

ME 4

fischal

Version: June 9, 2025

Schweißen

- Allg. Schweisstol.: **RM TB 6-3**
- Kerbfalllinie: **RM TB 6-11**
- Dauerfestigkeitsschaubilder (MKJ): **RM TB 6-12**
- Festigkeitsberechnung: **RM TB 6-3**

| Schweißen, Schneiden, Löten (Auszug) | | | vgl. DIN EN ISO 4063 (2011-03) | | |
|--------------------------------------|--|-----------------|---|-----------------|------------------------------|
| N ¹⁾ | Verfahren, Prozess | N ²⁾ | Verfahren, Prozess | N ³⁾ | Verfahren, Prozess |
| 1 | Lichtbogenschweißen | 2 | Widerstandsschweißen | 7 | Andere Schweißverfahren |
| 111 | Lichtbogenhandschweißen | 21 | Widerstands-Punktschweißen | 73 | Elektrogasschweißen |
| 114 | Schwerkraft-Lichtbogenschw. | 22 | Rollnahtschweißen | 74 | Induktionsschweißen |
| 11 | Metall-Lichtbogenschweißen ohne Gasschutz | 225 | Foliensumpfnahschweißen | 742 | Induktives Rollnahtschweißen |
| | | 23 | Buckelschweißen | 78 | Bolzenschweißen |
| 12 | Unterpulverschweißen | 3 | Gasschmelzschweißen | 8 | Schneiden |
| 13 | Metall-Schutzgasschweißen | | | | |
| 131 | Metall-Inertgasschweißen (MIG) mit Massivdrahtelektrode | 311 | Gasschweißen mit Sauerstoff-Acetylen-Flamme | 81 | Autogenes Brennschneiden |
| | | | | 82 | Lichtbogenschneiden |
| 132 | Metall-Inertgasschweißen mit schweißpulvergefüllter Drahtelektrode | 312 | Gasschweißen mit Sauerstoff-Propan-Flamme | 83 | Plasmaschneiden |
| | | 4 | Pressschweißen | 9 | Hartlöten, Weichlöten |
| 138 | Metall-Aktivgasschw. (MAG) mit Massivdrahtelektrode | 41 | Ultraschallschweißen | 912 | Flammhartlöten |
| | | 42 | Reibschweißen | 916 | Induktionshartlöten |
| 138 | MAG-Schweißen mit schweißpulvergefüllter Drahtelektrode | 46 | Diffusionsschweißen | 921 | Ofenhartlöten |
| | | 47 | Gasspressschweißen | 926 | Tauchbadhartlöten |
| 14 | Wolfram-Schutzgasschweißen | 5 | Strahlweißen | 942 | Flammweichlöten |
| 141 | Wolfram-Inertgasschweißen mit Massivdrahtzusatz | 51 | Elektronenstrahlschweißen | 943 | Kolbenweichlöten |
| | | 52 | Laserstrahlschweißen | 946 | Induktionsweichlöten |
| 15 | Plasmaschweißen | 512 | Elektronenstrahlschweißen in Atmosphäre | 947 | Ultraschallweichlöten |
| 151 | Plasma-Inertgasschweißen | 512 | | 953 | Ofenweichlöten |

Minimale Schweissnahtdicke für Kehlnähte:

$$3 \text{ mm} \leq a \leq 0,7 t_{\min}$$

$$a \geq \sqrt{t_{\max}} - 0,5 \text{ mm}$$

a = Kehlnahtdicke

t_{min}, t_{max} = kl./gr. Bauteildicke

Statische Auslegung

Wirksame Kehlnahtlänge (Maschinenbau):

$$l_{\text{eff}} = L - 2a$$

Berücksichtigung Festigkeit wenn (Stahlbau):

$$l_{\text{eff}} = 6a, \text{ mindestens } 30 \text{ mm}$$

T-Stoss mit 2 Kehlnähten (Ecken umschweisst)

