

ME3-E

Testat 2 Bohrgerät-Getriebe

Gruppe 9:

Daniel Skrypnikov,

Edis Duvnjak,

Marvin Müller

Inhaltsverzeichnis:

1. Anforderungsliste
2. Prinzip-Skizze
3. Entwurf-Skizze
4. Berechnungen:
 - 1) Auslegen der Übersetzung und Bestimmung der Zähnezahlen
 - 2) Berechnung der Wellen und Passfedern
 - 3) Zahnradbreite
 - 4) Schrägungswinkel
 - 5) Modul 1,2
 - 6) Teilkreisdurchmesser Z_1, Z_2
 - 7) Achsabstand 1,2
 - 8) Modul 3,4
 - 9) Teilkreisdurchmesser Z_3, Z_4
 - 10) Achsabstand 3,4
 - 11) Profilverschiebung
 - 12) Kopfspiel
 - 13) Weitere Auslegungen der Zahnräder
 - 14) Kopfspiel nach Verschiebung
 - 15) Profilüberdeckung
 - 16) Zusammenfassung wichtiger Komponenten der Zahnräder 1-4
 - 17) Zahnradkräfte
 - 18) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Antriebswelle
 - 19) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle
 - 20) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Abtriebswelle
 - 21) Auswahl Lagergröße
 - 22) Lebensdauer der Lager
 - 23) Zusammenfassung der gewählten Lager
 - 24) Allgemeine Daten Festigkeitsnachweis
 - 25) Festigkeitsnachweis Antriebswelle
 - 26) Festigkeitsnachweis Vorgelegewelle
 - 27) Festigkeitsnachweis Abtriebswelle
 - 28) Schmierstoffberechnung
 - 29) Fliehkraftkupplung
5. Isometrische Darstellung
6. Legende der verwendeten Formelzeichen

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
Antriebswelle:	
$d_{min1} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 21.677 \text{ mm}$	$d_{W1} := 30 \text{ mm} \quad t_{1;W1} := 4 \text{ mm}$
$l_{t1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1} \cdot (7 \text{ mm} - t_{1;W1}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 4.143 \text{ mm}$	$b_{P1} := 8 \text{ mm}$
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: Antriebswelle Ø 30mm Passfeder DIN 6885 - A8 x 7 x 28
Vorgelegewelle:	
$d_{min2} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{12}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 34.295 \text{ mm}$	$d_{W2} := 45 \text{ mm} \quad t_{1;W2} := 5.5 \text{ mm}$
$l_{t2} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2} \cdot (9 \text{ mm} - t_{1;W2}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 9.375 \text{ mm}$	$b_{P2} := 14 \text{ mm}$
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: Vorgelegewelle Ø 45mm Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 28 Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 50
Abtriebswelle:	

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

$$m_{t12} := \frac{m_{n12}}{\cos(\beta)} = 2.66 \text{ mm}$$

aus Gl.: 21.34
umgestellt

$$\varepsilon_{\beta12} := \frac{b_2 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n12}} = 1.298$$

Gl.: 21.44

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

Gl.: 21.57

$$\varepsilon_{\gamma12} := \varepsilon_{\alpha12} + \varepsilon_{\beta12} = 2.873$$

Gl.: 21.46 / S.807

$$m_{t34} := \frac{m_{n34}}{\cos(\beta)} = 3.193 \text{ mm}$$

aus Gl.: 21.34
umgestellt

$$\varepsilon_{\beta34} := \frac{b_4 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n34}} = 1.931$$

Gl.: 21.44

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

Gl.: 21.57

$$\varepsilon_{\gamma34} := \varepsilon_{\alpha34} + \varepsilon_{\beta34} = 3.636$$

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.

