

**Vorgegebene Auslegungsdaten:**

Bezeichnung und Wert:

Benennung:

$T_{an} := 50 \text{ N} \cdot \text{m}$

Antriebsdrehmoment

$T_{ab1} := 650 \text{ N} \cdot \text{m}$

Abtriebsdrehmoment

$n_S := 1100 \text{ min}^{-1}$

Schaltdrehzahl

$n_{an} := 2000 \text{ min}^{-1}$

Antriebsdrehzahl

$F_B := 1.5 \text{ kN}$

Bohr-Abtriebskraft

$K_A := 2.0$

Belastungsfaktor

**1) Auslegen der Übersetzung und Bestimmung der Zähnezahlen****rechnerisches Übersetzungsverhältnis**

$$i_{ges} := \frac{T_{ab1}}{T_{an}} = 13$$

$i_{12} := 3.95$

TBM S. 269

$$i_{34} := \frac{i_{ges}}{i_{12}} = 3.291$$

$i_{ges} := i_{12} \cdot i_{34} = 13$

Das Gegenrechnen bestätigt den Wert für  $i_{ges}$ 

$$n_{ab} := \frac{n_{an}}{i_{ges}} = 153.846 \text{ min}^{-1}$$

**Zähnezahlen der Zahnräder**

$z_1 := 25$

$z_2 := z_1 \cdot i_{12} = 98.75 \quad z_2 := 99$

TBM S. 269

$z_3 := 24$

$z_4 := z_3 \cdot i_{34} = 78.987 \quad z_4 := 79$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
 Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
 TBM S.

**tatsächliches Übersetzungsverhältnis**

$$i_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 3.96$$

TBM S. 269

$$i_{34} := \frac{z_4}{z_3} = 3.292$$

$$i_{ges} := i_{12} \cdot i_{34} = 13.035$$

**Abweichung Abtriebsparameter**

$$T_{ab2} := T_{an} \cdot i_{ges} = 651.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{ab} := \frac{n_{an}}{i_{ges}} = 153.433 \text{ min}^{-1}$$

$$\frac{T_{ab2}}{T_{ab1}} = 1.003$$

Das ausgelegte  
Abtriebsdrehmoment weicht  
0,3% im positiven Sinne von  
den Anforderungen ab.

**2) Berechnung der Wellen und Passfedern**

$$\tau_{\text{well}} := 50 \text{ N/mm}^2$$

Dauerfestigkeitsschubspannung von 42CrMo4

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$n_P := 1$	Anzahl Passfedern pro Welle-Nabe Verbindung
$\varphi := 1$	Traganteil der Passfeder
$R_e := 295 \frac{N}{mm^2}$	Streckgrenze E295
$S_F := 1.1$	Sicherheit Fließgrenze
$p_{Fzul} := \frac{R_e}{S_F} = 268.182 \frac{N}{mm^2}$	Zulässige Flächenpressung einer Passfeder
<b>Antriebswelle:</b>	
$d_{min1} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 21.677 \text{ mm}$	$d_{W1} := 30 \text{ mm} \quad t_{1;W1} := 4 \text{ mm}$
$l_{t1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1} \cdot (7 \text{ mm} - t_{1;W1}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 4.143 \text{ mm}$	$b_{P1} := 8 \text{ mm}$
Da die tragende Länge der Passfeder der ungefähren Breite der Zahnräder entsprechen sollte, wird im Folgenden die Länge an die später berechnete Zahnradbreite angeglichen.	
$l_{P1} := 28 \text{ mm}$	gewählt: <b>Antriebswelle Ø 30mm</b> <b>Passfeder DIN 6885 - A8 x 7 x 28</b>
<b>Vorgelegewelle:</b>	
$d_{min2} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{12}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 34.295 \text{ mm}$	$d_{W2} := 45 \text{ mm} \quad t_{1;W2} := 5.5 \text{ mm}$
$l_{t2} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2} \cdot (9 \text{ mm} - t_{1;W2}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 9.375 \text{ mm}$	$b_{P2} := 14 \text{ mm}$
Da die tragende Länge der Passfeder der ungefähren Breite der Zahnräder entsprechen sollte, wird im Folgenden die Länge an die später berechnete Zahnradbreite angeglichen.	
$l_{P2} := 28 \text{ mm} \quad l_{P2} := 50 \text{ mm}$	gewählt: <b>Vorgelegewelle Ø 45mm</b> <b>Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 28</b> <b>Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 50</b>
<b>Abtriebswelle:</b>	

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$d_{min3} := \sqrt[3]{\frac{10 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{ges}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 51.016 \text{ mm} \quad d_{W3} := 60 \text{ mm} \quad t_{1;W3} := 7 \text{ mm}$$

$$l_{t3} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{ges}}{d_{W3} \cdot (11 \text{ mm} - t_{1;W3}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 20.252 \text{ mm} \quad b_{P3} := 18 \text{ mm}$$

Da die tragende Länge der Passfeder der ungefähren Breite der Zahnräder entsprechen sollte, wird im Folgenden die Länge an die später berechnete Zahnradbreite angeglichen.

$$l_{P3} := 50 \text{ mm}$$

gewählt: **Abtriebswelle Ø 60mm**  
**Passfeder DIN 6885 - A18 x 11 x 50**

### 3) Zahnradbreite

$$B_{zul} := 4.0 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Überschlägiger Belastungswert

$$b_1 := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1}^2 \cdot B_{zul}} = 27.778 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarungen

$$b_1 := 30 \text{ mm}$$

Um auf eine ganze Zahl für die Breite zu kommen, wird hier aufgerundet. Da ein ständiger Eingriff der Zahnräder 1 und 2 nötig ist, wird das Zahnrad 2 aufgrund des größeren Durchmessers etwas kleiner gewählt.

$$b_2 := 28 \text{ mm}$$

$$b_3 := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2}^2 \cdot B_{zul}} = 48.889 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarungen

$$b_3 := 52 \text{ mm}$$

Um auf eine ganze Zahl für die Breite zu kommen, wird hier aufgerundet. Da ein ständiger Eingriff der Zahnräder 3 und 4 nötig ist, wird das Zahnrad 4 aufgrund des größeren Durchmessers etwas kleiner gewählt.

$$b_4 := 50 \text{ mm}$$

### 4) Schrägungswinkel

Der Schrägungswinkel ist mit  $\beta := 20^\circ$  bereits in den Vereinbarungen gegeben.

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

**5) Modul 1,2**

$$m_{n12} := \frac{1.8 \cdot d_{W1} \cdot \cos(\beta)}{(z_1 - 2.5)} = 2.255 \text{ mm}$$

Gl.: 21.63

gewählt:  $m_{n12} := 2.5 \text{ mm}$ **6) Teilkreisdurchmesser Z1,Z2**

$$d_1 := \frac{z_1 \cdot m_{n12}}{\cos(\beta)} = 66.511 \text{ mm}$$

TBM S. 267

$$d_2 := \frac{z_2 \cdot m_{n12}}{\cos(\beta)} = 263.384 \text{ mm}$$

**7) Achsabstand 1,2**

$$a_{12} := \frac{d_1 + d_2}{2} = 164.948 \text{ mm}$$

TBM S. 267

**8) Modul 3,4**

$$m_{n34} := \frac{2 \cdot a_{12} \cdot \cos(\beta)}{(1 + i_{34}) \cdot z_3} = 3.01 \text{ mm}$$

Gl.: 21.64 / TB: 21-1

gewählt:  $m_{n34} := 3 \text{ mm}$ **9) Teilkreisdurchmesser Z3,Z4**

$$d_3 := \frac{z_3 \cdot m_{n34}}{\cos(\beta)} = 76.621 \text{ mm}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
 Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
 TBM S.

$$d_4 := \frac{z_4 \cdot m_{n34}}{\cos(\beta)} = 252.21 \text{ mm}$$

TBM S. 267

**10) Achsabstand 3,4**

$$a_{34} := \frac{d_3 + d_4}{2} = 164.415 \text{ mm}$$

**Differenz Achsabstände**

$$p_v := a_{12} - a_{34} = 0.532 \text{ mm}$$

Diese Differenz der Achsabstände muss durch eine Profilverschiebung angeglichen werden. Diese wird im Folgenden berechnet.

