Bemessung von Achsen und Wellen

Tragfähigkeit

$$\sigma_{Vorhanden} \leq \sigma_{zulässig}$$

Gestaltfestigkeit

$$\sigma_G / \tau_G = \frac{\sigma_D / \tau_D \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_k}$$

σ_D / τ_D ermitteln aus TB 3-2

b_1 ermitteln aus TB 3-11

Kerbwirkungszahl β_k aus TB 3-9 oder TB 3-10 ermitteln

$b_2 = k_g \cdot k_t \cdot k_\alpha$ ermitteln aus TB 3-12

Zulässige Spannung

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_G}{\upsilon_D}$$

υ_D = Sicherheit gegen Dauerbruch (TB 3-13)

Spannungsberechnungen:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \qquad \tau_t = \frac{M_t}{W_t} \qquad M_t = \frac{P}{\omega = 2 \cdot \pi \cdot n}$$

n in 1/s

W_b und W_t aus TB 11-3

Durchmesserbestimmung:

Biegung

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_b}{0{,}1 \cdot \sigma_{zul}}}$$

Torsion

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0{,}2 \cdot \tau_{t,zul}}}$$

Vergleichsspannung wenn Biegung und Torsion vorliegen:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$$

$\alpha_0=1$ wenn σ wechselnd und τ wechselnd

$\alpha_0=0{,}7$ wenn σ wechselnd und τ ruhend oder schwellend

1. Einfache Gleitlager

Kennwerte für Bemessung:

Flächenpressung

$$p = \frac{F}{d \cdot b} \leq p_{zul}$$

Umfangsgeschwindigkeit

$u_w < u_{w\ zul}$

Reibungsleistung

$$\frac{P_R}{\mu \cdot A} = p \cdot u_w \leq (p \cdot u_w)_{zul}$$

2. Hydrodynamisches Lager

Auslegung:

1. Festlegung des Wellendurchmessers mit Hilfe der Festigkeit

2. Mittlere Flächenpressung

Wahl des Breiten-Durchmesserverhältnisses

$\frac{b}{d} = 0{,}2...1$ wobei d= Durchmesser der Welle

Mittlere Flächenpressung

$$p = \frac{F}{d \cdot b} \leq p_{zul}$$

p_{zul} in Abhängigkeit des Lagerwerkstoffes aus TB 14-18

3. Wahl des Lagerspiels

Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit v_w

$v_w = d \cdot \pi \cdot n$ n in 1/s

ψ aus TB 14-19, Achtung ψ in ‰, also mit 10^{-3} multiplizieren

$$\psi = \frac{s}{d} \qquad s = d \cdot \psi$$

s=Lagerspiel in μm

4. Wahl der Schmierschichtdicke h_0

$$h_0 = \frac{s}{2} - e = (1 - \varepsilon) \cdot \frac{s}{2} \geq h_{0zul}$$

h_{0zul} aus TB 14-25

Achtung: Gilt nur für $\Sigma R_z = 3$, sonst $h_0 = \Sigma R_z - 3$
Rauhtiefen aus TB 2-12

5. Exzentrizität

$$e = \frac{s}{2} - h_0 \qquad \varepsilon = \frac{e}{\frac{s}{2}}$$

ε = relative Exzentrizität TB 14-22 a)

6. Berechnung der Sommerfeldzahl

$$s_0 = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$$

Bestimmung von s_0 mit Hilfe von TB 14-22 a), wobei s_0=f(ε,b/d)
bzw. rechnerisch:
η aus TB 14-16, wenn Temperatur und ISO VG gegeben ist.

7. Bestimmung der erforderlichen (Mindest-) Viskosität

$$\eta = \frac{p \cdot \psi^2}{s_0 \cdot \omega}$$

Umrechnung Ns/mm^2 in mPas in TB 14-16

8. Auswahl der Viskositätsklasse

Wahl der Lagertemperatur $\leq$ 50°C

Bestimmung der Viskositätsklasse mit TB 14-16

9. Wahl der Toleranzen

Wärmedehnung

$$\Delta d = d \cdot \alpha_t \cdot \Delta\vartheta$$

α_t aus TB 12-6

Man wählt allerdings Einbaulagerspiel=Betriebslagerspiel, also Wärmedehnung nicht beachten!

Das obere und unter Abmaß sowie die IT-Qualität der Welle ermittelt man aus TB 14-20 (linken Spalte), wobei man das nächst größere ψ wählt.

Ermittelt wird außerdem das mittlere Lagerspiel s_{mittel} aus $(s_{max}+s_{min})/2$ (rechten Spalte).

Reibung bei Hydrodynamischen Radialgleitlager

Reibungsleistung

$$P_R = \mu \cdot F_r \cdot v_W$$

Radialkraft

$$F_r = \frac{s_0 \cdot \eta \cdot \omega \cdot d \cdot b}{\psi^2}$$

Reibungskoeffizient

für $s_0 \leq 1$ gilt: $\frac{\mu}{\psi} = \frac{\pi}{s_0}$

für große Sommerfeldzahlen gilt:

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{k}{\sqrt{s_0}} \quad \text{wobei } k \approx 3$$

Wichtig: In der Regel wird die Reibungskennzahl μ/ψ bestimmt aus TB 14-23 c) !!!