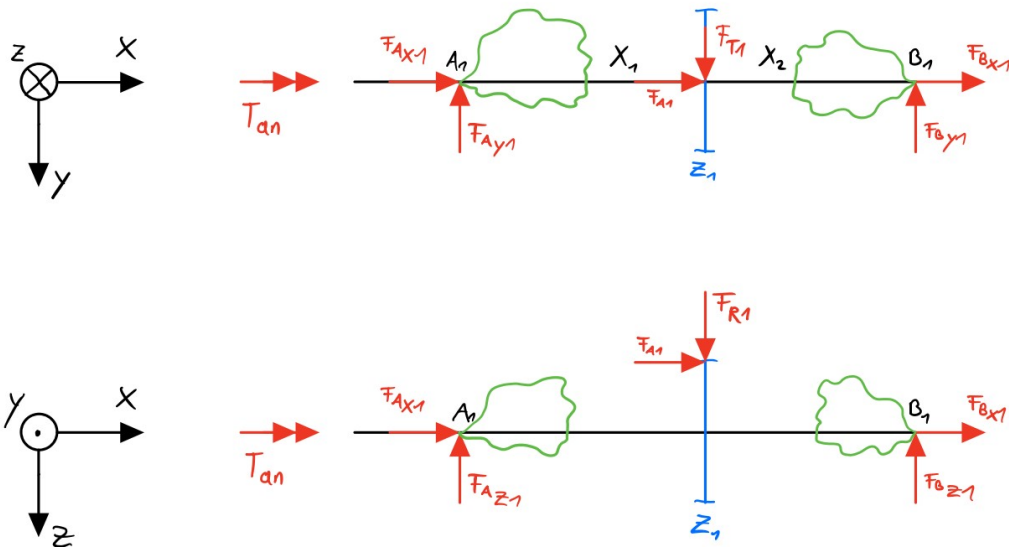
18) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Antriebswelle

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:

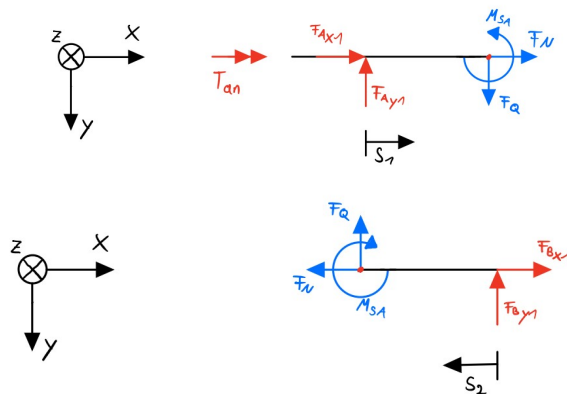
$$F_{RA1} := \sqrt{F_{Ay1}^2 + F_{Az1}^2} = 0.666 \text{ kN}$$

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

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:

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

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

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

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

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

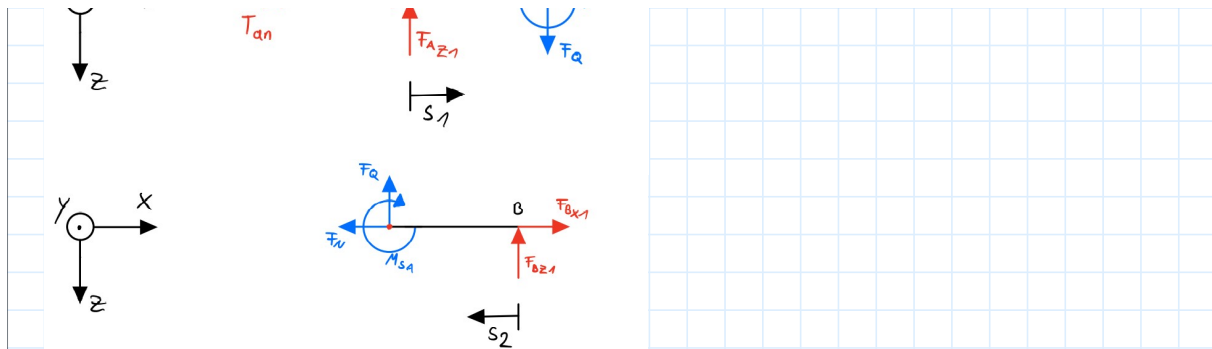
XZ-Ebene:



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:

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

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

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

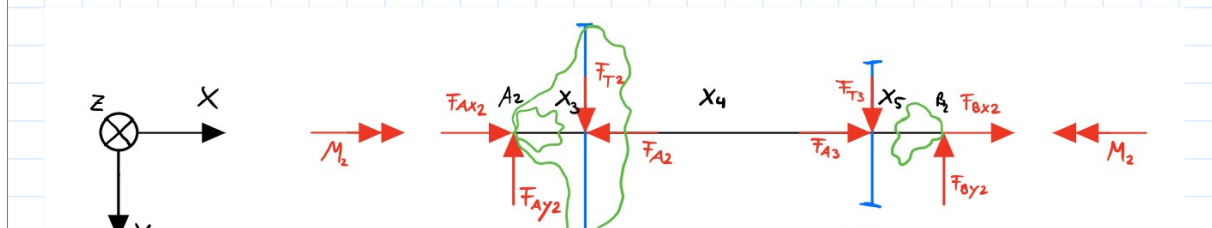
$$M_{s2xzmax} := F_{Bz1} \cdot s_{2max} = 16.654 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Antriebswelle

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

19) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle

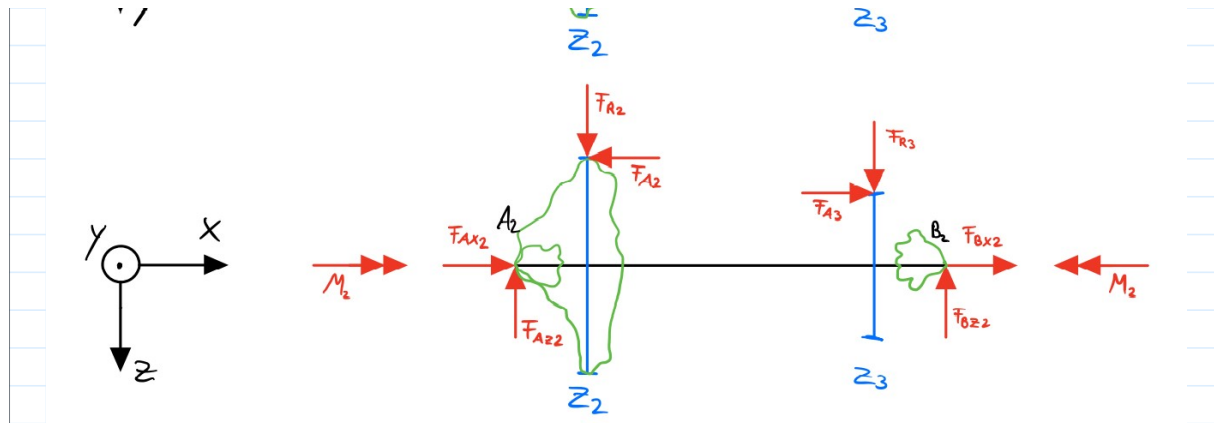
Freischnitt der Vorgelegewelle



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:

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

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

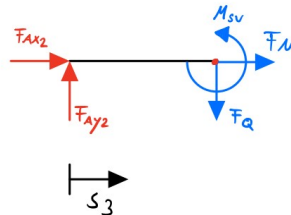
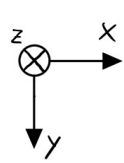
Resultierende Lagerkräfte:

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

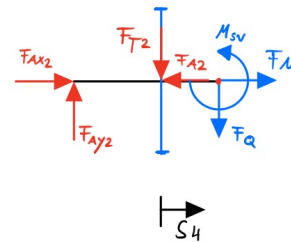
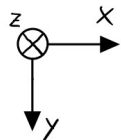
Da $F_{RA2} < F_{RB2}$ wird das Lager A, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich: $F_{Ax2} := F_{A2} - F_{A3} = -1.334 \text{ kN}$ mit: $F_{Bx2} := 0 \text{ kN}$

Schnittgrößenverläufe:

XY-Ebene:

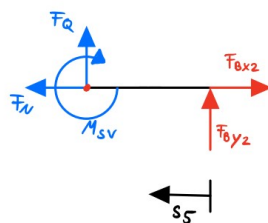
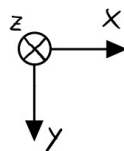


$$s_{3min} := 0 \text{ mm} \quad s_{3max} := X_3 = 39.8 \text{ mm}$$



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

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



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:

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

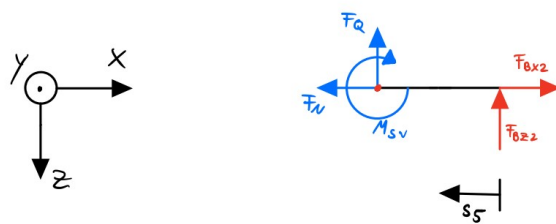
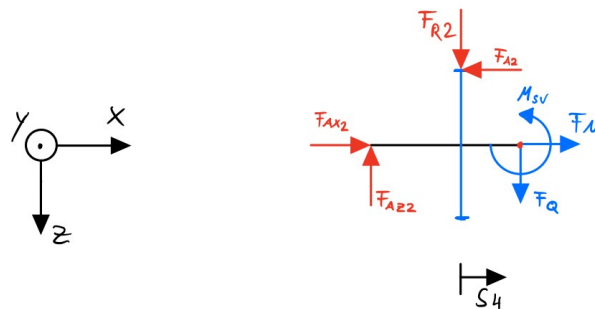
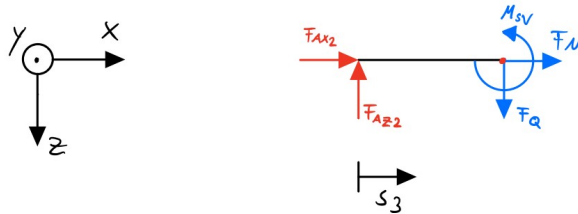
$$F_Q := -F_{By2} = -4.437 \text{ kN}$$