**11) Profilverschiebung**

Aufgrund weniger Drehmomentkräfte an den Zahnrädern 1 und 2 haben wir uns dort für die Profilverschiebung entschieden.

**Stirneingriffswinkel**

$$\alpha_n := \beta = 20^\circ$$

$$\alpha_t := \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = 21.173^\circ$$

Gl.: 21.35

**Ersatzzähnezahl**

$$\beta_b := \arccos\left(\frac{\sin(\alpha_n)}{\sin(\alpha_t)}\right) = 18.747^\circ$$

Gl.: 21.36

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$z_{n1} := \frac{d_1}{\cos(\beta_b)^2 \cdot m_{n12}} = 29.669 \quad \text{Gl.: 21.47}$$

$$z_{n2} := \frac{d_2}{\cos(\beta_b) \cdot m_{n12}} = 111.256$$

### Profilverschiebungsfaktoren und Profilverschiebung

Bei der Profilverschiebung V ist zum Berechnen der Wert x nötig. Dieser wird in der Formel für die Summe der Profilverschiebungsfaktoren errechnet, welche bis auf den Betriebseingriffswinkel zurückblickt. Daher werden im Folgenden mehrere Gleichungen angewendet, um letztendlich auf die Profilverschiebung zu kommen.

Betriebseingriffswinkel:

$$\alpha_{wt} := \arccos\left(\cos(\alpha_t) \cdot \frac{a_{12}}{a_{34}}\right) = 20.689^\circ \quad \text{aus Gl.: 21.54 umgestellt}$$

Profilverschiebungsfaktoren:

$$\text{inv}\alpha_{wt} := \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0.017 \quad \text{aus Hinweisen von S.797/809}$$

$$\text{inv}\alpha_t := \tan(\alpha_t) - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0.018$$

$$\Sigma x := \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (z_1 + z_2) = -0.211 \quad \text{Gl.: 21.56}$$

x berechnen:

$$x_1 := \frac{\Sigma x}{2} + \left(0.5 - \frac{\Sigma x}{2}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{z_2}{z_1}\right)}{\log\left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0.133 \quad \text{aus Gl.: 21.33 umgestellt}$$

$$x_2 := \Sigma x - x_1 = -0.343$$

Verschiebungen:

$$V_1 := x_1 \cdot m_{n12} = 0.332 \text{ mm}$$

Gl.: 21.49

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$V_2 := x_2 \cdot m_{n12} = -0.859 \text{ mm}$$

$$V_3 := 0 \text{ mm}$$

$$V_4 := 0 \text{ mm}$$

### Betriebswälzkreisdurchmesser

$$d_{wd1} := d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})} = 66.297 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.22a}$$

$$d_{wd2} := d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})} = 262.534 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.22b}$$

$$d_{wd3} := d_3 = 76.621 \text{ mm}$$

$$d_{wd4} := d_4 = 252.21 \text{ mm}$$

### neuer Achsabstand

$$a_{v12} := \frac{d_{wd1} + d_{wd2}}{2} = 164.415 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.54 / 21.19}$$

$$a_{v34} := \frac{d_{wd3} + d_{wd4}}{2} = 164.415 \text{ mm}$$

Der Achsabstand ist nun, nach der Verschiebung der selbe.

## 12) Kopfspiel

### nötiges Kopfspiel

$$c_{12} := 0.25 \cdot m_{n12} = 0.625 \text{ mm} \quad \text{Gl. von Seite 794 / 803}$$

$$c_{34} := 0.25 \cdot m_{n34} = 0.75 \text{ mm}$$

### Kopfhöhenänderung

$$k := a_{v12} - a_{12} - m_{n12} \cdot (x_1 + x_2) = -0.006 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.23}$$

## 13) Weitere Auslegungen der Zahnräder



**Grundkreisdurchmesser**

$$d_{b1} := d_1 \cdot \cos(\alpha_t) = 62.021 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.39}$$

$$d_{b2} := d_2 \cdot \cos(\alpha_t) = 245.604 \text{ mm}$$

$$d_{b3} := d_3 \cdot \cos(\alpha_t) = 71.449 \text{ mm}$$

$$d_{b4} := d_4 \cdot \cos(\alpha_t) = 235.185 \text{ mm}$$

**Kopfkreisdurchmesser**

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot (m_{n12} + V_1 + k) = 72.164 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 20.21}$$

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot (m_{n12} + V_2 + k) = 266.655 \text{ mm}$$

$$d_{a3} := d_3 + 2 \cdot m_{n34} = 82.621 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.40}$$

$$d_{a4} := d_4 + 2 \cdot m_{n34} = 258.21 \text{ mm}$$

**Fußkreisdurchmesser**

$$d_{f1} := d_1 - 2 \cdot ((m_{n12} + c_{12}) - V_1) = 60.926 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.24}$$

$$d_{f2} := d_2 - 2 \cdot ((m_{n12} + c_{12}) - V_2) = 255.417 \text{ mm}$$

$$d_{f3} := d_3 - 2 \cdot m_{n34} = 70.621 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.41}$$

$$d_{f4} := d_4 - 2 \cdot m_{n34} = 246.21 \text{ mm}$$

**14) Kopfspiel nach Profilverschiebung**

$$c_{12\text{neu}} := a_{v12} - 0.5 \cdot (d_{a1} + d_{f2}) = 0.625 \text{ mm}$$

Da  $c_{12}$  und  $c_{12\text{neu}}$  augenscheinlich gleich sind, ist das nötige Kopfspiel eingehalten.

**15) Profilüberdeckung**

Als Literatur für die Formeln dient:  
 Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
 Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
 TBM S.

Überdeckung Zahnradpaar 1

$$m_{t12} := \frac{m_{n12}}{\cos(\beta)} = 2.66 \text{ mm} \quad \text{aus Gl.: 21.34 umgestellt}$$

$$\varepsilon_{\beta12} := \frac{b_2 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n12}} = 1.298 \quad \text{Gl.: 21.44}$$

$$\varepsilon_{\alpha12} := \frac{0.5 \cdot \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_{v12} \cdot \sin(\alpha_{wt})}{\pi \cdot m_{t12} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.576 \quad \text{Gl.: 21.57}$$

$$\varepsilon_{\gamma12} := \varepsilon_{\alpha12} + \varepsilon_{\beta12} = 2.873 \quad \text{Gl.: 21.46 / S.807}$$

$$m_{t34} := \frac{m_{n34}}{\cos(\beta)} = 3.193 \text{ mm} \quad \text{aus Gl.: 21.34 umgestellt}$$

$$\varepsilon_{\beta34} := \frac{b_4 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n34}} = 1.931 \quad \text{Gl.: 21.44}$$

$$\varepsilon_{\alpha34} := \frac{0.5 \cdot \left( \sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \frac{z_4}{|z_4|} \cdot \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a_{v34} \cdot \sin(\alpha_{wt})}{\pi \cdot m_{t34} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.705 \quad \text{Gl.: 21.57}$$

$$\varepsilon_{\gamma34} := \varepsilon_{\alpha34} + \varepsilon_{\beta34} = 3.636 \quad \text{Gl.: 21.46 / S.807}$$

Da  $\varepsilon_{\alpha1}$  und  $\varepsilon_{\alpha2}$  über 1,25 sind, ist die Mindestanforderung von 1,1 auf jeden Fall eingehalten.