Reibungskennzahl

$\frac{\mu}{\psi}$ aus TB 14-23 c)

Wärmeabfuhr

Durch Konvektion

$$P_\alpha = \alpha \cdot A_{Gehäuse} \cdot (\vartheta_m - \vartheta_U)$$

α = Wärmeübertragungskoeffizient ≈ 20 J / m² s °C

ϑ_m = Temperatur an der Gehäuseoberfläche

ϑ_U = Umgebungstemperatur

$\Delta\vartheta = (\vartheta_m - \vartheta_U)$

Durch Schmiermittel (häufigster Fall)

$$P_c = \rho \cdot c \cdot \dot{V} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2)$$

$(\vartheta_1 - \vartheta_2) = \Delta\vartheta < 10K$

$$\rho \cdot c = 1{,}8 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2 \cdot K}$$

Eigenförderung des Öls durch Wellendrehung

$$\dot{V}_D = \dot{V}_{Drel} \cdot d^3 \cdot \psi \cdot \omega$$

$\dot{V}_{Drel}$ aus TB 14-27

Bestimmung der Übergangsdrehzahl $n_ü$ beim Auslaufen

Mischreibung ab $h_0 = \Sigma R_z + x$ (x = 2)

$$\varepsilon = 1 - \frac{2 \cdot h_0}{s}$$

Mit ε und b/d $s_{0ü}$ aus TB 14-22 bestimmen

$$\omega_ü = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot s_{0ü}} \qquad n_ü = \frac{\omega_ü \cdot 30}{\pi}$$

3. Elastische Federn

Zylindrische Schraubenfedern

Kennwerte für genormte zylindrische Schraubendruckzugfedern

Kaltgeformt

Drahtdurchmesser $d \leq 17$mm

mittlerer $\varnothing$ $D=(D_e+D_i)/2 \leq 200$mm

Länge (ungespannt) $L_0 \leq 630$mm

Wickelverhältnis W=D/d=4 bis 20

Windungszahl
- federnd n > 2
- gesamt n_t=n+2

Warmgeformt

Drahtdurchmesser d = 8..60mm

Außen $\varnothing$ $D_e \leq 460$mm

Länge (ungespannt) $L_0 \leq 800$mm

Wickelverhältnis W=D/d=3 bis 12

Windungszahl
- federnd n > 2
- gesamt n_t=n+1,5

Berechnung von zylindrischen Schraubenzugdruckfedern

Torsion

$$M_t = F \cdot \cos\alpha \cdot \frac{D}{2} \approx F \cdot \frac{D}{2}$$

Biegung

$$M_b = F \cdot \sin\alpha \cdot \frac{D}{2} \approx 0$$

Scherung

$$F_q = F \cdot \cos\alpha \approx F$$

Druck

$$F_d = F \cdot \sin\alpha \approx 0$$

bei kleinem α wird nur Torsion berechnet!!! (Normalfall)

Normung

Dr 4.5 A DIN 17223T1 - A

Draht, d, Maßgenauigkeit, DIN Nr., Drahtsorte (A,B,C,D)

Werkstoffe aus TB 10-1

Torsionsmoment

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2}$$

D = mittlere Durchmesser

Torsionsspannung, Ermittlung des Drahtdurchmessers

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{F \cdot \frac{D}{2}}{0.2 \cdot d^3} = \frac{F \cdot D}{0.4 \cdot d^3} \le \tau_{zul} \qquad d = \sqrt[3]{\frac{F \cdot D}{0.4 \cdot \tau_{zul}}}$$

d = Drahtdurchmesser (TB 10-2)

τ_{zul} aus TB 10-12

Federweg

$$s = \frac{8 \cdot n \cdot D^3 \cdot F}{G \cdot d^4}$$

n = Windungszahl

G-Modul aus TB 10-1

Federrate, Ermittlung der Windungszahl

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \qquad n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{F \cdot 8 \cdot D^3}$$

n = Windungszahl

G-Modul aus TB 10-1

Längen

Blocklänge

$$L_c = d \cdot n_t$$

kaltgeformt, Federenden

- angelegt und geschliffen

$L_c \le n_t \cdot d_{max}$

- angelegt und unbearbeitet

$L_c \le (n_t + 1.5) \cdot d_{max}$

warmgeformt, Federenden

- angelegt und planbearbeitet

$L_c \le (n_t - 0.3) \cdot d_{max}$

- unbearbeitet

$L_c \le (n_t + 1.1) \cdot d_{max}$

d_{max} = d + es (oberes Grenzabmaß es nach TB 10-2a)

Summe der Mindestabstände

kaltgeformt | warmgeformt

Statische Beanspruchung (Lastwechsel $\leq 10^4$)

$$s_a = (0.0015 \cdot \frac{D^2}{d} + 0.1 \cdot d) \cdot n \qquad\qquad s_a = 0.02 \cdot (D + d) \cdot n$$

Dynamische Beanspruchung (Lastwechsel > $10^4..10^7$)

$$s'_a \approx 1.5 \cdot s_a \qquad\qquad s'_a \approx 2 \cdot s_a$$

Kleinste zulässige Federlänge, Gesamtlänge der Feder (ungespannt)

$$L_2 = L_c + s_a \qquad L_0 = L_2 + s \qquad \text{wobei} \quad s = \frac{F}{R}$$

Blockkraft

$$F_c = F + R \cdot s_a$$

Blockspannung berechnen wie Torsionsspannung mit $F=F_c$

Knicksicherheit

TB 10-13

- Bestimmen der relativen Federung s/L_0

- Bestimmen des Schlankheitsgrades $\upsilon \cdot \frac{L_0}{D}$

Mit Werten ins Diagramm gehen.

