

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

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

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

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

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

2) Berechnung der Wellen und Passfedern

$$\tau_{tzul} := 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dauerfestigkeitsschubspannung von 42CrMo4

$$n_P := 1$$

Anzahl Passfedern pro Welle-Nabe Verbindung

$$\varphi := 1$$

Traganteil der Passfeder

$$R_e := 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze E295

$$S_F := 1.1$$

Sicherheit Fließgrenze

$$p_{Fzul} := \frac{R_e}{S_F} = 268.182 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zulässige Flächenpressung einer Passfeder

Antriebswelle:

$$d_{min1} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 21.677 \text{ mm}$$

$$d_{W1} := 30 \text{ mm}$$

$$t_{1;W1} := 4 \text{ mm}$$

$$l_{t1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1} \cdot (7 \text{ mm} - t_{1;W1}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 4.143 \text{ mm}$$

$$b_{P1} := 8 \text{ mm}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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: **Antriebswelle Ø 30mm**
Passfeder DIN 6885 - A8 x 7 x 28

Vorgelegewelle:

$$d_{min2} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{12}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 34.295 \text{ mm} \quad d_{W2} := 45 \text{ mm} \quad t_{1;W2} := 5.5 \text{ mm}$$

$$l_{t2} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2} \cdot (9 \text{ mm} - t_{1;W2}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 9.375 \text{ mm} \quad b_{P2} := 14 \text{ mm}$$

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

$$l_{P2} := 28 \text{ mm}$$

$$l_{P2} := 50 \text{ mm}$$

gewählt: **Vorgelegewelle Ø 45mm**
Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 28
Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 50

Abtriebswelle:

$$d_{min3} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{ges}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 51.016 \text{ mm} \quad d_{W3} := 60 \text{ mm} \quad t_{1;W3} := 7 \text{ mm}$$

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
 TBM S.

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

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

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

Formel nach Vereinbarungen

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.

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

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

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

Formel nach Vereinbarungen

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.

4) Schrägungswinkel

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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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**

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

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

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

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

$$\alpha_t := \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = 21.173^\circ \quad \text{Gl.: 21.35}$$

Ersatzzähnezahl

$$\beta_b := \arccos\left(\frac{\sin(\alpha_n)}{\sin(\alpha_t)}\right) = 18.747^\circ \quad \text{Gl.: 21.36}$$

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

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

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:

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Profilverschiebungsfaktoren:

$$inv\alpha_{wt} := \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt} \cdot \frac{\pi}{180} = 0.017$$

aus Hinweisen von S.797/809

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

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

Gl.: 21.56

x berechnen:

$$x_1 := \frac{\Sigma x}{2} + \left(0.5 - \frac{\Sigma x}{2}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{z_2}{z_1}\right)}{\log\left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0.133$$

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

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

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

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

Betriebswälzkreisdurchmesser

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

Gl.: 21.22a

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

Gl.: 21.22b

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

neuer Achsabstand

$$a_{v12} := \frac{d_{wd1} + d_{wd2}}{2} = 164.415 \text{ mm}$$

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**

$$c_{12} := 0.25 \cdot m_{n12} = 0.625 \text{ mm}$$

Gl. von Seite 794 / 803

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

Kopfhöhenänderung

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

Gl.: 21.23

13) Weitere Auslegungen der Zahnräder**Grundkreisdurchmesser**

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

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

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

Gl.: 20.21

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

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

Gl.: 21.40

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
 TBM S.