## 16) Zusammenfassung wichtiger Komponenten der Zahnräder 1-4

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

	Zahnrad 1	Zahnrad 2	Zahnrad 3	Zahnrad 4
Zähnezahl	$z_1 = 25$	$z_2 = 99$	$z_3 = 24$	$z_4 = 79$
Teilkreisdurchmesser	$d_1 = 66.511 \text{ mm}$	$d_2 = 263.384 \text{ mm}$	$d_3 = 76.621 \text{ mm}$	$d_4 = 252.21 \text{ mm}$
Betriebswälzdurchmesser	$d_{wd1} = 66.297 \text{ mm}$	$d_{wd2} = 262.534 \text{ mm}$	$d_{wd3} = 76.621 \text{ mm}$	$d_{wd4} = 252.21 \text{ mm}$
Kopfkreisdurchmesser	$d_{a1} = 72.164 \text{ mm}$	$d_{a2} = 266.655 \text{ mm}$	$d_{a3} = 82.621 \text{ mm}$	$d_{a4} = 258.21 \text{ mm}$
Fußkreisdurchmesser	$d_{f1} = 60.926 \text{ mm}$	$d_{f2} = 255.417 \text{ mm}$	$d_{f3} = 70.621 \text{ mm}$	$d_{f4} = 246.21 \text{ mm}$
Zahnradbreite	$b_1 = 30 \text{ mm}$	$b_2 = 28 \text{ mm}$	$b_3 = 52 \text{ mm}$	$b_4 = 50 \text{ mm}$
Modul	$m_{n12} = 2.5 \text{ mm}$		$m_{n34} = 3 \text{ mm}$	
Achsabstand	$a_{v12} = 164.415 \text{ mm}$		$a_{v34} = 164.415 \text{ mm}$	
Verschiebung	$V_1 = 0.332 \text{ mm}$	$V_2 = -0.859 \text{ mm}$	$V_3 = 0 \text{ mm}$	$V_4 = 0 \text{ mm}$
Profilüberdeckung	$\varepsilon_{\alpha12} = 1.576$		$\varepsilon_{\alpha34} = 1.705$	
Sprungüberdeckung	$\varepsilon_{\beta12} = 1.298$		$\varepsilon_{\beta34} = 1.931$	
Gesamtüberdeckung	$\varepsilon_{\gamma12} = 2.873$		$\varepsilon_{\gamma34} = 3.636$	

### 17) Zahnradkräfte

<u>Zahnrad 1:</u>			
Umfangskraft:	$F_{T1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_1} = 1.504 \text{ kN}$	Gl.:21.70	
Radialkraft:	$F_{R1} := \frac{F_{T1} \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 0.582 \text{ kN}$	Gl.:21.72	
Axialkraft:	$F_{A1} := F_{T1} \cdot \tan(\beta) = 0.547 \text{ kN}$	Gl.:21.73	

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

Zahnrad 2:

Umfangskraft:  $F_{T2} := |F_{T1}| = 1.504 \text{ kN}$

Radialkraft:  $F_{R2} := |F_{R1}| = 0.582 \text{ kN}$

Axialkraft:  $F_{A2} := |F_{A1}| = 0.547 \text{ kN}$

Zahnrad 3:

Umfangskraft:  $F_{T3} := 2 \cdot \frac{T_{an} \cdot i_{12}}{d_3} = 5.168 \text{ kN}$

Radialkraft:  $F_{R3} := \frac{F_{T3} \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 2.002 \text{ kN}$

Axialkraft:  $F_{A3} := F_{T3} \cdot \tan(\beta) = 1.881 \text{ kN}$

Zahnrad 4:

Umfangskraft:  $F_{T4} := |F_{T3}| = 5.168 \text{ kN}$

Radialkraft:  $F_{R4} := |F_{R3}| = 2.002 \text{ kN}$

Axialkraft:  $F_{A4} := |F_{A3}| = 1.881 \text{ kN}$

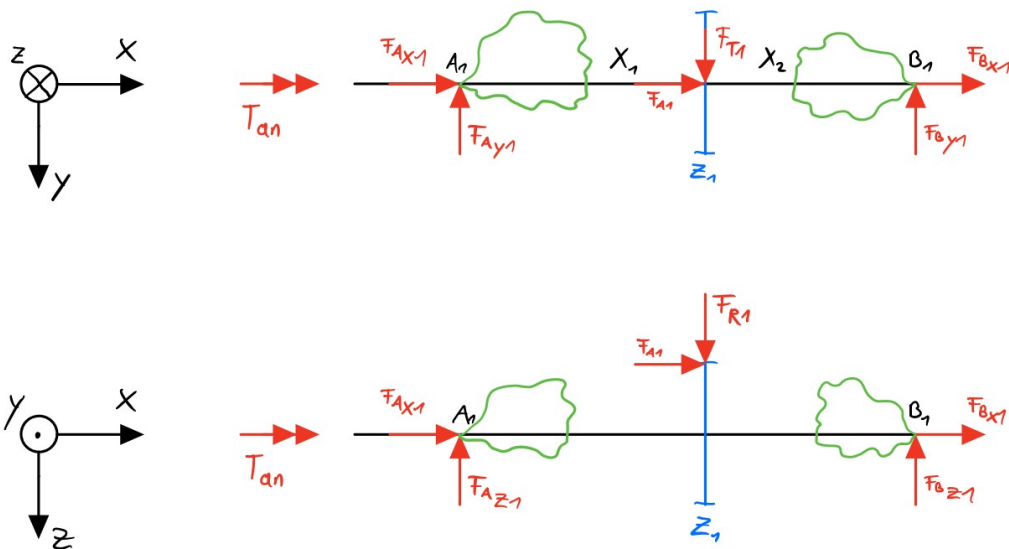
Hier werden nur Beträge berechnet.  
Die Richtungen der Kräfte sind den Schnittverläufen der Wellen zu entnehmen.

**18) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Antriebswelle**

Als Literatur für die Formeln dient:  
Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

## Freischnitt der Antriebswelle



Längen:  $X_1 := 33.5 \text{ mm}$   $X_2 := 26.5 \text{ mm}$

## Lagerkräfte:

XY-Ebene:

$$F_{By1} := \frac{F_{T1} \cdot X_1}{(X_1 + X_2)} = 0.839 \text{ kN}$$

$$F_{Ay1} := F_{T1} - F_{By1} = 0.664 \text{ kN}$$

XZ-Ebene:

$$F_{Bz1} := \frac{F_{R1} \cdot X_1 + F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2}}{(X_1 + X_2)} = 0.628 \text{ kN}$$

$$F_{Az1} := F_{R1} - F_{Bz1} = -0.046 \text{ kN}$$

## Resultierende Lagerkräfte:

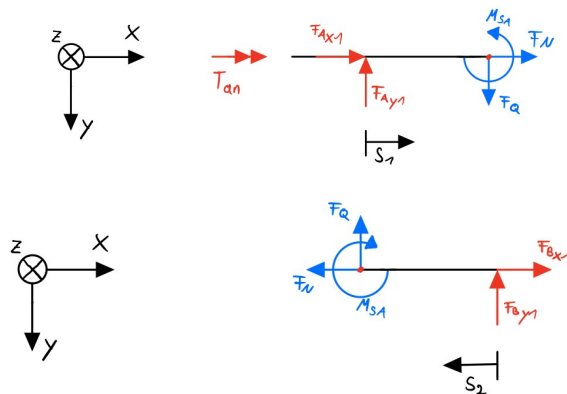
$$F_{RA1} := \sqrt{F_{Ay1}^2 + F_{Az1}^2} = 0.666 \text{ kN}$$

$$F_{RB1} := \sqrt{F_{By1}^2 + F_{Bz1}^2} = 1.049 \text{ kN}$$

Da  $F_{RA1} < F_{RB1}$  wird das Lager A, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich:  $F_{Ax1} := -F_{A1} = -0.547 \text{ kN}$  mit:  $F_{Bx1} := 0 \text{ kN}$

## Schnittgrößenverläufe:

XY-Ebene:



Das Moment  $M_{sA}$  bezieht sich in allen folgenden Rechnungen auf den Punkt (S). Dabei ist der Schnittpunkt gemeint, also der Punkt, an dem die Normal- und Querkraft angreifen.

$$s_{1min} := 0 \text{ mm} \quad s_{1max} := X_1 = 33.5 \text{ mm}$$

$$s_{2min} := 0 \text{ mm} \quad s_{2max} := X_2 = 26.5 \text{ mm}$$

positives Schnittufer:

$$F_N := -F_{Ax1} = 0.547 \text{ kN}$$

$$F_Q := -F_{Ay1} = -0.664 \text{ kN}$$

$$M_{s1xy} := F_{Ay1} \cdot s_1$$

$$M_{s1xymin} := F_{Ay1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s1xymax} := F_{Ay1} \cdot s_{1max} = 22.246 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{Bx1} = 0 \text{ kN}$$

$$F_Q := -F_{By1} = -0.839 \text{ kN}$$

$$M_{s2xy} := F_{By1} \cdot s_2$$

$$M_{s2xymin} := F_{By1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s2xymax} := F_{By1} \cdot s_{2max} = 22.246 \text{ N} \cdot \text{m}$$

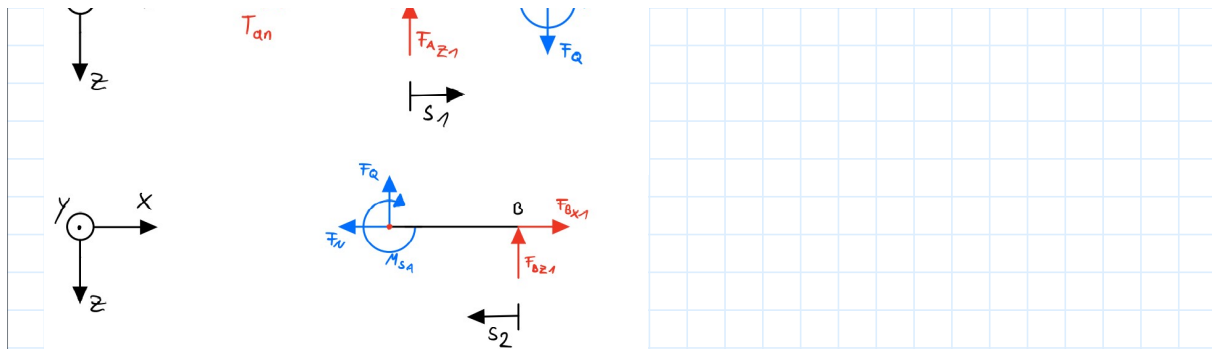
XZ-Ebene:



Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



positives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Az1} = 0.046 \text{ kN}$$

$$M_{s1xz} := F_{Az1} \cdot s_1$$

$$M_{s1xzmin} := F_{Az1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s1xzmax} := F_{Az1} \cdot s_{1max} = -1.544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Bz1} = -0.628 \text{ kN}$$

$$M_{s2xz} := F_{Bz1} \cdot s_2$$

$$M_{s2xzmin} := F_{Bz1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

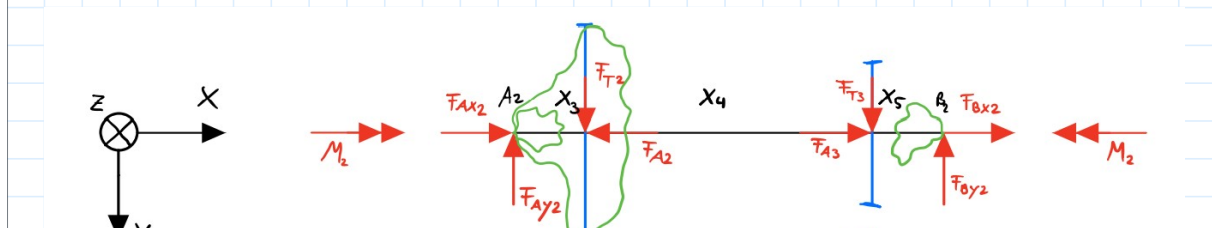
$$M_{s2xzmax} := F_{Bz1} \cdot s_{2max} = 16.654 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Antriebswelle

$$M_{sAmax} := \sqrt{(M_{s2xymax})^2 + (M_{s2xzmax})^2} = 27.789 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 19) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle

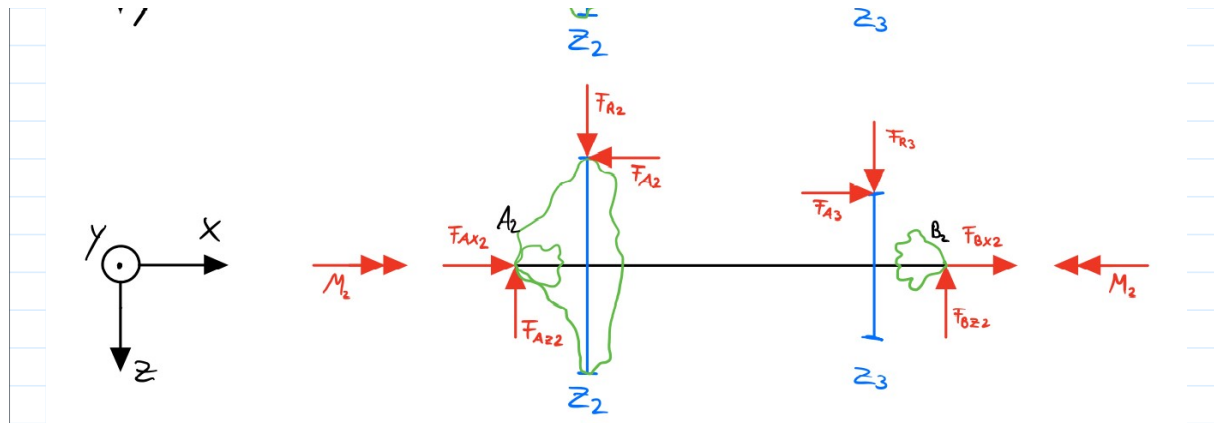
Freischnitt der Vorgelegewelle



Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



Längen:  $X_3 := 39.8 \text{ mm}$   $X_4 := 101.7 \text{ mm}$   $X_5 := 36.8 \text{ mm}$

Lagerkräfte:

XY-Ebene:

$$F_{By2} := \frac{F_{T2} \cdot X_3 + F_{T3} \cdot (X_3 + X_4)}{(X_3 + X_4 + X_5)} = 4.437 \text{ kN}$$

$$F_{Ay2} := F_{T2} + F_{T3} - F_{By2} = 2.235 \text{ kN}$$

XZ-Ebene:

$$F_{Bz2} := \frac{F_{R3} \cdot (X_3 + X_4) + F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{R2} \cdot X_3}{(X_3 + X_4 + X_5)} = 1.719 \text{ kN}$$

$$F_{Az2} := F_{R2} + F_{R3} - F_{Bz2} = 0.866 \text{ kN}$$

Resultierende Lagerkräfte:

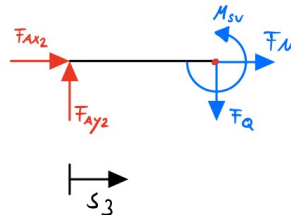
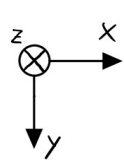
$$F_{RA2} := \sqrt{F_{Ay2}^2 + F_{Az2}^2} = 2.396 \text{ kN} \quad F_{RB2} := \sqrt{F_{By2}^2 + F_{Bz2}^2} = 4.758 \text{ kN}$$

Da  $F_{RA2} < F_{RB2}$  wird das Lager A, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich:  $F_{Ax2} := F_{A2} - F_{A3} = -1.334 \text{ kN}$  mit:  $F_{Bx2} := 0 \text{ kN}$