Dynamische Festigkeit

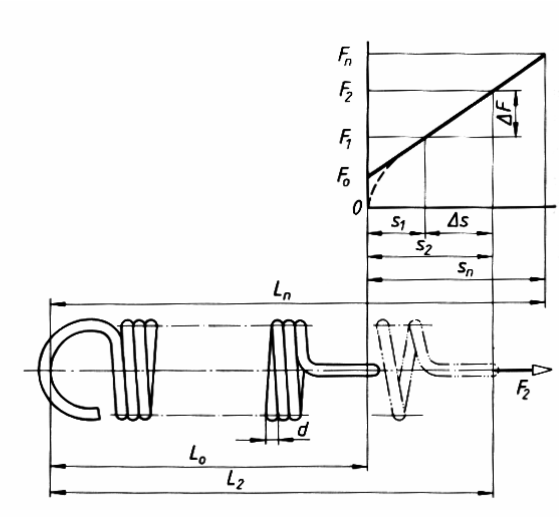
$$\tau_{k1} = k \cdot \frac{F_1 \cdot D}{0.4 \cdot d^3} \qquad \tau_{k1} = \tau_{ku}$$

$$\tau_{k2} = k \cdot \frac{F_2 \cdot D}{0.4 \cdot d^3} \qquad \tau_{k2} < \tau_{ko}$$

k mit Hilfe von W=D/d aus TB 10-12 d)

Mit $\tau_{k1} = \tau_{ku}$ und d in TB 10-14,15,16. Dauerfest, wenn $\tau_{k2} < \tau_{kO}$

Berechnung zyl. Schrauben**zug**federn



Bestimmung der Vorspannkraft F_0 aus Diagramm

$$m = \frac{F_2 - F_1}{L_2 - L_1} \quad \text{oder} \quad m = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1}$$

$$F_0 = m \cdot (L_0 - L_{1,2}) + F_{1,2} \quad \text{oder} \quad F_0 = m \cdot (-s_{1,2}) + F_{1,2}$$

Bestimmung der Federrate

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F_{1,2} - F_0}{s_{1,2}} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Berechnung erforderlichen inneren Vorspannkraft

$$F_0 = F_{1,2} - R \cdot s_{1,2} = F_{1,2} - \frac{G \cdot d^4 \cdot s_{1,2}}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

Maximal erreichbare Vorspannkraft

$$F_0 \leq \tau_{0\,zul} \cdot \frac{0.4 \cdot d^3}{D}$$

$\tau_{0zul} = \alpha \cdot \tau_{zul}$ mit α entsprechend dem Herstellverf. nach TB 10-20b und τ_{zul} aus TB 10-20a

Anzahl der federnden Windungen

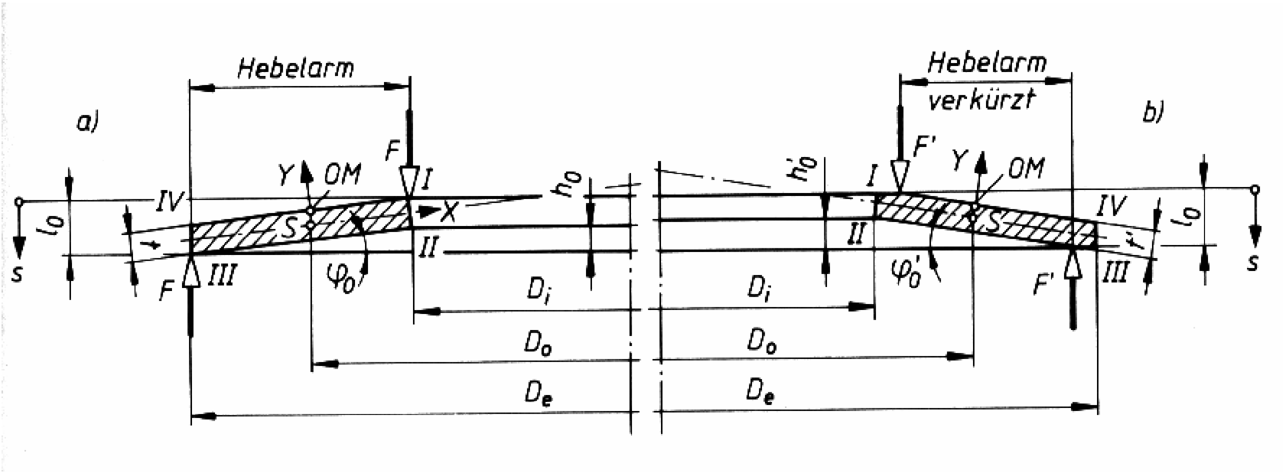
$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s_{1,2}}{8 \cdot D \cdot (F_{1,2} - F_0)}$$

Anzahl der gesamten Windungen bei gegebener Länge L_K

$$n_t = \frac{L_K}{d} - 1$$

Tellerfedern

Berechnung nach DIN 2092



Einteilung in 3 Reihen

	A	B	C
D_e/t	18	28	40
h_0/t	0.4	0.75	1.3
	hart, flach		weich
	Kennlinie linear	degressiv	degressiv

Innerhalb der 3 Reihen je 3 Gruppen

Gruppe 1:	$t \leq 0.9$ mm	kaltgeformt	nicht spanend bearbeitet
Gruppe 2:	$t = 1..6$ mm	kaltgeformt	spanend bearbeitet
Gruppe 3:	$t > 6..14$ mm	warmgeformt	allseitig spanend bearbeitet

Normung:

B 45 GR2 DIN 2093

Reihe B; D_e = 45mm; Gruppe 2; DIN-Norm

$s_{max} = 0.75 \cdot h_0$

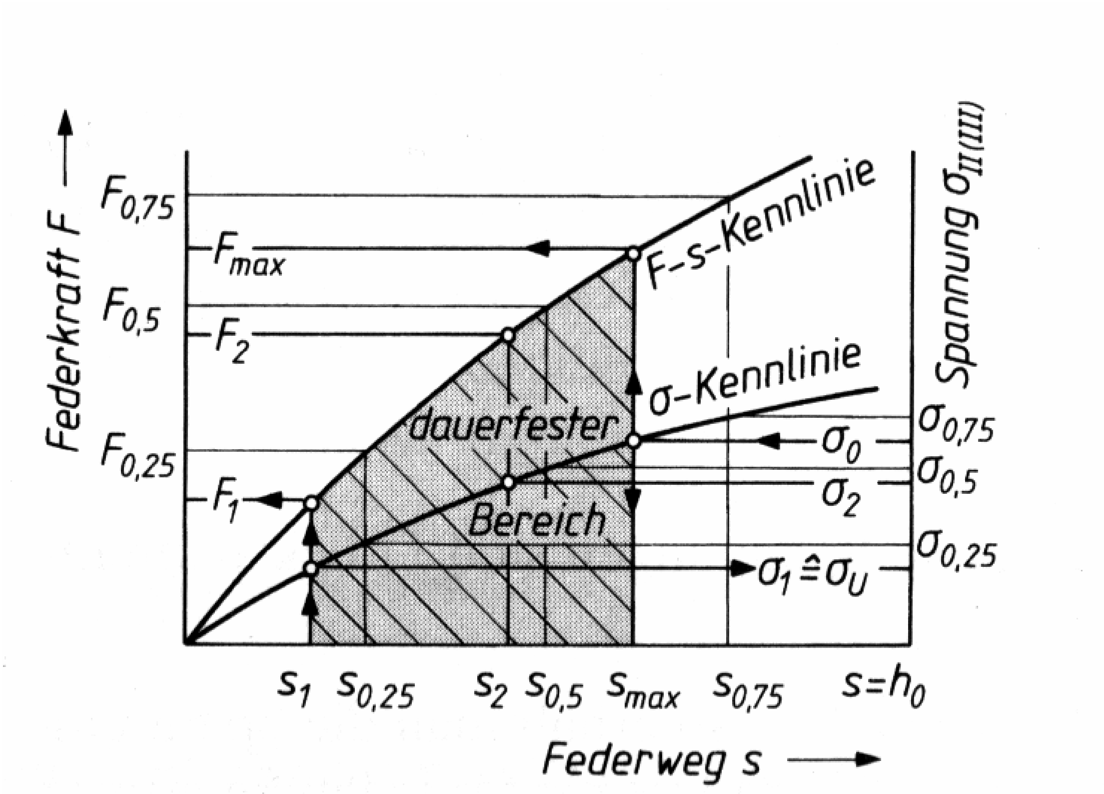
F_{ges} = Anzahl der Federn pro Paket · $F_{0,75}$

s_{ges} = Anzahl der Pakete · $s_{0,75}$

L_0 = Anzahl Pakete · (Anzahl der Federn pro Paket · t + h_0)

$L_1 = L_0 - s_{ges}$

Festigkeitsberechnung mit Hilfe von Federdiagramm



F-s-Kennlinie zeichnen (3 Geraden) mit Daten aus TB 10-6 b) oder c)
σ-Kennlinie zeichnen (3 Geraden) mit Daten aus TB 10-6 b) oder c)
Je nachdem was gegeben ist, Kräfte F oder Federwege s eintragen und Spannungen abgreifen und damit in TB 10-10 ($\sigma_1 = \sigma_U$ damit folgt max. zul. Spannung σ_O)

Rechnerische Lösung:

Einteilung in 3 Bereiche, überprüfen in welchem Bereich F_1 und F_2 bzw. s_1 und s_2 liegen.
Jeweilige Formel anwenden. Ergebnis sind zwei Spannungen.
Mit kleinster Spannung $\sigma_1 = \sigma_U$ in TB 10-10 und max. zul. Spannung σ_O ermitteln.

I	II	III
0 bis $F_{0,25}$; 0 bis $s_{0,25}$	$F_{0,25}$ bis $F_{0,5}$; $s_{0,25}$ bis $s_{0,5}$	$F_{0,5}$ bis $F_{0,75}$; $s_{0,5}$ bis $s_{0,75}$

$$m_{FI} = \frac{F_{0,25}}{s_{0,25}}$$
$$s_I = \frac{F_I}{m_{FI}}$$
$$m_{\sigma I} = \frac{\sigma_{0,25}}{s_{0,25}}$$
$$\sigma = m_{\sigma I} \cdot s_I$$

$$m_{FII} = \frac{F_{0,5} - F_{0,25}}{s_{0,5} - s_{0,25}}$$
$$s_{II} = \frac{F_{II} - F_{0,25} + m_{FII} \cdot s_{0,25}}{m_{FII}}$$
$$m_{\sigma II} = \frac{\sigma_{0,5} - \sigma_{0,25}}{s_{0,5} - s_{0,25}}$$
$$\sigma = m_{\sigma II} \cdot (s_{II} - s_{0,25}) + \sigma_{0,25}$$

$$m_{FIII} = \frac{F_{0,75} - F_{0,5}}{s_{0,75} - s_{0,5}}$$
$$s_{III} = \frac{F_{III} - F_{0,5} + m_{FIII} \cdot s_{0,5}}{m_{FIII}}$$
$$m_{\sigma III} = \frac{\sigma_{0,75} - \sigma_{0,5}}{s_{0,75} - s_{0,5}}$$
$$\sigma = m_{\sigma III} \cdot (s_{III} - s_{0,5}) + \sigma_{0,5}$$

Kupplungen

DIN Normen

DIN 116 Scheibenkupplung
DIN 115 Schalenkupplung
DIN 740 Auslegung von Kupplungen

Nicht schaltbare Kupplungen

Berechnung der ungünstigsten Lastart nach DIN 740

Belastung durch Nennmoment (Nenndrehzahl)

$$T_{Nenn} = \frac{P_{Nenn}}{\omega_{Nenn}} = \frac{P_{Nenn}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}} \qquad T'_K = T_{Nenn} \cdot s_t \leq T_{KNenn}$$

s_t aus TB 13-8 b)

