

2.7 Schraubenverbindungen

Steigungswinkel: $\varphi = \arctan \frac{P}{\pi \cdot d_2}$

Festigkeitsklassen

Schrauben: 2 Zahlen $\Rightarrow 1. \text{ Zahl} = \frac{R_m}{100}$

$$\Rightarrow 2. \text{ Zahl} = \frac{R_e}{R_m} \cdot 10$$

Muttern: 1 Zahl $\Rightarrow \text{Zahl} = \frac{\text{Prüfspannung}}{100}$

2.7.5.1 Verspannungsschaubild

Infolge einer äußeren Belastung im **Nebenschluss** wird die Schraube nicht zusätzlich belastet. Die Betriebskraft wirkt in diesem Falle senkrecht zur Schraubenachse (Abb. 2.93)

Damit die Schrauben nicht auf Schub (Querkraft) beansprucht werden, ist eine

Mindestklemmkraft erforderlich: $F_{K,\min} = F_V \geq \frac{K_A \cdot F_Q}{\mu_T \cdot n \cdot i} \cdot S_R$

- Sicherheit gegen Durchrutschen: $S_R = 1,2 \dots 2,0$
- Reibbeiwert in den Trennfugen: $\mu_T = 0,1 \dots 0,15$
- n Anzahl der Schrauben
- i Anzahl der Trennfugen

=> Die Spannungen berechnen sich dann wie bei Montagebeanspruchung!

Wird eine Schraubenverbindung im **Hauptschluss** belastet, müssen sowohl die Schraubenzusatzkraft F_{SA} als auch die Plattenzusatzkraft F_{PA} berücksichtigt werden.

Kräfte im Verspannungsschaubild

	Krafteinleitung		
	am Schraubenkopf $n = 1$	beliebig $0 < n < 1$	in der Trennfuge $n = 0$
max. Schraubenkraft	$F_S = F_{SV} + \Phi \cdot F_A$	$F_S = F_{SV} + \Phi_n \cdot F_A$	$F_S = F_{SV}$
Klemmkraft	$F_K = F_{SV} - (1 - \Phi) \cdot F_A$	$F_P = F_{SV} - (1 - \Phi_n) \cdot F_A$	$F_K = F_S - F_A$
Schraubenzusatzkraft	$F_{SA} = \Phi \cdot F_A$	$F_{SA} = \Phi_n \cdot F_A$	$F_{SA} = 0$
Plattenzusatzkraft	$F_{PA} = (1 - \Phi) \cdot F_A$	$F_{PA} = (1 - \Phi_n) \cdot F_A$	$F_{PA} = F_A$

mit $\Phi = \frac{R_S}{R_P + R_S} = \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P}$ und $\Phi_n = n \cdot \Phi$

Der Krafteinleitungsfaktor n ist nach Abb. 2.100 bzw. Abb. 2.101 zu bestimmen!

Federraten bzw. Nachgiebigkeiten der Schraube

$$\delta_S = \frac{1}{R_S} = \frac{1}{E_S} \left(\frac{l_{Ko}}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \dots + \frac{l_G}{A_{d_3}} \right) + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N}$$

- mit $l_{Ko} = 0,5 \cdot d$ für Sechskantschrauben
 $l_{Ko} = 0,4 \cdot d$ für Innensechskantschrauben
 $l_G = 0,5 \cdot d$
 $l_M = 0,4 \cdot d$ und $E_M = E_S$ für Durchsteckverbindungen
 $l_M = 0,33 \cdot d$ und $E_M = E_P$ für Einschraubverbindungen
 $A_N = d^2 \pi / 4$ (Nennquerschnitt)
 $A_{d_3} = d_3^2 \pi / 4$ (Kernquerschnitt)
 E_S : E-Modul der Schraube
 E_M : E-Modul der Mutter bzw. des Einschraubgewindebereichs
 E_P : E-Modul der verspannten Teile