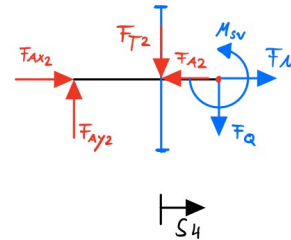
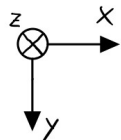
Schnittgrößenverläufe:



XY-Ebene:

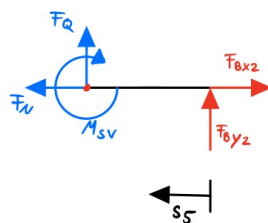
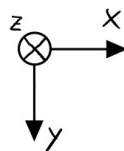


$$s_{3min} := 0 \text{ mm} \quad s_{3max} := X_3 = 39.8 \text{ mm}$$



$$s_{4min} := 0 \text{ mm} \quad s_{4max} := X_4 = 101.7 \text{ mm}$$

$$s_{5min} := 0 \text{ mm} \quad s_{5max} := X_5 = 36.8 \text{ mm}$$



erstes positives Schnittufer:

$$F_N := -F_{Ax2} = 1.334 \text{ kN}$$

$$F_Q := -F_{Ay2} = -2.235 \text{ kN}$$

$$M_{s3xy} := F_{Ay2} \cdot s_3$$

$$M_{s3xymin} := F_{Ay2} \cdot s_{3min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s3xymax} := F_{Ay2} \cdot s_{3max} = 88.937 \text{ N} \cdot \text{m}$$

zweites positives Schnittufer:

$$F_N := F_{A2} - F_{Ax2} = 1.881 \text{ kN}$$

$$F_Q := F_{Ay2} - F_{T2} = 0.731 \text{ kN}$$

$$M_{s4xy} := F_{Ay2} \cdot (s_3 + s_4) - F_{T2} \cdot s_4$$

$$M_{s4xymin} := F_{Ay2} \cdot (s_{3max} + s_{4min}) - F_{T2} \cdot s_{4min} = 88.937 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s4xymax} := F_{Ay2} \cdot (s_{3max} + s_{4max}) - F_{T2} \cdot s_{4max} = 163.29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{Bx2} = 0 \text{ N}$$

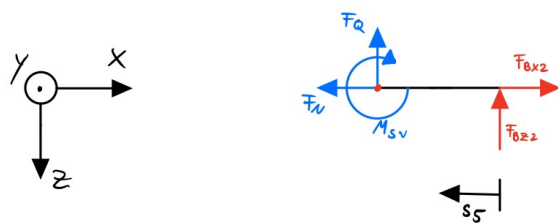
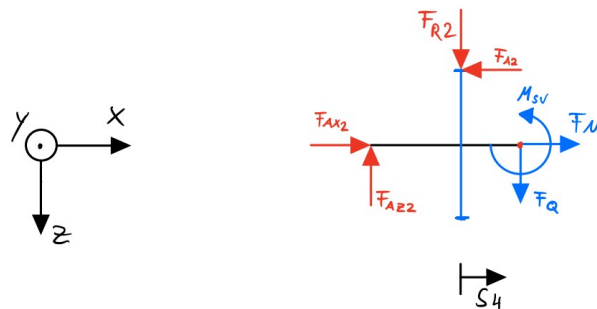
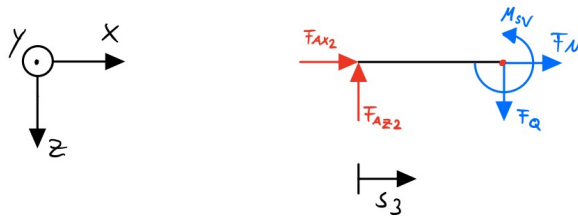
$$F_Q := -F_{By2} = -4.437 \text{ kN}$$

$$M_{s5xy} := F_{By2} \cdot s_5$$

$$M_{s5xymin} := F_{By2} \cdot s_{5min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s5xymax} := F_{By2} \cdot s_{5max} = 163.29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

XZ-Ebene:



erstes positives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Az2} = -0.866 \text{ kN}$$

$$M_{s5xy} := F_{Az2} \cdot s_5$$

$$M_{s5xymin} := F_{Az2} \cdot s_{5min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$M_{s3xzmax} := F_{Az2} \cdot s_{3max} = 34.448 \text{ N} \cdot \text{m}$$

zweites positives Schnittufer:

$$F_Q := F_{Az2} - F_{R2} = 0.283 \text{ kN}$$

$$M_{s4xz} := F_{Az2} \cdot (s_3 + s_4) - F_{R2} \cdot s_4 - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$M_{s4xzmin} := F_{Az2} \cdot (s_{3max} + s_{4min}) - F_{R2} \cdot s_{4min} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = -37.618 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s4xzmax} := F_{Az2} \cdot (s_{3max} + s_{4max}) - F_{R2} \cdot s_{4max} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = -8.819 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Bz2} = -1.719 \text{ kN}$$

$$M_{s5xz} := F_{By2} \cdot s_5$$

$$M_{s5xzmin} := F_{Bz2} \cdot s_{5min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s5xzmax} := F_{Bz2} \cdot s_{5max} = 63.247 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Vorgelegewelle

$$M_{sVmax} := \sqrt{(M_{s5xzmax})^2 + (M_{s5xymax})^2} = 175.11 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 20) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Abtriebswelle

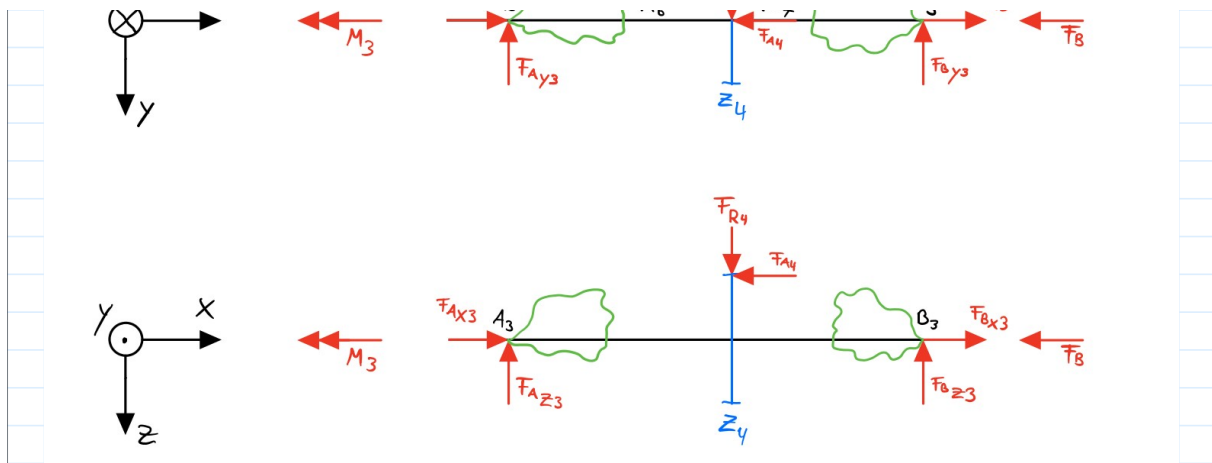
Freischnitt der Abtriebswelle



Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



Längen:  $X_6 := 39.7 \text{ mm}$   $X_7 := 45.3 \text{ mm}$

Lagerkräfte:

XY-Ebene:

$$F_{By3} := \frac{F_{T4} \cdot X_6}{(X_6 + X_7)} = 2.414 \text{ kN}$$

$$F_{Ay3} := F_{T4} - F_{By3} = 2.754 \text{ kN}$$

XZ-Ebene:

$$F_{Bz3} := \frac{F_{R4} \cdot X_6 - F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2}}{(X_6 + X_7)} = -1.856 \text{ kN}$$

$$F_{Az3} := F_{R4} - F_{Bz3} = 3.858 \text{ kN}$$

Resultierende Lagerkräfte:

$$F_{RA3} := \sqrt{F_{Ay3}^2 + F_{Az3}^2} = 4.74 \text{ kN}$$

$$F_{RB3} := \sqrt{F_{By3}^2 + F_{Bz3}^2} = 3.045 \text{ kN}$$

Da  $F_{RB3} < F_{RA3}$  wird das Lager B, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich:  $F_{Bx3} := F_{A4} + F_B = 3.381 \text{ kN}$  mit:  $F_{Ax3} := 0 \text{ kN}$

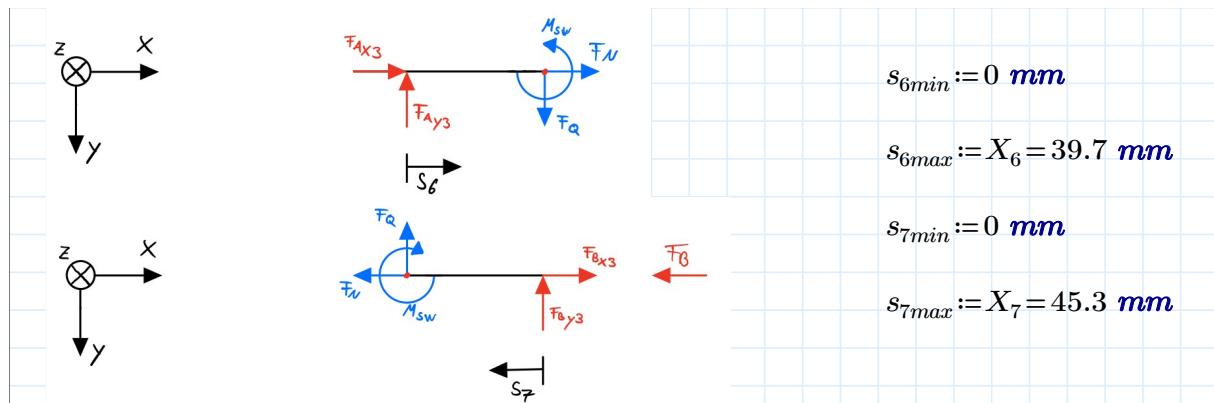
Schnittgrößenverläufe:

XY-Ebene:

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



positives Schnittufer:

$$F_N := -F_{Ax3} = 0 \text{ N}$$

$$F_Q := F_{Ay3} = 2.754 \text{ kN}$$

$$M_{s6xy} := F_{Ay3} \cdot s_6$$

$$M_{s6xymin} := F_{Ay3} \cdot s_{6min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s6xymax} := F_{Ay3} \cdot s_{6max} = 109.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{Bx3} - F_B = 1.881 \text{ kN}$$

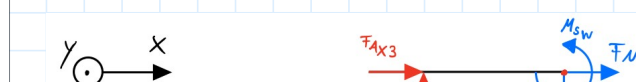
$$F_Q := -F_{By3} = -2.414 \text{ kN}$$

$$M_{s7xy} := F_{By3} \cdot s_7$$

$$M_{s7xymin} := F_{By3} \cdot s_{7min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s7xymax} := F_{By3} \cdot s_{7max} = 109.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

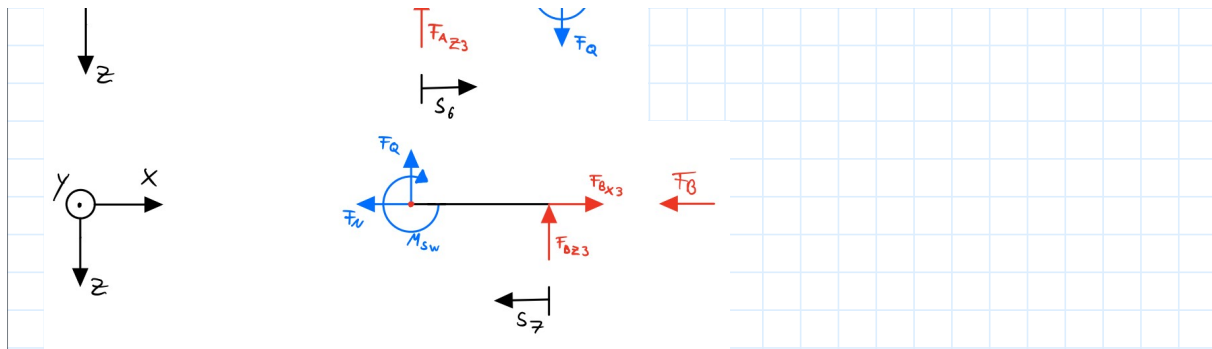
XZ-Ebene:



Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



positives Schnittufer:

$$F_Q := F_{Az3} = 3.858 \text{ kN}$$

$$M_{s6xz} := F_{Az3} \cdot s_6$$

$$M_{s6xzmin} := F_{Az3} \cdot s_{6min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s6xzmax} := F_{Az3} \cdot s_{6max} = 153.149 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Bz3} = 1.856 \text{ kN}$$

$$M_{s7xz} := F_{Bz3} \cdot s_7$$

$$M_{s7xzmin} := F_{Bz3} \cdot s_{7min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s7xzmax} := F_{Bz3} \cdot s_{7max} = -84.069 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Abtriebswelle

$$M_{sWmax} := \sqrt{(M_{s6xymax})^2 + (M_{s6xzmax})^2} = 188.181 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 21) Auswahl Lagergröße

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

**Antriebswelle**

$$P_{1L} := |F_{RB1}| = 1.049 \text{ kN}$$

$$P_{1F} := 1.5 \text{ kN}$$

$p := 3$       Aufgrund von Rillenkugellager

$$L_{10h} := 10000 \text{ hr}$$

Loslager B

$$C_{erf} := P_{1L} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_{an} \cdot L_{10h}}{10^6}} = 11.143 \text{ kN} \quad \text{Gl.: 14.1}$$

gewählt: 6006

Festlager A

$$C_{erf} := P_{1F} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_{an} \cdot L_{10h}}{10^6}} = 15.94 \text{ kN} \quad \text{Gl.: 14.1}$$

gewählt: 6206

**Vorgelegewelle**

$$n_2 := \frac{2000 \cdot \text{min}^{-1}}{i_{12}} = 505.051 \frac{1}{\text{min}}$$

$$d_{W2} = 45 \text{ mm}$$

Loslager B

Festlager A

$$P_{2L} := F_{RB2} = 4.758 \text{ kN}$$

$$P_{2F} := 6 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{2L} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_2 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 31.961 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{2F} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_2 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 40.301 \text{ kN}$$

Gl.: 14.1

gewählt: 6209

gewählt: 6309

**Abtriebswelle**

Als Literatur für die Formeln dient:  
 Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
 Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.:      TB:  
 TBM S.

$$n_3 := \frac{2000 \cdot \text{min}^{-1}}{i_{ges}} = 153.433 \frac{1}{\text{min}}$$

$$d_{W3} = 60 \text{ mm}$$

Loslager A

Festlager B

$$P_{3L} := |F_{RA3}| = 4.74 \text{ kN}$$

$$P_{3F} := 10 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{3L} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 21.403 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{3F} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 45.153 \text{ kN}$$

gewählt: 6012

gewählt: 6212

## 22) Lebensdauer der Lager

### Antriebswelle

$$c_{6006} := 13.8 \text{ kN}$$

$$l_{10;6006} := \frac{10^6}{n_{an}} \cdot \left( \frac{c_{6006}}{P_{1L}} \right)^3 = (1.899 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

Gl.: 14.5a

$$c_{6206} := 20.3 \text{ kN}$$

$$c_{0.6206} := 11.2 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Ax1}|}{F_{RA1}} = 0.822$$

$$\frac{|F_{Ax1}|}{c_{0.6206}} = 0.049$$

$$\frac{|F_{Ax1}|}{F_{RA1}} > e \quad \text{d.h.} \quad X_{6206} := 0.56 \quad Y_{6206} := 1.8$$