T_{KNenn} aus Herstellerangaben

Belastung durch Anfahrstöße

$$T_{KS} = \left(\frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_A \cdot s_A + \frac{J_A}{J_L + J_A} \cdot T_L \cdot s_L \right) \cdot s_t \leq T_{K\,max}$$

$$J_A = J_{Motor} + \frac{J_K}{2}$$

$$J_L = J_{red} = J_0 + \frac{J_K}{2} + J_1 \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 + \ldots + m_1 \cdot \left(\frac{v_1}{\omega_0} \right)^2 + \ldots$$

s_A und s_L = Stoßfaktoren aus Herstellerangaben

T_A und T_L aus Herstellerangaben

T_{Kmax} aus Herstellerangaben

s_t aus TB 13-8 b)

Belastung durch periodisches Wechseldrehmoment

Bei Betriebsfrequenz

$$T_K' = \pm T_{Ai} \cdot \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot V \cdot s_t \cdot s_f \leq T_{Kw} \qquad s_f = \sqrt{\frac{\omega}{63\,\frac{1}{s}}}$$

$$V \approx \frac{1}{\left| \left(\frac{\omega}{\omega_K} \right)^2 - 1 \right|}$$

$$\omega_K = \frac{\omega_e}{i} \qquad \omega_e = \sqrt{c_{Tdyn} \cdot \left(\frac{1}{J_A} + \frac{1}{J_L} \right)}$$

i aus Herstellerangaben ($T_{A0,5}$, dann i = 0,5)

c_{Tdyn} aus TB 13-5 ($T_K = T_{ANenn} \cdot s_t$ berechnen, dann c_{Tdyn} entsprechend interpolieren)

ω_k = kritische Frequenz, überkritisch bei $\omega_k < \omega$, dann folgende Bedingung einhalten

$$\frac{\omega}{\omega_K} > \sqrt{2}$$

Bei Durchfahren der Resonanz

Antriebsseitig:

$$T_K' = \pm T_{Ai} \cdot \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot V_R \cdot s_t \cdot s_z \leq T_{K\max}$$

Abtriebseitig:

$$V_R = \frac{2 \cdot \pi}{\psi}$$

$$T_K' = \pm T_{Li} \cdot \frac{J_A}{J_L + J_A} \cdot V_R \cdot s_t \cdot s_z \leq T_{K\max}$$

s_t und s_z aus TB 13-8

T_{Kmax} aus Herstellerangaben

ψ = relative Dämpfung aus Herstellerangaben (TB 13-5 unten)

Schaltbare Kupplungen

Beschleunigungsmoment T_a

$$T_a = T_{KNs} - T_L = J_L \cdot \alpha_L$$

T_{KNs} = schaltbares Nenndrehmoment der Kupplung (Herstellerangaben TB 13-6,7)
T_L = Lastmoment
J_L = Lastmoment der Maschine + Hälfte des Kupplungsmomentes ($J_{außen}$, immer das kleinere nehmen ! TB 13-6,7)

Lastseitige Beschleunigung

$$\alpha_L = \frac{T_a}{J_L} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_n}{t_a} \qquad t_a = \frac{\omega_n}{\alpha_L} \qquad t_a = \frac{J_L}{T_{KNs} - T_L} \cdot (\omega_n - \omega_{L0}) \qquad \omega_n = \frac{\pi \cdot n\left[\frac{1}{min}\right]}{30}$$

t_a = Beschleunigungszeit (=Zeit bis Antriebs- und Lastseite gleiche Drehzahl haben)
ω_{L0} = Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle auf der Lastseite vor dem Schalten
ω_n = Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle auf der Antriebsseite

Erforderliches schaltbares Drehmoment der Kupplung

$$T_{Ks} = J_L \cdot \frac{\omega_n - \omega_{L0}}{t_a} \leq T_{KNs}$$

Drehwinkel

$$\varphi_L = \frac{\alpha_L}{2} \cdot t_a^2 \qquad [rad]$$

Anzahl der Umdrehungen bei Beschleunigung = $\frac{\varphi_L}{2 \cdot \pi}$

Schaltarbeit pro Schaltung:

$$W_{VL} = T_{KNs} \cdot \varphi_L = \frac{1}{2} \cdot T_{KNs} \cdot \omega_n \cdot t_a = \frac{1}{2} \cdot J_L \cdot \omega_n^2$$

Stündliche Schaltarbeit:

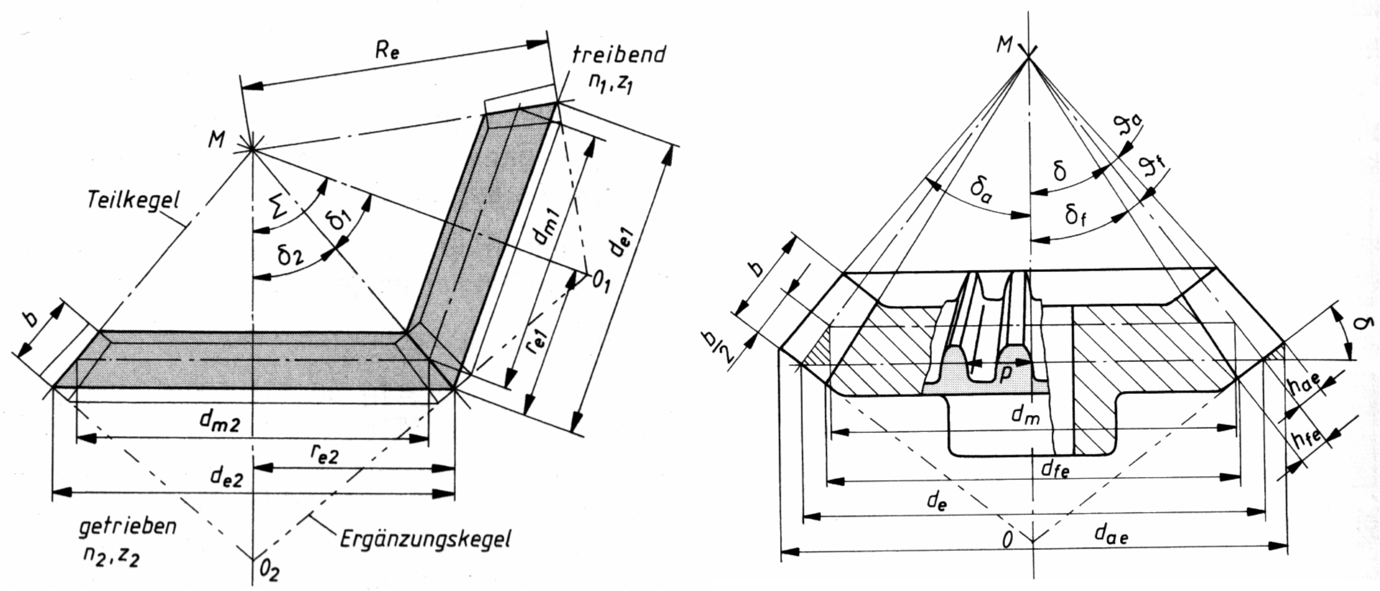
$$W_h = W_{VL} \cdot z_h < W_{hzul}$$

Arbeit bei einem Schaltvorgang

$$W = \frac{1}{2} \cdot T_{KNs} \cdot (\omega_n - \omega_{L0}) \cdot t_a = \frac{1}{2} \cdot J_L \cdot (\omega_n - \omega_{L0})^2 \cdot \frac{T_{KNs}}{T_{KNs} - T_L} < W_{zul}$$

Getriebe

Kegelradgetriebe



<u>Indizierung</u>

	Index
Am Rücken (Ergänzungs-)kegel	e
Mitte	m
Innen	i

<u>Winkel</u>

Achsenwinkel	$\Sigma=\delta_1+\delta_2$
Teilkegelwinkel	$\delta_{1,2}$
Kopfkegelwinkel	$\delta_{a1,2}=\delta_{1,2}+\vartheta_a$
Fußkegelwinkel	$\delta_f=\delta_{1,2}-\vartheta_f$
Kopfwinkel	ϑ_a
Fußwinkel	ϑ_f

$$\tan\vartheta_a = \frac{h_{ae(m,i)}}{R_{e(m,i)}} \qquad \tan\vartheta_f = \frac{h_{fe(m,i)}}{R_{e(m,i)}}$$

<u>Durchmesser</u>

Teilkreis∅	$d_{e,m,i}$	$d=m\cdot z$
Kopfkreis∅	$d_{ae,am,ai}$	$d_a=d+2\cdot h_a\cdot\cos\delta$
Fußkreis∅	$d_{fe,fm,fi}$	$d_f=d-2\cdot h_f\cdot\cos\delta$

<u>Zahnhöhen</u>

Kopfhöhe	$h_{ae}=m_e$
Fußhöhe	$h_{fe}=1{,}25\cdot m_e$

Kegellängen

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin\delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin\delta_2} \qquad R_m = R_e - \frac{b}{2} \qquad R_i = R_e - b$$

Module

$$m_e = \frac{d_e}{z} \qquad m_m = \frac{d_m}{z} = m_e \cdot \left(1 - \frac{b}{2 \cdot R_e}\right) \qquad m_i = \frac{d_i}{z} = m_e \cdot \left(1 - \frac{b}{R_e}\right)$$

Teilung

$$p_e = m_e \cdot \pi$$

Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Berechnung von δ

$$\tan\delta_1 = \frac{\sin\Sigma}{i + \cos\Sigma} \qquad \Sigma = \delta_1 - \delta_2$$

Bezugsplanrad

$$z_{p1,2} = \frac{z_{1,2}}{\sin\delta_{1,2}}$$

Planrad-Teilungswinkel

$$\tau_p = \frac{360°}{z_p}$$

Ersatzstirnradgetriebe (nur zur Festigkeitsberechnung !!!)

$$d_{v1,2} = \frac{d_{e1,2}}{\cos\delta_{1,2}} \qquad z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos\delta_{1,2}}$$

Bedingung für Zahnbreite

$b \le R_e/3$

$b \le 10 \cdot m_e$

Vorwahl der Hauptabmessungen

1. Fall: Wellen ∅ d_{sh} ist bekannt

$d_{m1} \approx 2{,}5 \cdot d_{sh}$ (aufgesetztes Ritzel)

$d_{m1} \approx 1{,}25 \cdot d_{sh}$ (Ritzelwelle)

Zähnezahl $z_1 = f(u)$ aus TB 15-27 (u immer größer 1! u=i oder 1/i)

Breitenverhältnis $\psi_d = \frac{b}{d_{m1}}$ aus TB 15-27 (daraus folgt $b = d_{m1} \cdot \psi_d$)

Teilkreis∅ $d_{e1} = d_{m1} + b \cdot \sin\delta_1$

Modul berechnen $m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}$ und nach Modul Reihe DIN 780 TB 15-1 festlegen

Abmessungen berechnen!

2. Fall: Drehmoment M_{t1} ist bekannt

$$d_{m1} \approx \frac{10^3}{\sigma_{Hlim}} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot \sigma_{Hlim}}{\psi_d}}$$

σ_{Hlim} aus TB 15-16

Breitenverhältnis $\psi_d = \frac{b}{d_{m1}}$ aus TB 15-27 (daraus folgt $b = d_{m1} \cdot \psi_d$)

Zähnezahl $z_1 = f(u)$ aus TB 15-27 (u immer größer 1! u=i oder 1/i)

Teilkreis∅ $d_{e1} = d_{m1} + b \cdot \sin\delta_1$

Modul berechnen $m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}$ und nach Modul Reihe DIN 780 TB 15-1 festlegen

Abmessungen berechnen!