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

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

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

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

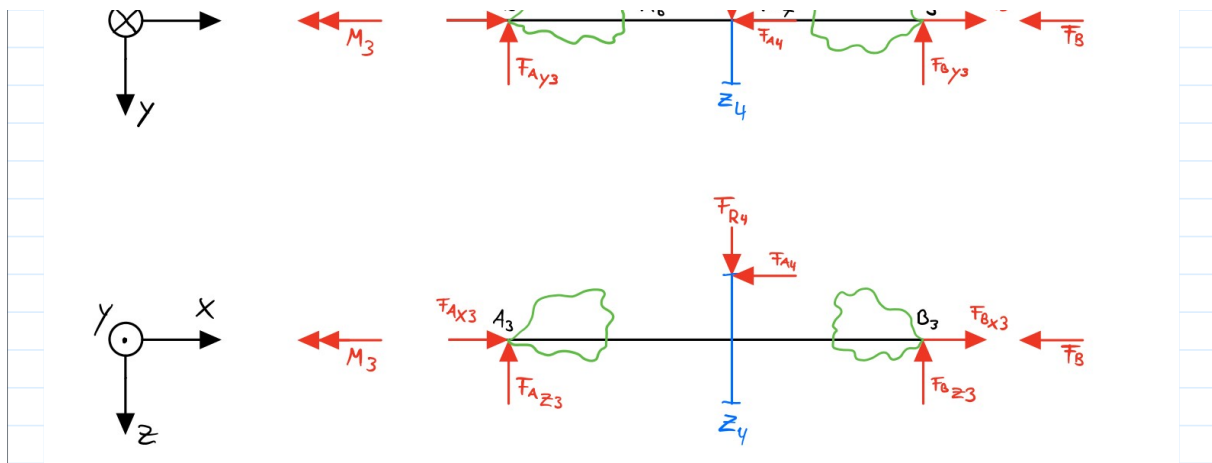
Freischnitt der Abtriebswelle



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: $F_{Ax3} := 0 \text{ kN}$

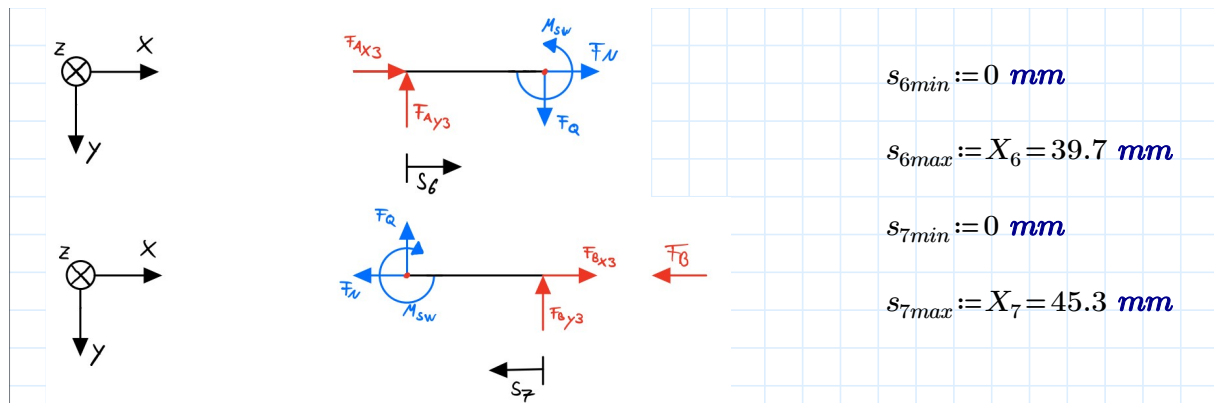
Schnittgrößenverläufe:

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.



$$s_{6min} := 0 \text{ mm}$$

$$s_{6max} := X_6 = 39.7 \text{ mm}$$

$$s_{7min} := 0 \text{ mm}$$

$$s_{7max} := X_7 = 45.3 \text{ mm}$$

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:

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

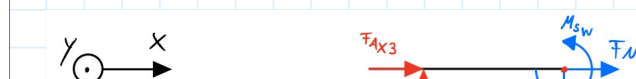
$$F_Q := -F_{By3} = -2.414 \text{ kN}$$

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

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

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

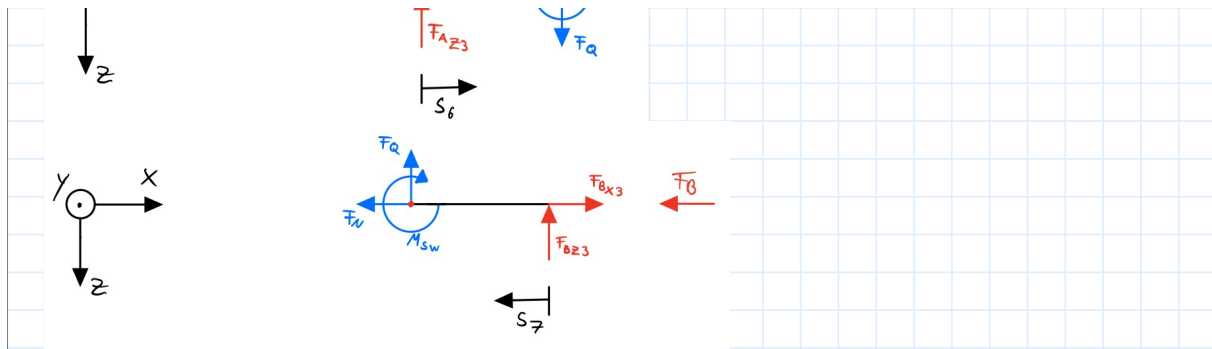
XZ-Ebene:



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 (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

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

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

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

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

TB: 11-3

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

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

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

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

Statischer Festigkeitsnachweis:	Nach Schema RM S.72
vorhandene Spannungen:	
Biegung	
$W_{B3} := 0.012 \cdot (d_{W3} + (d_{W3} - t_{1;W3}))^3 = (1.731 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$	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.