TB: 14-3a

$$P_{6206} := X_{6206} \cdot F_{RA1} + Y_{6206} \cdot |F_{Ax1}| = 1.358 \text{ kN}$$

$$l_{10h;6206} := \frac{10^6}{n_{an}} \cdot \left( \frac{c_{6206}}{P_{6206}} \right)^p = (2.785 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

### Vorgelegewelle

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



$$c_{6209} := 33.5 \text{ kN}$$

$$l_{10;6209} := \frac{10^6}{n_2} \cdot \left( \frac{c_{6209}}{P_{2L}} \right)^3 = (1.151 \cdot 10^4) \text{ hr} \quad \text{Gl.: 14.5a}$$

$$c_{0.6309} := 31.5 \text{ kN}$$

$$c_{6309} := 53 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Bx2}|}{F_{RB2}} = 0$$

$$\frac{|F_{Bx2}|}{c_{0.6309}} = 0$$

$$\frac{|F_{Bx2}|}{F_{RB2}} < e$$

$$X_{6309} := 1$$

$$Y_{6309} := 0$$

TB: 14-3a

$$P_{6309} := X_{6309} \cdot F_{RB2} + Y_{6309} \cdot |F_{Bx2}| = 4.758 \text{ kN}$$

$$l_{10h;6309} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left( \frac{c_{6309}}{P_{6309}} \right)^3 = (1.501 \cdot 10^5) \text{ hr}$$

### Abtriebswelle

$$c_{6012} := 29 \text{ kN}$$

$$l_{10;6012} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left( \frac{c_{6012}}{P_{3L}} \right)^3 = (2.488 \cdot 10^4) \text{ hr} \quad \text{Gl.: 14.5a}$$

$$c_{6212} := 52 \text{ kN}$$

$$c_{0;6212} := 36 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Bx3}|}{F_{RA3}} = 0.713$$

$$\frac{|F_{Bx3}|}{c_{0;6212}} = 0.094$$

$$\frac{|F_{Bx3}|}{F_{RA3}} > e$$

d.h.

$$X_{6212} := 0.56 \quad Y_{6212} := 1.8$$

TB: 14-3a

$$P_{6212} := X_{6212} \cdot F_{RA3} + Y_{6212} \cdot |F_{Bx3}| = 8.74 \text{ kN}$$

$$l_{10;6212} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left( \frac{c_{6212}}{P_{6212}} \right)^3 = (2.287 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

### 23) Zusammenfassung der gewählten Lager

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

Welle	Loslager	Lebensdauer ( <i>hr</i> )	Festlager	Lebensdauer ( <i>hr</i> )
Antriebswelle	6006	19220	6206	27660
Vorgelegewelle	6209	11510	6309	150100
Abtriebswelle	6012	26410	6212	23290

**24) Allgemeine Daten Festigkeitsnachweis**

Wellenmaterial nach Vereinbarungen 42CrMo4

$$R_m := 1100 \frac{N}{mm^2} \quad R_{p0.2N} := 900 \frac{N}{mm^2} \quad \text{TB: 1-1}$$

$$\sigma_{bWN} := 550 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tWN} := 330 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_z := 6.3 \mu m \quad \text{TB: 2-12}$$

**25) Festigkeitsnachweis Antriebswelle****Statischer Festigkeitsnachweis:**Nach Schema RM  
S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B1} := 0.012 \cdot (d_{W1} + (d_{W1} - t_{1,W1}))^3 = (2.107 \cdot 10^3) mm^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\sigma_{bmax1} := \frac{M_{sAmax}}{W_{B1}} = 13.186 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Torsion

$$W_{T1} := 0.2 \cdot (d_{W1} - t_{1,W1})^3 = (3.515 \cdot 10^3) mm^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\tau_{tmax1} := \frac{T_{an}}{W_{T1}} = 14.224 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Technologischer Größeneinflussfaktor

Als Literatur für die Formeln dient:

 Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
 Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

 Gl.: TB:  
 TBM S.

$$K_{t1} := 1 - 0.26 \cdot \log \left( \frac{(d_{W1} - t_{1,W1})}{16 \text{ mm}} \right) = 0.945$$

TB: 3-11

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF1} := 1.2 \cdot R_{p0.2N} \cdot K_{t1} = (1.021 \cdot 10^3) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tF1} := 1.2 \cdot R_{p0.2N} \cdot \frac{K_{t1}}{\sqrt[2]{3}} = 589.355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{F1} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left( \frac{\sigma_{bmax1}}{\sigma_{bF1}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{tmax1}}{\tau_{tF1}} \right)^2}} = 36.53$$

$$S_{F1min} := 2$$

TB: 3-14

Mit  $S_{F1} > S_{F1min}$  ist die Antriebswelle bisher statisch fest.**Dynamischer Festigkeitsnachweis:**Nach Schema RM  
S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$\sigma_{ba1} := \frac{M_{sAmax} \cdot K_A}{W_{B1}} = 26.373 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Belastungsfaktor  
beachtet

$$\sigma_{bm1} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Hinweis S.73

Torsion

$$\tau_{ta1} := \frac{T_{an} \cdot K_A}{W_{T1}} = 28.448 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tm1} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Konstruktionsfaktoren:

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb1} := 2.4$$

$$\beta_{kt1} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g1} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W1} - t_{1,W1})}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} = 0.917$$

TB: 3-11c

Oberflächenrauheit

$$K_{O\sigma1} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{N}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right) = 0.87$$

TB: 3-10

$$K_{O\tau1} := 0.575 \cdot K_{O\sigma1} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V1} := 1.2$$

TB: 3-12

$$K_{Db1} := \left(\frac{\beta_{kb1}}{K_{g1}} + \frac{1}{K_{O\sigma1}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V1}} = 2.306$$

Gl.: 3.16

$$K_{Dt1} := \left(\frac{\beta_{kt1}}{K_{g1}} + \frac{1}{K_{O\tau1}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V1}} = 2.067$$

Wechselfestigkeit für die Antriebswelle

$$\sigma_{bGW1} := K_{t1} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db1}} = 225.457 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tGW1} := K_{t1} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt1}} = 150.921 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Durch das wählen von  $\sigma_{bm1} = 0 \frac{N}{\text{mm}^2}$  und  $\tau_{tm1} = 0 \frac{N}{\text{mm}^2}$  werden die weiteren

Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$S_{D1} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{ba1}}{\sigma_{bGW1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta1}}{\tau_{tGW1}}\right)^2}} = 4.508$$

$$S_{D1min} := 1.5$$

Voraussetzung

$$S_{z1} := 1.2$$

TB: 3-14c

$$S_{Derf1} := S_{D1min} \cdot S_{z1} = 1.8$$

Gl.: 3.31

Mit  $S_{D1} > S_{Derf1}$  ist die Antriebswelle dauerfest.

## 26) Festigkeitsnachweis Vorgelegewelle

### Statischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM  
S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B2} := 0.012 \cdot (d_{W2} + (d_{W2} - t_{1;W2}))^3 = (7.24 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

TB: 11-3

$$\sigma_{bmax2} := \frac{M_{sVmax}}{W_{B2}} = 24.186 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bild 3.2

Torsion

$$W_{T2} := 0.2 \cdot (d_{W2} - t_{1;W2})^3 = (1.233 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

TB: 11-3

$$\tau_{tmax2} := \frac{T_{an} \cdot i_{12}}{W_{T2}} = 16.064 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bild 3.2

Technologischer Größeneinflussfaktor

$$K_{t2} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{(d_{W2} - t_{1;W2})}{16 \text{ mm}}\right) = 0.898$$

TB: 3-11

Bauteilfestigkeit:

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$\sigma_{bF2} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot K_{t2} = 969.792 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tF2} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot \frac{K_{t2}}{\sqrt[2]{3}} = 559.91 \frac{N}{mm^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{F2} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{bmax2}}{\sigma_{bF2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax2}}{\tau_{tF2}}\right)^2}} = 26.306$$

$$S_{F2min} := 2$$

TB: 3-14

Mit  $S_{F2} > S_{F2min}$  ist die Vorgelegewelle bisher statisch fest.

### Dynamischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM  
S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$\sigma_{ba2} := \frac{M_{sVmax} \cdot K_A}{W_{B2}} = 48.372 \frac{N}{mm^2}$$

Belastungsfaktor  
beachtet

$$\sigma_{bm2} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Hinweis S.73

Torsion

$$\tau_{ta2} := \frac{T_{an} \cdot i_{12} \cdot K_A}{W_{T2}} = 32.127 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tm2} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{L, \sigma} := 2.4$$

$$\beta_{L, \tau} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g2} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W2} - t_{1,W2})}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} = 0.889 \quad \text{TB: 3-11c}$$

Oberflächenrauheit

$$K_{O\sigma 2} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right) = 0.87 \quad \text{TB: 3-10}$$

$$K_{O\tau 2} := 0.575 \cdot K_{O\sigma 2} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V2} := 1.2 \quad \text{TB: 3-12}$$

$$K_{Db2} := \left(\frac{\beta_{kb2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{O\sigma 2}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.374 \quad \text{Gl.: 3.16}$$

$$K_{Dt2} := \left(\frac{\beta_{kt2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{O\tau 2}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.129$$

Wechselfestigkeit für die Vorgelegewelle

$$\sigma_{bGW2} := K_{t2} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db2}} = 208.014 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tGW2} := K_{t2} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt2}} = 139.154 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Durch das wählen von  $\sigma_{bm2} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  und  $\tau_{tm2} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  werden die weiteren

Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

$$S_{D2} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{ba2}}{\sigma_{bGW2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta2}}{\tau_{tGW2}}\right)^2}} = 3.052$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$S_{D2min} := 1.5$	Voraussetzung
$S_{z2} := 1.4$	TB: 3-14c
$S_{Derf2} := S_{D2min} \cdot S_{z2} = 2.1$	Gl.: 3.31
Mit $S_{D2} > S_{Derf2}$ ist die Vorgelegewelle dauerfest.	

## 27) Festigkeitsnachweis Abtriebswelle

<b>Statischer Festigkeitsnachweis:</b>	Nach Schema RM S.72
vorhandene Spannungen:	
Biegung	
$W_{B3} := 0.012 \cdot (d_{W3} + (d_{W3} - t_{1;W3}))^3 = (1.731 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$	TB: 11-3
$\sigma_{bmax3} := \frac{M_{sWmax}}{W_{B3}} = 10.868 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Bild 3.2
Torsion	
$W_{T3} := 0.2 \cdot (d_{W3} - t_{1;W3})^3 = (2.978 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$	TB: 11-3
$\tau_{tmax3} := \frac{T_{ab2}}{W_{T3}} = 21.889 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Bild 3.2
Technologischer Größeneinflussfaktor	
$K_{t3} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{(d_{W3} - t_{1;W3})}{16 \text{ mm}}\right) = 0.865$	TB: 3-11
Bauteilfestigkeit:	
$\sigma_{bF3} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot K_{t3} = 933.94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_{tF3} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot \frac{K_{t3}}{\sqrt[2]{3}} = 539.211 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
Gesamtsicherheit:	

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.



$$S_{F3} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{bmax3}}{\sigma_{bF3}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax3}}{\tau_{tF3}}\right)^2}} = 23.68$$

$$S_{F3min} := 2$$

TB: 3-14

Mit  $S_{F3} > S_{F3min}$  ist die Abtriebswelle bisher statisch fest.

### Dynamischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM  
S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$\sigma_{ba3} := \frac{M_{sWmax} \cdot K_A}{W_{B3}} = 21.736 \frac{N}{mm^2}$$

Belastungsfaktor  
beachtet

$$\sigma_{bm3} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Hinweis S.73

Torsion

$$\tau_{ta3} := \frac{T_{ab2} \cdot K_A}{W_{T3}} = 43.778 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tm3} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb3} := 2.4 \quad \beta_{kt3} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g3} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W3} - t_{1,W3})}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} = 0.869$$

TB: 3-11c

Oberflächenrauheit

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$K_{O\sigma 3} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{r_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{r_m}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) = 0.87 \quad \text{TB: 3-10}$$

$$K_{O\tau 3} := 0.575 \cdot K_{O\sigma 3} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V3} := 1.2 \quad \text{TB: 3-12}$$

$$K_{Db3} := \left(\frac{\beta_{kb3}}{K_{g3}} + \frac{1}{K_{O\sigma 3}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V3}} = 2.425 \quad \text{Gl.: 3.16}$$

$$K_{Dt3} := \left(\frac{\beta_{kt3}}{K_{g3}} + \frac{1}{K_{O\tau 3}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V3}} = 2.176$$

Wechselfestigkeit für die Abtriebswelle

$$\sigma_{bGW3} := K_{t3} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db3}} = 196.129 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tGW3} := K_{t3} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt3}} = 131.143 \frac{N}{mm^2}$$

Durch das wählen von  $\sigma_{bm3} = 0 \frac{N}{mm^2}$  und  $\tau_{tm3} = 0 \frac{N}{mm^2}$  werden die weiteren

Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

$$S_{D3} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba3}}{\sigma_{bGW3}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta3}}{\tau_{tGW3}}\right)^2}} = 2.843$$

$$S_{D3min} := 1.5 \quad \text{Voraussetzung}$$

$$S_{z3} := 1.4 \quad \text{TB: 3-14c}$$

$$S_{Derf3} := S_{D3min} \cdot S_{z3} = 2.1 \quad \text{Gl.: 3.31}$$

Mit  $S_{D3} > S_{D3min}$  ist die Abtriebswelle dauerfest.

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

**28) Schmierstoffberechnung**

Ölstand reicht bis zur Hälfte des untersten Zahnrades

Kraft-Geschwindigkeits-Faktor für Stirnradgetriebe mit:

$$k_{sv} := \left( 3 \cdot \frac{F_{T3}}{b_3 \cdot d_3} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}} \right) \cdot \frac{1}{\pi \cdot d_3 \cdot \frac{n_{an}}{i_{ges}}} = 8.243 \frac{\text{MPa} \cdot \text{s}}{\text{m}} \quad \text{GL.20-2}$$

Wir verwenden CLP 460 als Schmieröl

TB 20-7a

CLP 460 nach DIN 51517;

Viskositätsklasse 460;

kinematische Viskosität ca.  $500 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

**29) Fliehkraftkupplung**

$$N_{FK} := 3 \quad m_{FK} := 0.5 \text{ kg} \quad r_{FK} := 50 \text{ mm} \quad F_F := 20 \text{ N}$$

$$D_R := 140 \text{ mm} \quad \mu_0 := 0.9$$

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n_S = 115.192 \frac{1}{\text{s}} \quad \text{Winkelgeschwindigkeit}$$

$$F_{Flieh} := m_{FK} \cdot r_{FK} \cdot \omega^2 = 331.728 \text{ N} \quad \text{Fliehkraft}$$

$$F_{NK} := F_{Flieh} - F_F = 311.728 \text{ N} \quad \text{Kontaktkraft}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)  
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:  
TBM S.

$$F_R := \mu_0 \cdot F_{NK} = 280.556 \text{ N}$$

Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse

$$T_R := N_{FK} \cdot F_R \cdot \frac{D_R}{2} = 58.917 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Reibmoment

Da das erforderliche Antriebsdrehmoment von 50Nm hier großzügig eingehalten wird, wird die Fliehkraftkupplung mit drei Fliehkörpern gebaut.