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

Fußkreisdurchmesser

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

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

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

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

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

Überdeckung Zahnradpaar 1

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

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

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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

$$\varepsilon_{\beta 34} := \frac{b_4 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n34}} = 1.931 \quad \text{Gl.: 21.44}$$

$$\varepsilon_{\alpha 34} := \frac{0.5 \cdot \left(\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \frac{z_4}{|z_4|} \cdot \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a_{v34} \cdot \sin(\alpha_{wt})}{\pi \cdot m_{t34} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.705 \quad \text{Gl.: 21.57}$$

$$\varepsilon_{\gamma 34} := \varepsilon_{\alpha 34} + \varepsilon_{\beta 34} = 3.636 \quad \text{Gl.: 21.46 / S.807}$$

Da $\varepsilon_{\alpha 1}$ und $\varepsilon_{\alpha 2}$ über 1,25 sind, ist die Mindestanforderung von 1,1 auf jeden Fall eingehalten.

16) Zusammenfassung wichtiger Komponenten der Zahnräder 1-4

	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	$\varepsilon_{\alpha 12} = 1.576$		$\varepsilon_{\alpha 34} = 1.705$	
Sprungüberdeckung	$\varepsilon_{\beta 12} = 1.298$		$\varepsilon_{\beta 34} = 1.931$	
Gesamtüberdeckung	$\varepsilon_{\gamma 12} = 2.873$		$\varepsilon_{\gamma 34} = 3.636$	

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

17) ZahnradkräfteZahnrad 1:

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Zahnrad 4:

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

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

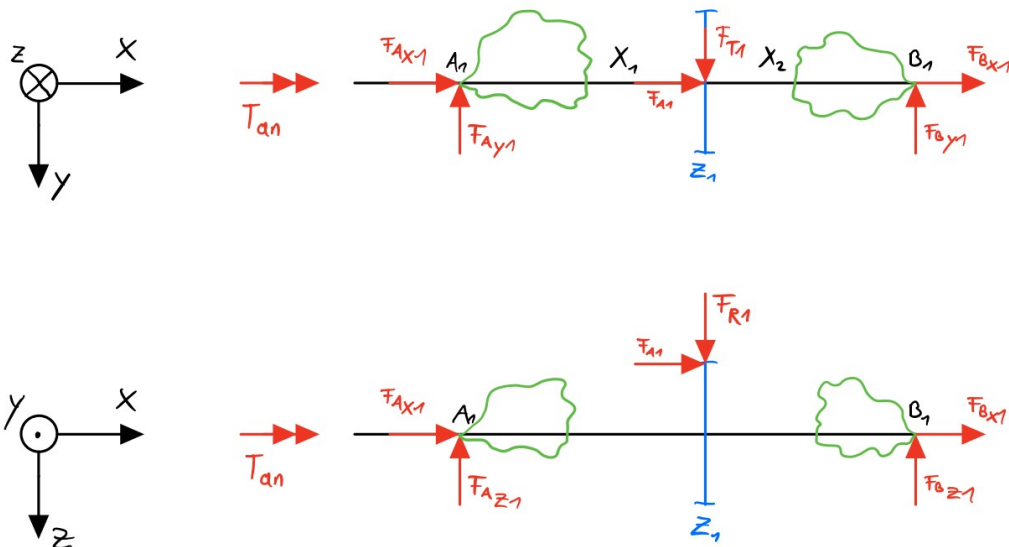
Axialkraft: $F_{A4} := |F_{A3}| = 1.881 \text{ kN}$

Hier werden nur Beträge berechnet.

Die Richtungen der Kräfte sind den Schnittverläufen der Wellen zu entnehmen.

18) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Antriebswelle

Freischnitt der Antriebswelle



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

Lagerkräfte:

XY-Ebene:

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

XZ-Ebene:

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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

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

Resultierende Lagerkräfte:

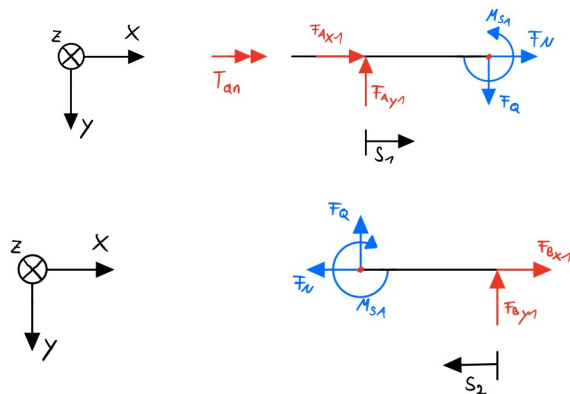
$$F_{RA1} := \sqrt{F_{Ay1}^2 + F_{Az1}^2} = 0.666 \text{ kN}$$