Federraten bzw. Nachgiebigkeiten der verspannten Teile

für $D_A \leq d_w$ gilt:

$$\delta_P = \frac{1}{R_P} = \frac{l_K}{E_P \cdot A_H} \quad \text{mit} \quad A_H = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_h^2)$$

für $d_w < D_A < (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi)$ gilt:

$$\delta_P = \frac{1}{R_P} = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi} \right]}{E_P \cdot \pi}$$

für $D_A \geq (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi)$ gilt:

$$\delta_P = \frac{1}{R_P} = \frac{2 \cdot \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{w \cdot E_P \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi}$$

für **Durchsteckverbindungen** gilt:

$$w = 1 \quad \text{und} \quad \tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \cdot \ln(\beta_L/2) + 0,153 \cdot \ln y$$

für **Einschraubverbindungen** gilt:

$$w = 2 \quad \text{und} \quad \tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \cdot \ln \beta_L + 0,193 \cdot \ln y$$

$$\text{mit} \quad \beta_L = l_K / d_w \quad \text{und} \quad y = D_A / d_w$$

2.7.5.2 Gewindekräfte und -momente

Scheinbarer Reibbeiwert:
$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha/2} = \tan \rho'$$

Gewindemoment beim Anziehen:
$$M_G = F_V \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho')$$

Gewindemoment beim Lösen:
$$M_{GL} = F_V \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi - \rho')$$

Kopfreibmoment:
$$M_{KR} = F_V \cdot \mu_K \frac{D_{Km}}{2}$$

Schraubenanzugsmoment:
$$M_A = M_G + M_{KR} = F_V \left[\frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho') + \mu_K \frac{D_{Km}}{2} \right]$$

Schraubenlösemoment:
$$M_L = F_V \left[\frac{d_2}{2} \tan(\varphi - \rho') - \mu_K \frac{D_{Km}}{2} \right]$$

- ein negatives Lösemoment bedeutet, dass Selbsthemmung vorliegt und deshalb ein Moment in Löserichtung (d.h. entgegen der Anziehrichtung) aufgebracht werden muss.

Bedingung:

Selbsthemmendes Gewinde:
$$\varphi < \rho'$$

Nichtselbsthemmendes Gewinde:
$$\varphi > \rho'$$

2.7.5.3 Spannungen in Schraubenverbindungen

1. Mutterhöhe oder Einschraubtiefe

Flächenpressung im Gewinde
$$p = \frac{F_S}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{zul}$$

erforderliche Mutterhöhe:
$$m = z \cdot P \geq \frac{F_S \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_{zul}}$$

- Abmessungen P , d_2 und H_1 nach Tabelle 2.30
- zulässige Flächenpressung p_{zul} für Bewegungsschrauben nach Tabelle 2.41

2. Montagebeanspruchung

Zugspannung:
$$\sigma_{z,M} = \frac{F_{V \max}}{A_S} = \frac{\alpha_A \cdot F_V}{A_S}$$

Torsionsspannung:
$$\tau_t = \frac{M_{G \max}}{W_t} = \frac{16 \cdot \alpha_A \cdot F_V \cdot d_2 \cdot \tan(\varphi + \rho')}{2 \cdot \pi \cdot d_3^3}$$

Vergleichsspannung:
$$\sigma_V = \sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_{z,M}^2 + 3\tau_t^2} \leq \nu \cdot R_{p0,2}$$

- Abmessungen A_S , d_2 und d_3 nach Tabelle 2.30
- für Dünnschaft- oder Taillenschrauben gilt $A_S = A_T = \pi \cdot d_T^2 / 4$
- Anziehungsfaktor α_A nach Tab. 2.35
- wird bei Montage bis Streckgrenze angezogen, gilt $\nu = 1$
- zulässige Vorspannkkräfte für $\nu = 0,9$ können Tab. 2.37 entnommen werden

3. Statische Betriebskraft

Zugspannung:
$$\sigma_z = \frac{F_{S \max}}{A_S} = \frac{F_{V \max} + F_{SA}}{A_S}$$

Torsionsspannung:
$$\tau_t = \frac{M_{G \max}}{W_t} = \frac{16 \cdot \alpha_A \cdot F_V \cdot d_2 \cdot \tan(\varphi + \rho')}{2 \cdot \pi \cdot d_3^3}$$

Vergleichsspannung:
$$\sigma_V = \sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(0,5 \cdot \tau_t)^2} < R_{p0,2}$$

