} \left(\begin{array}{l} \text{für Berechnung} \\ \text{Flächenpressung} \end{array} \right)$$

- 9.3 • Zur Übertragung einer mit mittleren Stößen ($K_A = 1,4$) wechselnd wirkenden Kraft $F = 11,2 \text{ kN}$ ist ein ruhendes Bolzengelenk zu entwerfen. Vorgesehen ist ein mit merklichem Spiel sitzender genormter Bolzen mit Kopf, der durch einen Sicherungsring axial gesichert werden soll. Für Gabel und Stange ist der Werkstoff S235JR vorgesehen. Zu bestimmen sind:
- die Hauptabmessungen (d , t_s , t_G und D) des Gelenkes,
 - eine geeignete Spielpassung zwischen Bolzen und Stangen- bzw. Gabelbohrung im System Einheitsbohrung.
 - die Normbezeichnung des Bolzens und des Sicherungsringes.

a) Formelsammlung: $d = k_1 \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{\text{nom}}}{G_b \text{ zul}}} \rightarrow$

$k_1 = 1,6$, da Einbaufall 1 und keine Gleitbewegung
(ruhendes Bolzengelenk)

$G_b \text{ zul} = 0,15 \cdot 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, da wechselnde Belastung

$$\rightarrow = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,4 \cdot 11200 \text{ N}}{60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 25,87 \text{ mm} \rightarrow 27 \text{ mm}$$

$t_s = 1,0 \cdot d = 1,0 \cdot 27 \text{ mm} \approx 27 \text{ mm} \rightarrow 25 \text{ mm} \text{ gewählt}$

$t_G = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 27 \text{ mm} = 13,5 \text{ mm} \rightarrow 12,5 \text{ mm}$

$D = (2,5 \dots 3) \cdot d$ für Stahl (S235) kleiner Wert wg.
 $\approx 2,5 \cdot 27 \text{ mm}$ Spieelpassung

$\approx 67,5 \text{ mm}$

$\approx 70 \text{ mm}$

Brüggespannung

Einbaufall 1: $M_{B\max} = \frac{F(t_s + 2 \cdot t_G)}{8}$

$$= \frac{11200 \text{ N} \cdot (25 \text{ mm} + 2 \cdot 12,5 \text{ mm})}{8}$$

$$= 70.000 \text{ Nmm}$$

$G_b = \frac{k_1 \cdot M_b}{I_{\text{el}}} = \frac{1,4 \cdot 70.000 \text{ Nmm}}{I_{\text{el}}}$

$$W_b = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{32} (27\text{mm})^3 = 1932,37\text{mm}^3 = 1932\text{mm}^3$$

Abscheren

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{U_t \cdot F_{\text{norm}}}{A_{\text{S},2}} \leq \tau_{\text{zul}}$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} (27\text{mm})^2 = 573\text{mm}^2$$

$$\tau_{\text{zul}} = 0,1 \cdot R_m = 0,1 \cdot 400 \frac{N}{mm^2} = 40 \frac{N}{mm^2}, \text{ da weibliche Bezeichnung}$$

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,4 \cdot 11200N}{573\text{mm}^2 \cdot 2} = 18 \frac{N}{mm^2} < \tau_{\text{zul}} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

Cohäsion

$$P = \frac{U_t \cdot F_{\text{norm}}}{A_{\text{proj}}} = \frac{1,4 \cdot 11200N}{675\text{mm}^2} = 23,23 \frac{N}{mm^2} - 27 \frac{N}{mm^2}$$

$\hookrightarrow P_{\text{zul}} = 30 \frac{N}{mm^2}$

$$A_{\text{proj}} = d \cdot 2 \cdot t_g = 27\text{mm} \cdot 2 \cdot 12,5\text{mm} = 675\text{mm}^2$$

$$P_{\text{zul}} = 0,25 \cdot R_m = 0,25 \cdot 360 \frac{N}{mm^2} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_m S235 = 360 \frac{N}{mm^2}$$

b) TB 2-9

Einheitsbohrung „merklich Spiel“ \rightarrow H8/f8

Lehrbuch: Bohren häufig L11

S.305 \rightarrow Empfehlung: u.a. f8

\rightarrow H8/f8

c) Bohren ISO 2341-A -27f8 x 60-S8, mit

Ringnut: Nutbreite 13mm, Nuttiefe $t=0,7\text{mm}$

\nearrow Sicherungsring 27x1,2 (in DIN471 nicht aufgeführt)

nicht satt ausfüllbar