Festigkeit

Zahnfußfestigkeit

$$\sigma_{F01,2} = \frac{F_{mt1}}{b_{ef} \cdot m_m} \cdot Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta1,2} \cdot Y_K \qquad F_{mt1} = \frac{M_{t1}}{\frac{d_{m1}}{2}} \qquad d_{m1} = z_1 \cdot m_m \qquad b_{erf} = 0{,}85 \cdot b$$

Zur Bestimmung der Y-Faktoren Ersatzstirnradgetriebe verwenden!!!

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

Y_{Fa} = Zahnformfaktor	TB 15-23 a)
Y_{Sa} = Spannungskorrekturfaktor	TB 15-23 b)
Y_{ε} = Überdeckungsfaktor (=1)	=0.25+0.75/ε_V (ε_V = Profilüberdeckung des Ersatzstirn-radgetriebes, berechnen oder aus TB 15-2)
Y_{β} = Schrägungsfaktor (=1)	TB 15-23 c)

Y_K = 1

Zahnfußspannung

$$\sigma_{F1,2} = \sigma_{F01,2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$$

$$\sigma_F \le \sigma_{FP} \qquad \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y}{s_F} \cdot Y...$$

σ_{FP} = zulässige Spannung

σ_{Flim} = Zahnfußbiegenenndauerfestigkeit aus TB 15-16

s_F = Sicherheit gegen Dauerbruch 1.5 – 2.5

Berechnung der K-Faktoren

K_A	≈ 1 aus TB 15-17
$K_{F\beta}$	≈1,65 für beidseitige Lagerung ≈1,85 für 1 fliegendes Lager ≈2,55 für 2 fliegende Lager
$K_{F\alpha}$	≈1
K_V	≈1 (langsamlaufend)

Flankenfestigkeit

$$\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{mt1}}{b_{eH} \cdot d_{v1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K \qquad b_{eH} = 0{,}85 \cdot b \qquad u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} \qquad d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1}$$

Z_H aus TB 15-25 a)

Z_E aus TB 15-25 b)

$Z_\varepsilon \approx 1$ Überdeckungsfaktor aus TB 15-25 c)

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_m} = 1$$

$Z_K \approx 1$

Nennwert der Flankenpressung im Wälzpunkt

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$$

$K_{H\alpha}$ = 1,2 aus TB 15-22

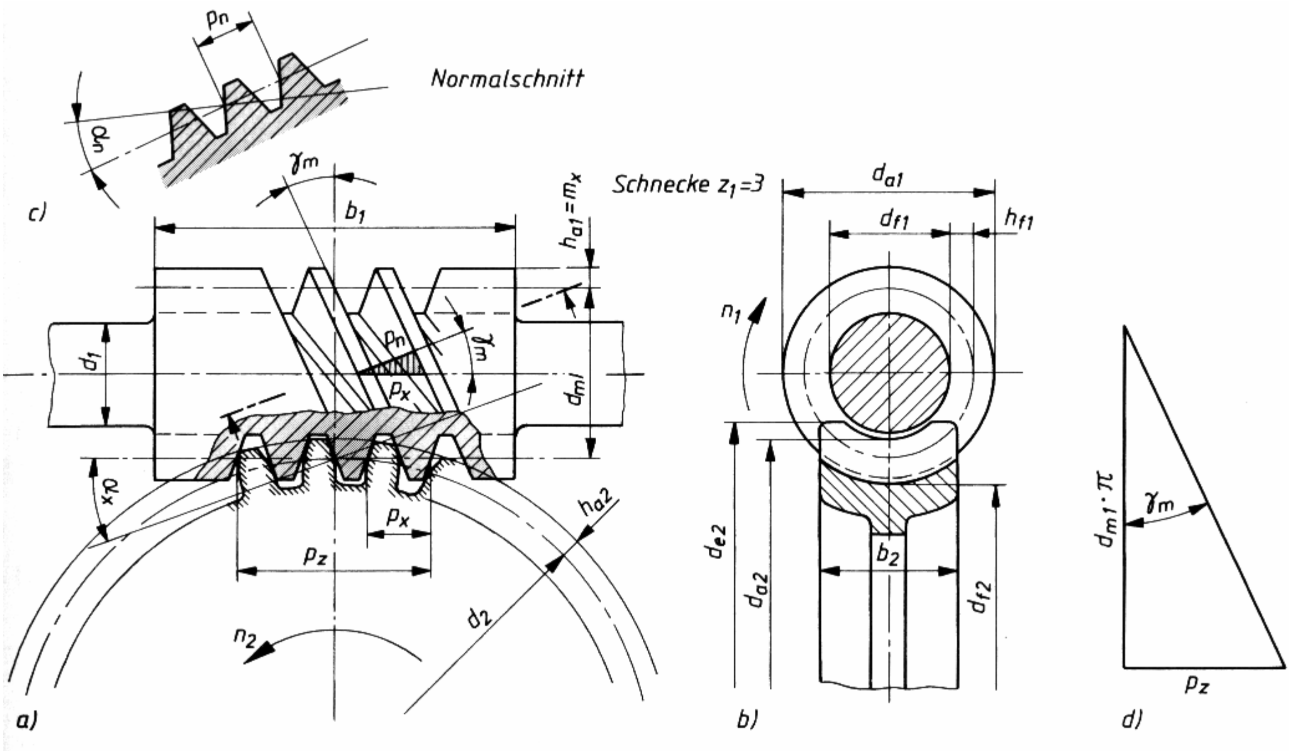
$K_{H\beta}$ = 1

σ_{Hlim} TB 15-16

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \qquad \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z}{s_H} \cdot Z...$$

Sicherheit s_H=1-1.5

Schneckengetriebe



Indizierung

	Index
Axialschnitt	x
Normalschnitt	n

Modul

$m_x=m$ genormt nach R20 TB 15-33

Schnecke

Mittenkreis∅	$d_{m1}=2\cdot a-d_2$	a=Achsabstand
Außen∅	$d_{a1}=d_{m1}+2\cdot h_a$	$h_a=m$
Fußkreis∅	$d_{f1}=d_{m1}-2{,}5\cdot m$	
Breite	b_1	
Zähnezahl	z_1	TB 15-32
Mittensteigungswinkel	γ_m	