| | | | | | |
|---|--|--|---|--------------------|--|
| 1 | | | $A_w = 2 \cdot a \cdot h$ $I_x = \frac{1}{6} \cdot a \cdot h^3$ $I_y = \frac{1}{2} \cdot a \cdot h \cdot b^2$ $W_x = \frac{1}{3} \cdot a \cdot h^2$ $W_y = a \cdot h \cdot b$ | Zug/Druck | $\sigma_{\perp} = \frac{F_z}{2 \cdot a \cdot h}$ |
| 2 | | | | Biegung | $\sigma_{\perp} = \frac{M_x}{\frac{1}{6} \cdot a \cdot h^3} \cdot y$ |
| 3 | | | | | $\sigma_{\perp} = \frac{M_y}{\frac{1}{2} \cdot a \cdot h \cdot b^2} \cdot x$ |
| 4 | | | $A_w = 2 \cdot a \cdot h$ | Schub (Mittelwert) | $\tau_{\parallel} = \frac{F_y}{2 \cdot a \cdot h}$ |
| 5 | | | | | $\tau_{\perp} = \frac{F_x}{2 \cdot a \cdot h}$ |

| | | | | |
|----|--|----------------------------------|------------------------|--|
| 18 | | Schub in der Stirnkehlnaht (1) | infolge F _x | $\tau_{\parallel} = \frac{F_x}{2 \cdot a \cdot b}$ |
| 19 | | | infolge Drehmoment | $\tau_{\parallel} = \frac{F_x \cdot (l_1 + 0,5 \cdot l_2)}{2 \cdot a \cdot b \cdot l_2}$ |
| 20 | | Schub in der Flankenkehlnaht (2) | infolge F _y | $\tau_{\parallel} = \frac{F_y}{2 \cdot a \cdot l_2}$ |
| 21 | | | infolge Drehmoment | $\tau_{\parallel} = \frac{F_x \cdot (l_1 + 0,5 \cdot l_2)}{2 \cdot a \cdot b \cdot l_2}$ |

Zulässige Spannung des Materials (Auch für Dynamischer Auslegung)

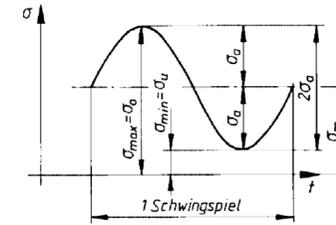
Ka Faktor nur auf Amplitudenkraft anwenden!

$$F_{\min} = F_m - F_a \cdot K_A$$

$$F_{\max} = F_m + F_a \cdot K_A$$

$$\kappa = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}$$

- $\kappa = -1$: reine Wechselfestigkeit
- $-1 < \kappa < 0$: Wechselbereich
- $\kappa = 0$: reine Schwellfestigkeit
- $0 < \kappa < 1$: Schwellbereich
- $\kappa = +1$: statische Festigkeit



Roloff Matek, TB 6-12 mit vorgegebener Kerbfalllinie → zulässige σ_{wv}

Dickenbeiwert

Berechnung wenn Bauteil t > 10mm

$$b = \left(\frac{10}{t_{\max}} \right)^{0.1}$$

$$\sigma_{w, \text{zul}} = b \cdot \sigma_{\text{zul}, wv}$$

$$\tau_{w, \text{zul}} = b \cdot \tau_{\text{zul}, wv}$$

Interaktionsbeziehung

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{zul}}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{\text{zul}}} \right)^2 \leq 1$$

Normalspannungshypothese für Schweissnaht

$$\sigma_{wv} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{\perp} + \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 4 \cdot \tau_{\parallel}^2} \right) \leq \sigma_{w, \text{zul}}$$

Gestaltänderungshypothese für Bauteil

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Falls Berechnung zu Werten aus der Toleranz führen: Reverse Engineering: Änderung des Werkstoffs = Änderung der zulässigen Spannungen.