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

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:

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

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

$$M_{s1xy} := F_{Ay1} \cdot s_1 \quad M_{s1xymin} := F_{Ay1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

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

negatives Schnittufer:

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

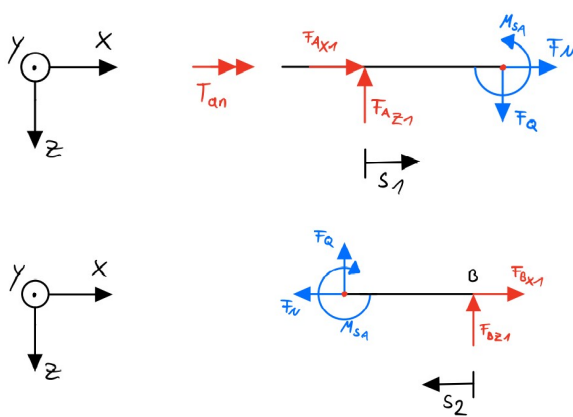
Gl.: TB:
TBM S.

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

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

$$M_{s2xy\max} := F_{By1} \cdot s_{2\max} = 22.246 \text{ N} \cdot \text{m}$$

XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

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

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

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

$$M_{s1xz\max} := F_{Az1} \cdot s_{1\max} = -1.544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

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

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

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

$$M_{s2xz\max} := F_{Bz1} \cdot s_{2\max} = 16.654 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Antriebswelle

Als Literatur für die Formeln dient:

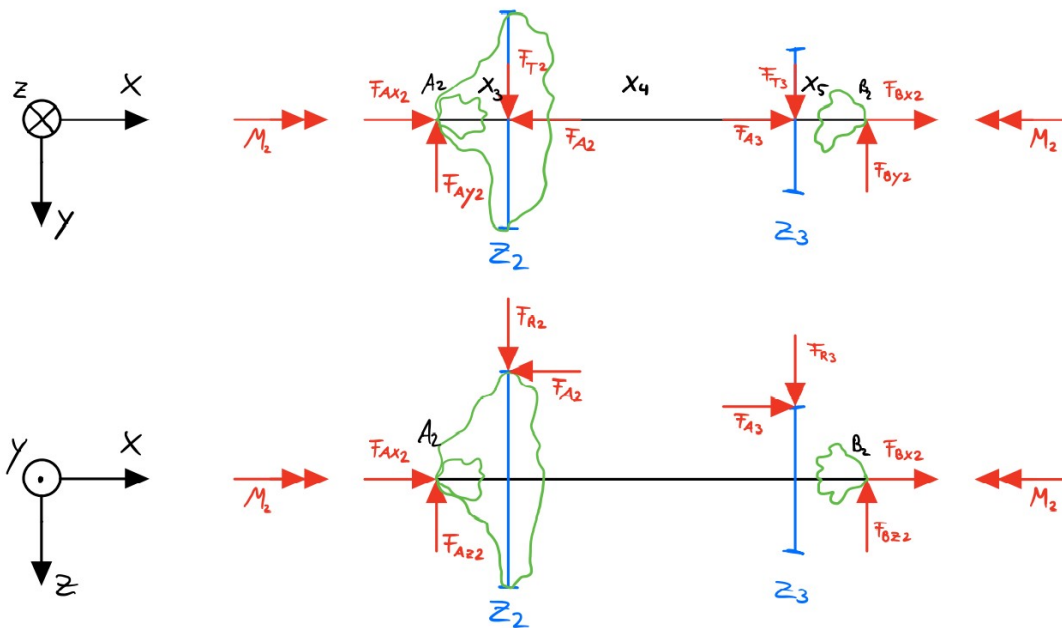
Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$M_{sAmax} := \sqrt{(M_{s2xy\max})^2 + (M_{s2xz\max})^2} = 27.789 \text{ N}\cdot\text{m}$$

19) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle

Freischnitt der Vorgelegewelle



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:

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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

Resultierende Lagerkräfte:

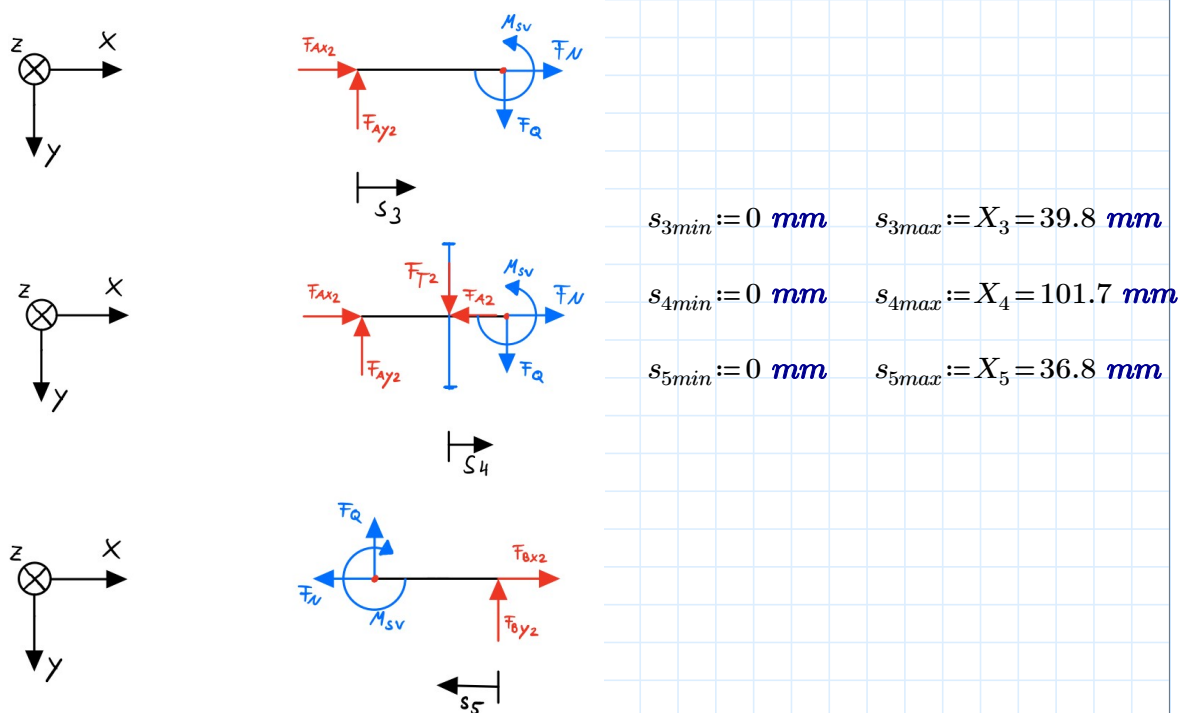
$$F_{RA2} := \sqrt{F_{Ay2}^2 + F_{Az2}^2} = 2.396 \text{ kN}$$

$$F_{RB2} := \sqrt{F_{By2}^2 + F_{Bz2}^2} = 4.758 \text{ kN}$$

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:



erstes positives Schnittufer:

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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

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

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

zweites positives Schnittufer:

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

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

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

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

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

negatives Schnittufer:

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

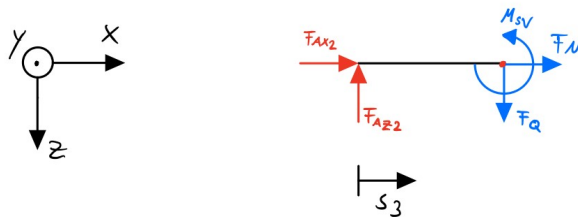
$$F_Q := -F_{By2} = -4.437 \text{ kN}$$

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

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

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

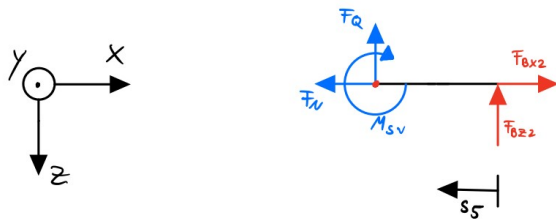
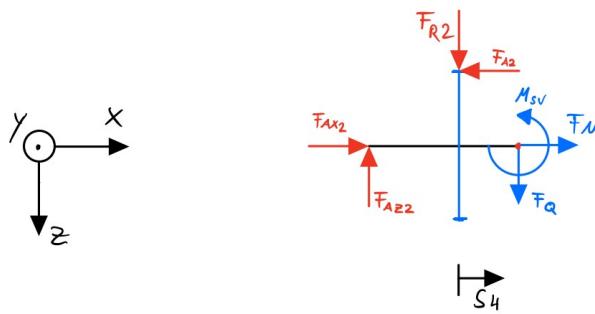
XZ-Ebene:



Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.



erstes positives Schnittufer:

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

$$M_{s3xz} := F_{Az2} \cdot s_3$$

$$M_{s3xzmin} := F_{Az2} \cdot s_{3min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

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

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:

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

$$M_{s5xz} := F_{Bz2} \cdot s_5$$

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

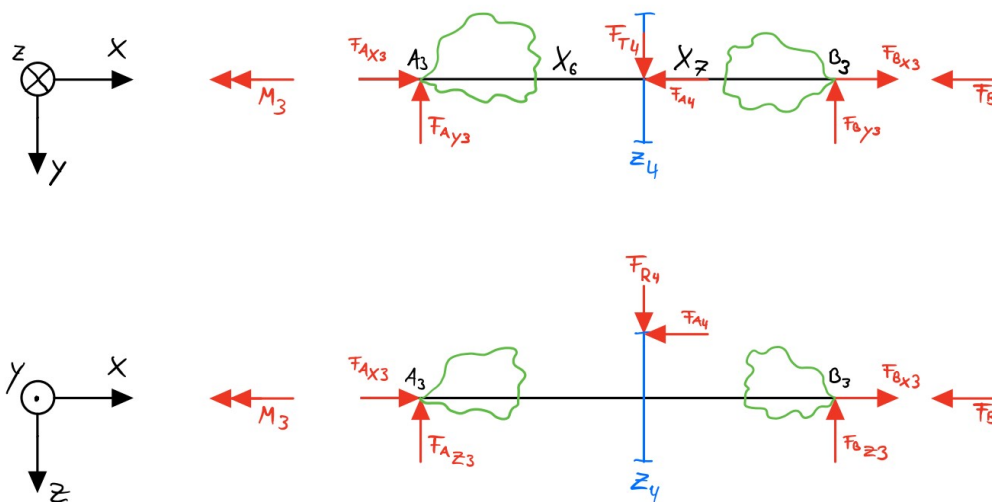
Gl.: TB:
TBM S.