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

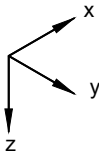
Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse

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

Reibmoment

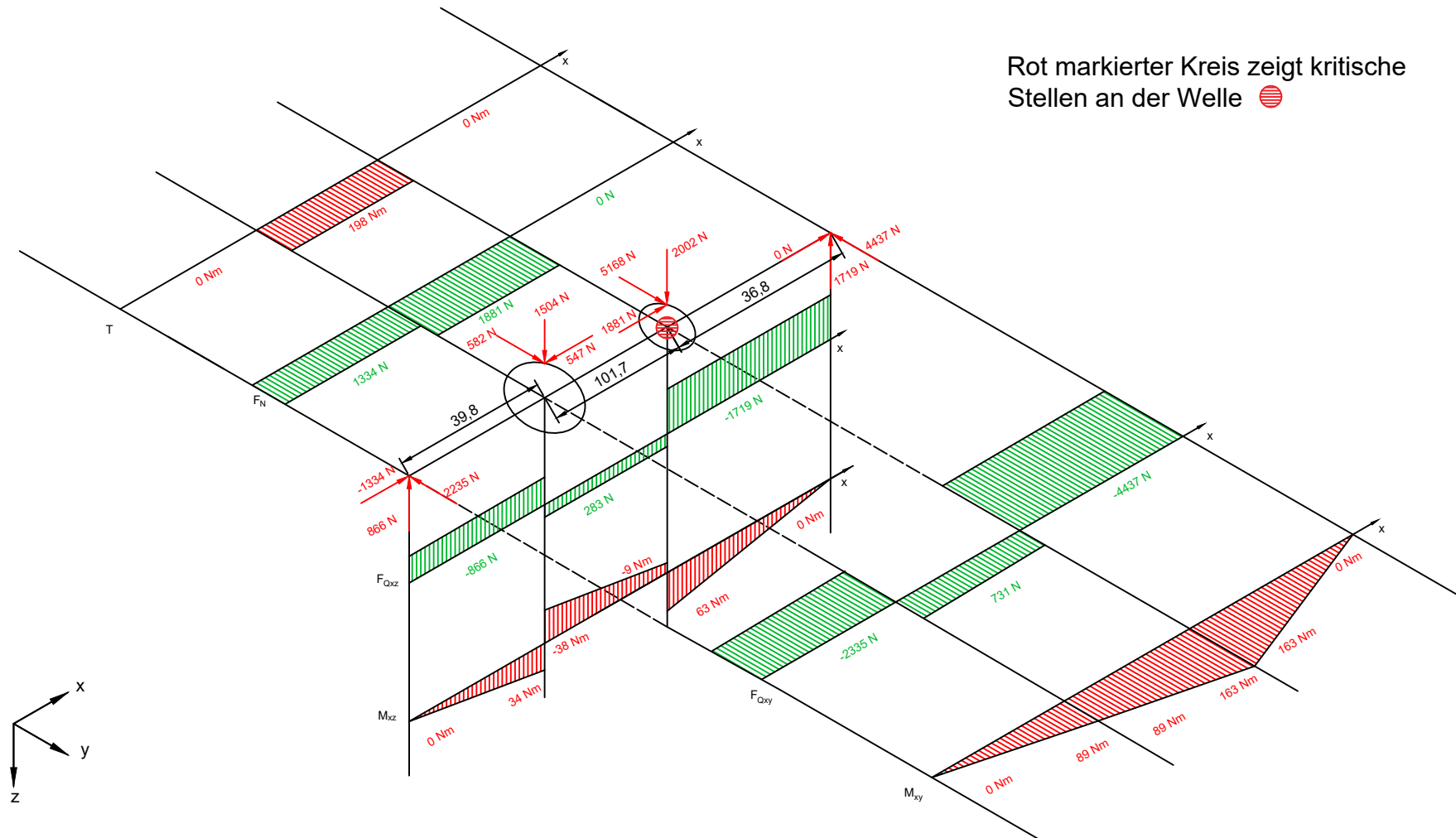
Da das erforderliche Antriebsdrehmoment von 50Nm hier großzügig eingehalten wird, wird die Fliehkraftkupplung mit drei Fliehkörpern gebaut.