Dynamische Auslegung

Vorgehen:

1. Kräfte bestimmen
2. Spannungen bestimmen
3. Zulässige Spannungen aus **TB 3-1 a** mit Smithdiagramm ablesen
4. Zulässige Spannungen der Schweissnaht mittels Kerbfalllinie und Dickenbeiwert bestimmen
5. Kontrolle ob $\sigma_w < \sigma_{w, \text{zul}}$

Biegesteifer Anschluss (Rohr, Zapfen)

| | | | | | |
|----|--|--|--|-----------|---|
| 12 | | | $A_w = a \cdot \pi \cdot d$ $I_w = a \cdot \pi \cdot r^3$ $W_w = a \cdot \pi \cdot r^2$ $W_{wt} = 2 \cdot A_m \cdot a = 2 \cdot a \cdot \pi \cdot r^2$ $A_s = a \cdot \pi \cdot r$ | Zug/Druck | $\sigma_{\perp} = \frac{F_z}{a \cdot \pi \cdot d}$ |
| 13 | | | | Biegung | $\sigma_{\perp} = \frac{M}{a \cdot \pi \cdot r^2}$ |
| 14 | | | | Schub | $\tau_m = \frac{F_y}{a \cdot \pi \cdot d}$ |
| 15 | | | | | $\tau_{\parallel ki} = \frac{F_y}{a \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{x_1}{r}$ |
| 16 | | | | | $\tau_{\parallel k2} = \tau_{\max} = \frac{2 \cdot F_y}{a \cdot \pi \cdot d}$ |
| 17 | | | | Torsion | $\tau_{\parallel t} = \frac{T}{2 \cdot a \cdot \pi \cdot r^2}$ |

Überlappter Anschluss mit Moment in Blechebene

Schweisbarkeit

Allgemein: Schweisbar wenn $\leq 0,22\% C$

Für **niedrig legierte Stähle** gilt:

Bei **niedrig legierten Stählen** kann zur Beurteilung der Härtungsneigung das Kohlenstoffäquivalent herangezogen werden:

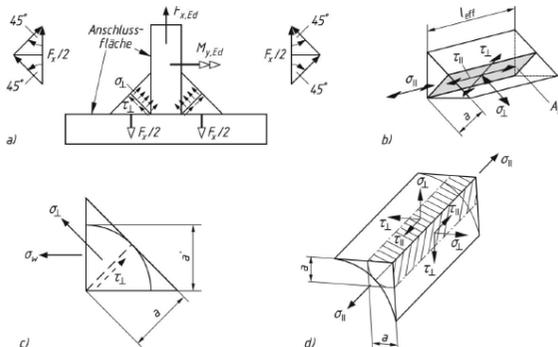
$$CEV (\%) = \% C + \frac{\% Mn}{6} + \frac{\% Cu + \% Ni}{15} + \frac{\% Cr + \% Mo + \% V}{5}$$

Für die Schweißbedingungen gilt dann:

- CEV bis 0,45 % Gute Schweißneigung, Vorwärmen erst bei Bauteildicken über 30 mm
 - CEV = 0,45 % bis 0,6 % Bedingte Schweißneigung, Vorwärmen auf 100 bis 200 °C
 - CEV über 0,6 % Nicht gewährleistete Schweißneigung, Vorwärmen auf 200 bis 350 °C
- (Höhere Vorwärmtemperaturen für große Bauteildicken)

Schweissnahtberechnung

- Berechnung mit schwächerem Bauteil
- Maßgebende Nennspannungen: σ_{\perp} und τ_{\parallel}
- Kehlnahtverbindungen: 60° - 120° Flankenöffnungswinkel



Linearführungen

Vorgehen:

1. Kräfte bestimmen
2. Äquivalente Belastungen bestimmen
3. Lebensdauer bestimmen
4. Sicherheit bestimmen

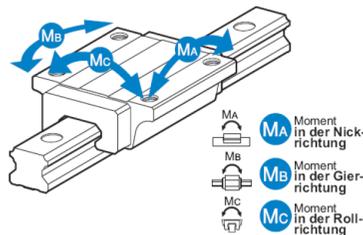
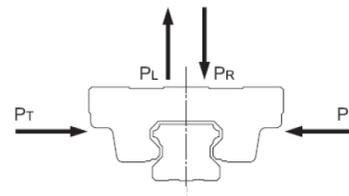
Kontrolle ob Stick-Slip Effekt auftritt, Kontrolle der Länge zwischen den Gleitführungen.