Schneckenrad (globoidförmig)

Teilkreis∅	$d_2=m\cdot z_2$	
Kopfkreis∅	$d_{a2}=d_2+2\cdot h_a$	$h_a=m$
Fußkreis∅	$d_{f2}=d_2-2{,}5\cdot m$	
Außen∅	$d_{e2}\approx d_{a2}+m$	
Breite	$b_2\approx 0{,}45\cdot(d_{a1}+4\cdot m)$	
Zähnezahl	z_2	TB 15-32

Teilung

$$p_x = \pi \cdot m_x = \pi \cdot m$$

Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Zähnezahl siehe TB 15-32

bei i>60 ungünstiger Wirkungsgrad
bei i<5 Stirnradgetriebe wählen

Mittensteigungswinkel γ_m

$$\tan\gamma_m = \frac{z_1 \cdot m}{d_{m1}} \qquad \gamma_m \approx 15° - 25°$$

Mittenkreis∅

Schneckenwelle:

$$d_{m1} \approx 1{,}4 \cdot d_{sh} + 2{,}5 \cdot m$$

Bei aufgesetzter Schnecke:

$$d_{m1} \geq 1{,}8 \cdot d_{sh} + 2{,}5 \cdot m$$

d_{sh} = Schneckenwellendurchmesser

Für Entwurf gilt:

$d_{m1} \approx 0{,}3...0{,}5 \cdot a$

Achsabstand

$$a = \frac{d_{m1} + d_2}{2}$$

Schneckenbreite

$$b_1 \geq \sqrt{d_{a2}^2 - (2 \cdot a - d_{a1})^2}$$

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1}$$

Gleitgeschwindigkeit

$$v_g = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{\cos \gamma_m}$$

Schneckenkräfte

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{\frac{d_{m1}}{2}} \qquad F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma_m + \rho')} \qquad F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\rho'}{\sin(\gamma_m + \rho')} \qquad M_{t1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{\frac{\pi}{30} \cdot n_1}$$

ρ' aus TB 15-34
$\alpha = 20°$

Radkräfte

$$F_{t2} = F_{a1} \qquad F_{a2} = F_{t1} \qquad F_{r2} = F_{r1}$$

Wirkungsgrad (im Zahneingriff) der Schnecke

$$\eta = \frac{\tan\gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho')}$$

ρ' aus TB 15-34
η auch aus TB 15-35

Vorauslegung

$$a \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{Hlim}^2}}$$

a = Achsabstand in mm
T_2 = Drehmoment (abtriebsseitig) in Nm
σ_{Hlim} = Flankenpressung in N/mm^2 aus TB 15-36/37

mit $i = \frac{n_1}{n_2}$ in TB 15-32 z_1 bestimmen, damit folgt $z_2 = i \cdot z_1$ (immer auf ganze Zahlen runden)

$d_{m1'} = 0{,}3...0{,}5 \cdot a$

$d_{2'} = 2 \cdot a - d_{m1'}$

$$m = \frac{d_{2'}}{z_2}$$

Modul mit TB 15-33 festlegen und mit z_1 und z_2 geometrische Größen berechnen.

Festigkeit

Flankenfestigkeit

$$\sigma_{Hlim} \geq \frac{s_H \cdot Z_E \cdot Z_p}{Z_h \cdot Z_N} \cdot \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot \frac{K_A}{a^3}}$$

σ_{Hlim} = Flankenpressung in N/mm² aus TB 15-36/37

s_H = Sicherheit 1 - 1,3

K_A	Anwendungsfaktor aus	TB 15-17
Z_E	Flankenfestigkeit aus	TB 15-37
Z_h	Lebensdauerfaktor aus	TB 15-38
Z_N	Lastwechselfaktor aus	TB 15-39
Z_p	Kontaktfaktor aus	TB 15-40

Zahnfußfestigkeit

$$U_{lim} \geq \frac{F_{t2} \cdot K_A \cdot s_F}{m \cdot b_2} \qquad F_{t2} = \frac{T_2}{\frac{d_2}{2}}$$

U_{lim} = Belastungsgrenze des Werkstoffes in N/mm² aus TB 15-36/37

s_F = Sicherheit gegen Zahnfußbruch 1,5 - 2,5

K_A	Anwendungsfaktor aus	TB 15-17

Wärmeberechnung

$$S_\vartheta = \left(\frac{a}{10}\right)^2 \cdot \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \geq 1$$

a = Achsabstand in mm

$P_1 = \frac{P_2}{\eta}$ = Antriebsleistung in kW

q_1	Kühlbeiwert aus	TB 15-41 (ED=Einschaltdauer)
q_2	Übersetzungsbeiwert aus	TB 15-42
q_3	Werkstoff-Paarungsbeiwert	TB 15-43
q_4	Bauartbeiwert aus	TB 15-44

Falls $S_\vartheta < 1$, dann gibt es nur noch die Möglichkeit der Zusatzkühlung (q_1-Wert)!!!

Berechnung der Schneckendurchbiegung

$$f_{max} = \frac{F_1 \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$F_1 = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2} \qquad l_1 \approx 1{,}5 \cdot a \qquad I = \frac{\pi}{64} \cdot d_{m1}^4$$

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{\frac{d_{m1}}{2}} \qquad M_{t1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{\frac{\pi}{30} \cdot n_1} \qquad F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\rho'}{\sin(\gamma_m + \rho')}$$

ρ' aus TB 15-34
$\alpha = 20°$

Richtwerte für zulässige Schneckendurchbiegung

$f_{zul} = 0{,}004 \cdot m$

$f_{zul} = 0{,}001 \cdot d_{m1}$