- Abmessungen A_S , d_2 und d_3 nach Tabelle 2.30
- für Dünnschaft- oder Taillenschrauben gilt $A_S = A_T = \pi \cdot d_T^2 / 4$
- Anziehungsfaktor α_A nach Tab. 2.35

4. Dynamische Betriebskraft

Spannungsausschlag (für F_A allgemein):
$$\sigma_a = \frac{F_{SA,a}}{A_S} = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2 \cdot A_S} = \frac{F_{S,\max} - F_{S,\min}}{2 \cdot A_S} \leq \sigma_A$$

Spannungsausschlag (für F_A schwellend):
$$\sigma_a = \frac{F_{SA,a}}{A_S} = \frac{0,5 \cdot F_{SA}}{A_S} \leq \sigma_A$$

Spannungsausschlag (für F_A wechselnd):
$$\sigma_a = \frac{F_{SA,a}}{A_S} = \frac{F_{SA}}{A_S} \leq \sigma_A$$

- siehe auch Abb. 2.97
- Spannungsquerschnitt A_S nach Tabelle 2.30
- für Dünnschaft- oder Taillenschrauben gilt $A_S = A_T = \pi \cdot d_T^2 / 4$
- zulässige Ausschlagsspannung σ_A nach Abb. 2.105

5. Flächenpressung zwischen Kopf- und Mutterauflage

Flächenpressung:
$$p = \frac{F_{S \max}}{A_P} \leq p_G$$

Auflagefläche:
$$A_P = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2)$$

➤ Grenzflächenpressung p_G (nach VDI 2230) siehe Tabelle 2.38

2.7.6 Setzen einer Schraubenverbindung

Vorspannkraftverlust:
$$F_z = \frac{f_z}{\delta_S + \sigma_P} = \frac{R_P \cdot R_S}{R_P + R_S} f_z$$

Für massive Verbindungen aus Stahl gelten nach VDI 2230 folgende Richtwerte für den Setzbetrag f_z in μm :

Oberfläche	Belastung	im Gewinde	je Kopf oder Mutterauflage	je Trennfuge
$R_z < 10$	Zug/Druck	3,0	2,5	1,5
	Schub	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Zug/Druck	3,0	3,0	2,0
	Schub	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Zug/Druck	3,0	4,0	3,0
	Schub	3,0	6,5	3,5

Der gesamte Setzbetrag ist gleich der Summe der einzelnen Anteile.

2.7.8 Bewegungsschraube

Einfachschraubgetriebe

Umwandlung Drehmoment in Längskraft F_S (Heben einer Last)

$$M_G = F_S \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho')$$

Umwandlung Längskraft F_S in Drehmoment (Senken einer Last)

$$M_G = F_S \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi - \rho')$$

Wirkungsgrad

a) Umwandlung Drehmoment in Längskraft: $\eta_H = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho')}$

b) Umwandlung Längskraft in Drehmoment: $\eta_S = \frac{\tan(\varphi - \rho')}{\tan \varphi}$

Zweifachschraubgetriebe

Differenzgetriebe (gleichsinnige Steigungen $P_1 > P_2$):

$$M_G = \frac{F_{SV}}{2} [d_{21} \cdot \tan(\varphi + \rho') - d_{22} \cdot \tan(\varphi_2 - \rho')]$$

$$\eta = \frac{P_1 - P_2}{\pi [d_{21} \cdot \tan(\varphi_1 + \rho') - d_{22} \cdot \tan(\varphi_2 - \rho')]}$$

Summengetriebe (gegensinnige Steigungen):

$$M_G = \frac{F_{SV}}{2} [d_{21} \cdot \tan(\varphi + \rho') + d_{22} \cdot \tan(\varphi_2 + \rho')]$$

$$\eta = \frac{P_1 + P_2}{\pi [d_{21} \cdot \tan(\varphi_1 + \rho') + d_{22} \cdot \tan(\varphi_2 + \rho')]}$$

mit d_{21} : Flankendurchmesser d_2 von Gewinde 1

und d_{22} : Flankendurchmesser d_2 von Gewinde 2