- \wedge = keilförmige Führungsbahn (mit Spiel)
- \circ = ebene oder zylindrische Führungsbahn (mit Spiel)

| | A | B | Bedingung |
|----------------------|----------|----------|---|
| Fall I (Bild 3.272) | \wedge | \wedge | $\frac{l}{y} > 2\mu$ |
| | \wedge | \circ | $\frac{l}{y} > \left(1 + \frac{1}{\sin \beta}\right) \mu$ |
| | \circ | \wedge | $\frac{l}{y} > \left(1 + \frac{1}{\sin \beta}\right) \mu$ |
| | \circ | \circ | $\frac{l}{y} > \frac{2\mu}{\sin \beta}$ |
| Fall II (Bild 3.273) | \wedge | \wedge | $\frac{l}{x} > \frac{2\mu}{\cot \alpha - \mu}$ |
| | \wedge | \circ | $\frac{l}{x} > \frac{\left(1 + \frac{1}{\sin \beta}\right) \mu}{\cot \alpha - \mu}$ |
| | \circ | \wedge | $\frac{l}{x} > \frac{\left(1 + \frac{1}{\sin \beta}\right) \mu}{\cot \alpha - \mu}$ |
| | \circ | \circ | $\frac{l}{x} > \frac{2\mu}{\cot \alpha \sin \beta - \mu}$ |
| | \circ | \circ | $\frac{l}{x} > \frac{2\mu}{\cot \alpha \sin \beta - \mu}$ |

Bestlastungsrichtungen

P_R = Radiale Belastung
 P_L = Gegenradiale Belastung
 P_T = Tangentiale Belastung



P bei veränderlicher dynamischer Belastung nach THK

$$P_{R,L,T,m} = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \times \sum_{n=1}^n (P_n^3 \times L_n)}$$

- P_m : Mittlere Belastung in N
- P_n : Wirkende Belastung in N
- L : Gesamtverfahrweg in mm
- L_n : Verfahrweg unter P_n in mm
- i : Wälzkörperabhängige Konstante ($i = 3$ bei Kugeln, $i = 10/3$ bei Rollen)

Nominelle Lebensdauer in km nach THK

Linearsysteme mit Kugeln

Linearsysteme mit Rollen

$$L = \left(\frac{f_H \times f_T \times f_C}{f_W} \times \frac{C}{P} \right)^3 \times 50 \quad L = \left(\frac{f_H \times f_T \times f_C}{f_W} \times \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \times 100$$

- L : Nominelle Lebensdauer in km
- C : Dynamische Tragzahl in N (**C Tragzahlkorrektur THK S.61**)
- P : Aufgebrachte, bzw. berechnete Belastung in N

Statische Sicherheit

$$f_s \leq f_H \times f_T \times f_C \times \frac{C_0}{P_{E,R,L,T}}$$

$$f_s \leq f_H \times f_T \times f_C \times \frac{C_{0,OL}}{P_E}, \dots, \times \frac{C_{0,R}}{P_R} \times \frac{C_{0,T}}{P_T} \times \frac{C_{0,L}}{P_L}$$

- f_s : Statischer Sicherheitsfaktor
- f_H : Härtefaktor
- f_T : Temperaturfaktor
- f_C : Kontaktfaktor
- C_0 : Statische Tragzahl in N
- P_E : Berechnete äquivalente Belastung in N
- P_R : Radiale Belastung in N
- P_L : Gegenradiale Belastung in N
- P_T : Tangentiale Belastung in N