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



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:

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

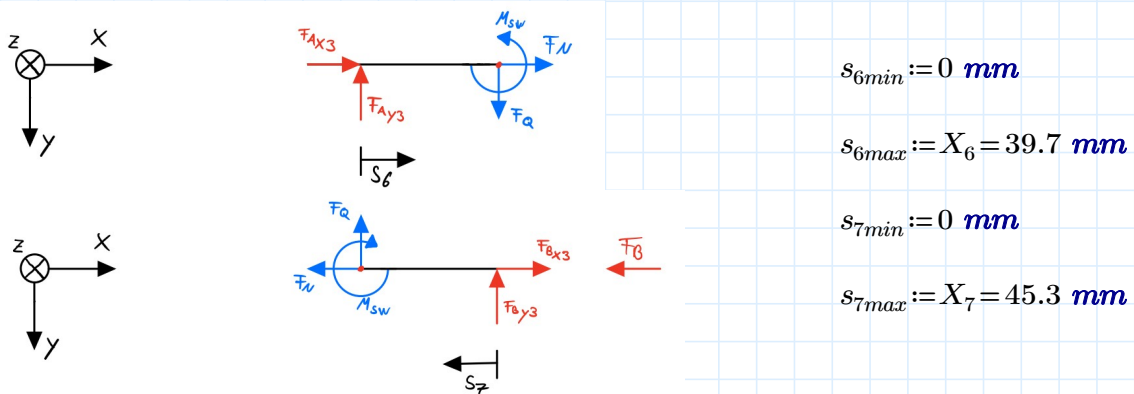
Resultierende Lagerkräfte:

$$F_{RA3} := \sqrt{F_{Ay3}^2 + F_{Az3}^2} = 4.74 \text{ kN} \quad F_{RB3} := \sqrt{F_{By3}^2 + F_{Bz3}^2} = 3.045 \text{ kN}$$

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:



positives Schnittufer:

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

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

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

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

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

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:

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

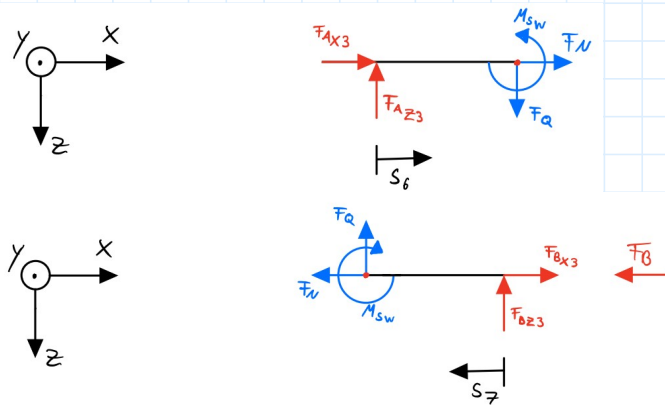
$$F_Q := -F_{By3} = -2.414 \text{ kN}$$

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

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

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

XZ-Ebene:



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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

21) Auswahl Lagergröße**Antriebswelle**

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

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

$$p := 3 \quad \text{Aufgrund von Rillenkugellager}$$

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

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

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

Festlager A

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

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

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

Gl.: 14.1

gewählt: 6209

gewählt: 6309

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Abtriebswelle

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

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

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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
 TBM S.

Vorgelegewelle

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

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

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

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

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

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

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

$$X_{6309} := 1$$

$$Y_{6309} := 0$$

$$\text{TB: 14-3a}$$

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

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

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.

$$X_{6212} := 0.56$$

$$Y_{6212} := 1.8$$

$$\text{TB: 14-3a}$$

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

23) Zusammenfassung der gewählten Lager

Welle	Loslager	Lebensdauer (hr)	Festlager	Lebensdauer (hr)
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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Torsion

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Technologischer Größeneinflussfaktor

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

TB: 3-11

Bauteilfestigkeit:

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

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

Gesamtsicherheit:

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

$$S_{F1min} := 2$$

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Torsion

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

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

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

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

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

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g1} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W1} - t_{1,W1})}{7.5 \frac{N}{mm^2}}\right)}{\log(20)} = 0.917$$

TB: 3-11c

Oberflächenrauheit

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

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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Durch das wählen von $\sigma_{bm1} = 0 \frac{N}{mm^2}$ und $\tau_{tm1} = 0 \frac{N}{mm^2}$ werden die weiteren Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