Nominelle Lebensdauer in h nach THK

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{2 \times I_s \times n_1 \times 60}$$

- L_h : Nominelle Lebensdauer in h
- L : Nominelle Lebensdauer in km
- I_s : Hublänge in mm
- n_1 : Zyklenzahl, Hubfrequenz (Doppelhübe) in min^{-1}

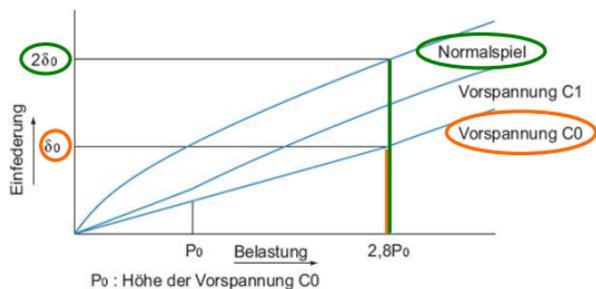
$$\text{Zyklenzahl} = \frac{\text{(Einzel-) Hübe}}{2}$$

Faktoren: THK Seite 1-69

Vorspannung

$$K = \frac{P}{\delta}$$

- K : Steifigkeitswert in $N/\mu\text{m}$
- P : Belastung in N
- δ : Einfederung in μm



Äquivalente Lagerbelastung P_E

$$P_E = X \times P_R \text{ (resp. } P_L) + Y \times P_T$$

- P_E : Äquivalente Belastung in N
- P_R : Radiale Belastung in N
- P_L : Gegenradiale Belastung in N
- P_T : Tangentiale Belastung in N
- X, Y : Äquivalenzfaktoren, je nach Führungstyp unterschiedlich (siehe Herstellerangaben THK Katalog Tab. 8 S. 63)

Momentenäquivalenz nach THK

$$P = (\text{evt. } m \times g) + \sum K_i \times M_{a,b,c}$$

Je nach Belastung (Radiale/Gegenradiale Belastung: +/- rechnen)

- P : Äquivalente Belastung pro Linearführung in N
- K : Äquivalenzfaktoren (typen- und richtungsabhängig)
- $M_{a,b,c}$: Wirkendes Moment in Nmm!

Schraubenverbindungen

Tabellen und Formeln aus Roloff Matek

- **RM-TB 8-1: ISO-Gewinde Regelgewinde**
- **RM-TB 8-2: ISO-Gewinde Feingewinde**
- **RM-TB 8-13: Vorauslegung**
- **RM-TB 8-11: Anziehungsfaktor k_A und Reibungszahl μ**
- **RM-TB 8-14: Spannkraften und Spannmomente**
- **RM-TB 8-10: Grenzflächenpressung p_G**

Festigkeit und geometrische Beziehungen

ISO 4014 - M12 x 50 - 8.8

Zugfestigkeit = Erste Zahl · 100

Streckgrenze = Erste Zahl · zweite Zahl · 10

Geometrische Beziehung:

$$\tan \phi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi}$$

P_h = Gewindesteigung

d_2 = Flankendurchmesser

ϕ = Steigungswinkel

Vorauslegung RM-TB 8-13

Gegeben: Schraubenqualität, zu Übertragende Kraft (Auf nächsten Tabellenwert aufrunden)

Vorauslegung nach Kübler (RM S.248)

$$A_s \text{ bzw. } A_T \geq \frac{F_B + F_{KI}}{\frac{R_{p0,2}}{(\kappa \cdot k_A)} - \beta \cdot E \cdot \frac{f_Z}{l_K}}$$

- A_s, A_T : Spannungs- bzw. Taillenquerschnitt der Schraube [mm²]
- F_B : Axiale Betriebskraft [N]
- F_{KI} : Erforderliche Klemmlast [N]
- $R_{p0,2}$: 0,2% Dehngrenze des Schraubenwerkstoffes [N/mm²] **TB 8-4**
- κ : Reduktionsfaktor (dimensionslos) **TB 8-12b**
- k_A : Anziehungsfaktor (dimensionslos) **TB 8-11**
- β : Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube (dimensionslos)
- E : Elastizitätsmodul, z. B. Stahl: 210 000 [N/mm²]
- f_Z : Setzbetrag [mm] **TB 8-10a**
- l_K : Klemmlänge der verspannten Teile [mm]

| κ | μ_G | 0,08 | 0,10 | 0,12 | 0,14 | 0,20 |
|----------|----------------|------|------|------|------|------|
| | Schaftschraube | 1,11 | 1,15 | 1,19 | 1,24 | 1,41 |
| | Dehnschraube | 1,15 | 1,20 | 1,25 | 1,32 | 1,52 |

Ausschlagsspannung

$$\pm \sigma_a \approx \pm k \cdot \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{A_s} \leq \pm \sigma_A$$

- k : Werkstofffaktor, z. B. **0,1 für Stahl, 0,125 für Gusseisen, 0,15 für Aluminium**
- F_{Bo} : Oberer Grenzwert der axialen Betriebskraft [N]
- F_{Bu} : Unterer Grenzwert der axialen Betriebskraft [N]
- A_s : Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes [mm²] **TB 8-1**
- σ_a : Ausschlagsspannung, resultierend aus der Betriebskraftschwankung [N/mm²]
- σ_A : Ausschlagfestigkeit der Schraube, z. B. bei schlussvergütetem Gewinde:

$$\sigma_A(SV) \approx \pm 0,85 \left(\frac{150}{d} + 45 \right)$$

wobei d der Schraubendurchmesser in mm ist.

Flächenpressung

$$p \approx \frac{F_{sp}}{0,9 \cdot A_p} \leq p_G \quad S = \frac{p_G}{p}$$

- F_{sp} : Vorspannkraft bei 90% Ausnutzung der Mindeststreckgrenze [N] **TB 8-14**
- A_p : Auflagefläche unter dem Schraubenkopf/Mutter [mm²] **TB 8-9**
- p : Tatsächliche Flächenpressung [N/mm²]
- p_G : Zulässige Grenzflächenpressung des Werkstoffes der verspannten Teile [N/mm²] **TB 8-10**
- S : Sicherheit

Kräftegleichgewicht

$$f_{SM} = \delta_S \cdot F_M \quad f_{PM} = \delta_P \cdot F_M \quad F_M = F_{SM} = F_{PM}$$

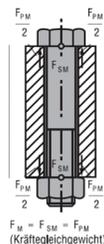
Geometrie und Werkstoff:

$$\delta_S = \frac{l_S}{E_S \cdot A_S} \quad \delta_P = \frac{l_P}{E_P \cdot A_{ers}}$$

Gleichgewicht der Verformungen:

$$f_{SM} = f_{PM} \Rightarrow \delta_S = \delta_P$$

$$\Rightarrow \frac{l_S}{E_S \cdot A_S} = \frac{l_P}{E_P \cdot A_{ers}}$$



Längenänderung der Schraube/Des Bauteils:

$$f = \frac{l \cdot \sigma}{E} = \frac{F \cdot l}{E \cdot A_3}$$

A_3 = Kernquerschnitt **TB 8-1**

Ersatzquerschnitte

Fall 1: $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w (D_A - d_w) \left[\left(3 \sqrt{\frac{l_K \cdot d_w}{D_A^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right]$$

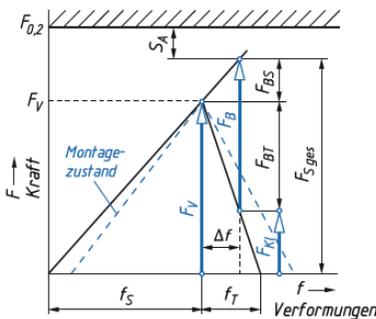
Fall 2: $D_A < d_w$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_h^2)$$