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

$$S_{D1min} := 1.5$$

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

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Torsion

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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:

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

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

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

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

Belastungsfaktor
beachtet

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

Hinweis S.73

Torsion

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

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

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb2} := 2.4 \quad \beta_{kt2} := 2.2 \quad \text{TB: 3-8 / 3-9}$$

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

$$K_{O\sigma2} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) = 0.87 \quad \text{TB: 3-10}$$

$$K_{O\tau2} := 0.575 \cdot K_{O\sigma2} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

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

$$K_{Db2} := \left(\frac{\beta_{kb2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{O\sigma2}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.374 \quad \text{Gl.: 3.16}$$

$$K_{Dt2} := \left(\frac{\beta_{kt2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{O\tau2}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.129$$

Wechselfestigkeit für die Vorgelegewelle

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Durch das wählen von $\sigma_{bm2} = 0 \frac{N}{mm^2}$ und $\tau_{tm2} = 0 \frac{N}{mm^2}$ werden die weiteren Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

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

$$S_{D2min} := 1.5$$

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

Statischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B3} := 0.012 \cdot (d_{W3} + (d_{W3} - t_{1;W3}))^3 = (1.731 \cdot 10^4) mm^3$$

TB: 11-3

$$\sigma_{bmax3} := \frac{M_{sWmax}}{W_{B3}} = 10.868 \frac{N}{mm^2}$$

Bild 3.2

Torsion

$$W_{T3} := 0.2 \cdot (d_{W3} - t_{1;W3})^3 = (2.978 \cdot 10^4) mm^3$$

TB: 11-3

$$\tau_{tmax3} := \frac{T_{ab2}}{W_{T3}} = 21.889 \frac{N}{mm^2}$$

Bild 3.2

Technologischer Größeneinflussfaktor

$$K_{t3} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{(d_{W3} - t_{1;W3})}{16 mm}\right) = 0.865$$

TB: 3-11

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF3} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot K_{t3} = 933.94 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tF3} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot \frac{K_{t3}}{\sqrt{3}} = 539.211 \frac{N}{mm^2}$$

Gesamtsicherheit:

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

$$S_{F3min} := 2$$

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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb3} := 2.4$$

$$\beta_{kt3} := 2.2$$

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

$$K_{O\sigma3} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right) = 0.87$$

TB: 3-10

$$K_{O\tau3} := 0.575 \cdot K_{O\sigma3} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V3} := 1.2$$

TB: 3-12

$$K_{Db3} := \left(\frac{\beta_{kb3}}{K_{g3}} + \frac{1}{K_{O\sigma3}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V3}} = 2.425$$

Gl.: 3.16

$$K_{Dt3} := \left(\frac{\beta_{kt3}}{K_{g3}} + \frac{1}{K_{O\tau3}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V3}} = 2.176$$

Wechselfestigkeit für die Abtriebswelle

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

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

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Gesamtsicherheit

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

$$S_{D3min} := 1.5$$

Voraussetzung

$$S_{z3} := 1.4$$

TB: 3-14c

$$S_{Derf3} := S_{D3min} \cdot S_{z3} = 2.1$$

Gl.: 3.31

Mit $S_{D3} > S_{Derf3}$ ist die Abtriebswelle dauerfest.**28) Schmierstoffberechnung**

Ölstand reicht bis zur Hälfte des untersten Zahnrades

Kraft-Geschwindigkeits-Faktor für Stirnradgetriebe mit:

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

Wir verwenden CLP 460 als Schmieröl

TB 20-7a

CLP 460 nach DIN 51517;

Viskositätsklasse 460;

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
 TBM S.

29) Fliehkraftkupplung

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

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

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

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

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

$$F_R := \mu_0 \cdot F_{NK} = 280.556 \text{ N} \quad \text{Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse}$$

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

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