Fall 3: $D_A > d_w + l_k$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot l_k \left[\left(3 \sqrt{\frac{l_K \cdot d_w}{(l_k + d_w)^2}} + 1 \right)^2 - 1 \right]$$

Verspannungsdiagramm RM S. 293



- F_{BS} : Zusatzkraft der Schraube
- F_{BT} : Entlastungskraft der Schraube
- F_{KI} : Klemmlast zw. den Bauteilen
- $F_{S,ges}$: Gesamtschraubenkraft
- F_B : Betriebskraft Schraube
- F_V : Vorspannkraft der Schraube
- Φ : Kraftverhältnis F_{BS}/F_B
- f_S : Verformung der Schraube
- f_T : Verformung des Bauteils

Analytisch:

$$F_{BS} = F_B \cdot n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = F_B \cdot \Phi$$

$$F_{BT} = F_B - F_{BS} = F_B \cdot (1 - \Phi)$$

$$F_{KI} = F_V - F_{BT} = F_V - F_B \cdot (1 - \Phi)$$

$$F_{S,ges} = F_V + F_{BS} = F_{KI} + F_B$$

$$\delta_{T/S} = \frac{f_{T/S}}{F_V} = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_{T/S}}$$

$\delta_{T/S}$: Elastische Nachgiebigkeit (wie in subsection Kräftegleichgewicht)

RM Kap. 8.5

Kurze, Druck ohne Knickgefahr, Zugbeanspruchung:

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{d(z)zul}}$$

$\sigma_{d(z)zul}$ nach Gleichung 8.50 RM, TB 1-1

A_3 : Erforderlicher Kernquerschnitt

Lange, Druck, Knickgefahr:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_{tot} \cdot S \cdot l_k^2}{\pi^3 \cdot E}}$$

d_3 : Erforderlicher Kerndurchmesser

$l_k = 0,7 \cdot l$

$F_{tot} = F \cdot S_{Reibung}$

Trapezgewinde auswählen nach: **TB 8-3**

Zul. Spannungen nach Beanspruchungsfall **RM Bild 8.27**

Fall 1: Spindelpresse = Torsion bis Gewinde, danach Druck

Torsionsanteil:

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{tzul} \quad W_t = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$$

Achtung: Faktoren für τ_{tzul} : **Gl. 8.52**

Druckanteil:

$$\sigma_{d(z)} = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d(z),zul}$$

Achtung: Faktoren für σ_{dzul} : **Gl. 8.50**

Fall 2: Absperschieber = Torsion von oben bis unten + Druck ab Lager

Vergleichsspannung:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}^2 + 3 \cdot \left(\frac{\sigma_{d(z),zul}}{\varphi \cdot \tau_{t,zul}} \cdot \tau_t \right)^2} \leq \sigma_{d(z),zul}$$

Achtung: Faktoren für σ_{dzul} : **Gl. 8.50, τ_t aus Gl. 8.52, σ_d aus Gl. 8.50**

Anziehungsmoment

$$T = \frac{F}{2} \cdot [d_2 \cdot \tan(\varphi \pm \rho') + d_L \cdot \mu_L]$$

- d_2 : Flankendurchmesser Trapezgewinde **TB 8-3**
- φ : Steigungswinkel Gewinde = $\tan^{-1} \left(\frac{P_{Trapez}}{\pi \cdot d_2} \right)$ (**Gl. 8.1**)
- ρ' : Gewinde Gleitreibungswinkel **Gl. 8.55**
- μ_L : Gleitreibungszahl der Kontaktfläche A

Nachprüfung auf Knickung

Schlankheitsgrad:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_k}{d_3}$$

Grenzschlankheit:

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dP}}} \approx \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_{p0,2}}}$$

Knickspannung Euler (elastischer Fall: $\lambda \geq \lambda_0$):

$$\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2} \approx \frac{21 \cdot 10^5}{\lambda^2}$$

Sicherheit:

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_v}$$

Unelastischer Bereich: **RM S. 283**