Antriebswelle



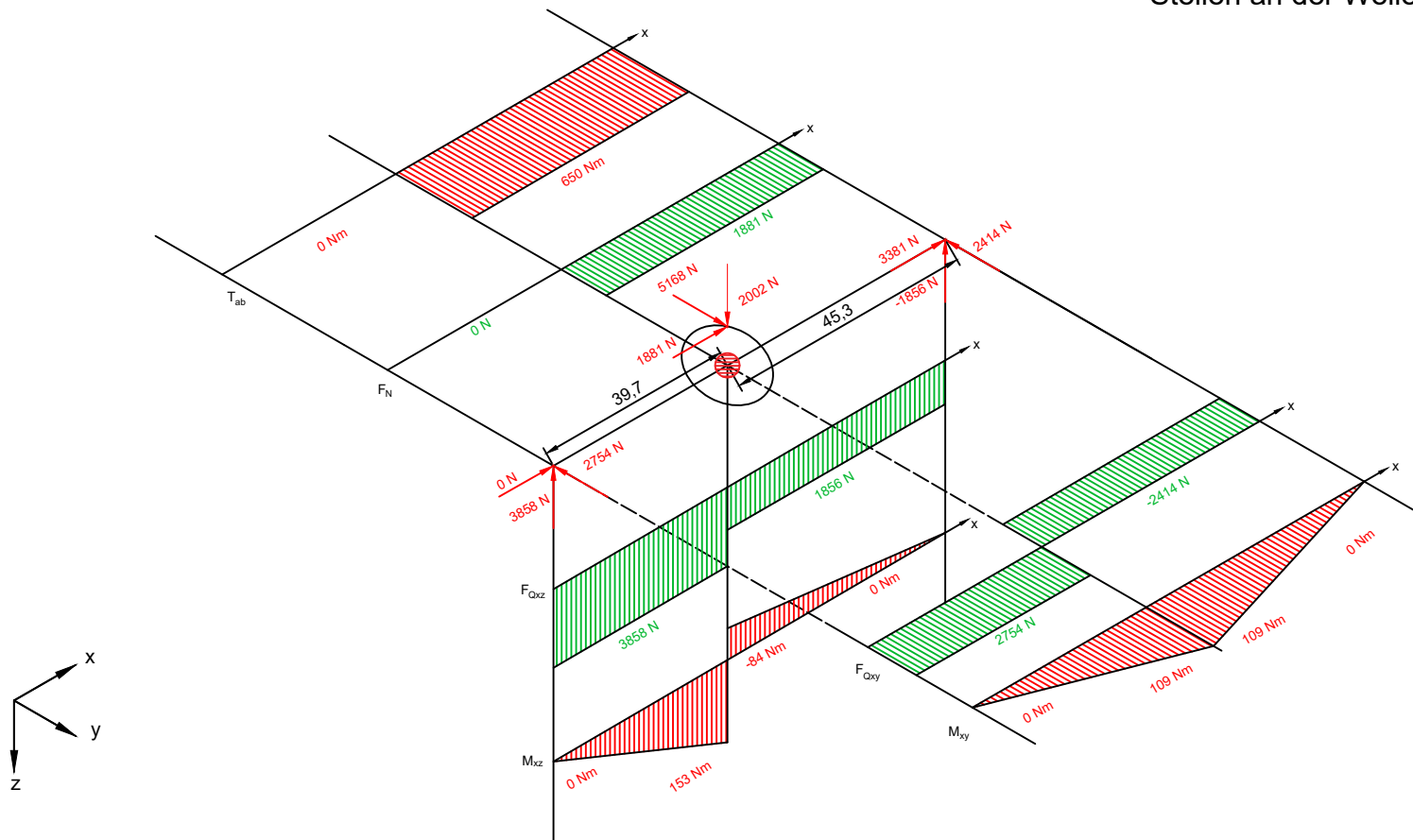
Vorgelegewelle

Rot markierter Kreis zeigt kritische Stellen an der Welle 



Abtriebswelle

Rot markierter Kreis zeigt kritische Stellen an der Welle 



Abkürzung	Benennung
a_{12}	Achsabstand 1,2
a_{34}	Achsabstand 3,4
a_{v12}	Neuer Achsabstand 1,2
a_{v34}	(Neuer) Achsabstand 3,4
$b_1 - b_4$	Breite Zahnrad 1 bis 4
$b_{p1} - b_{p4}$	Breite Passfeder auf Welle 1 bis 3
B_{zul}	Überschlägiger Belastungswert
Cerf	erforderliche dynamische Tragzahl
c_{12}	Kopfspiel 1,2
c_{34}	Kopfspiel 3,4
c_{12neu}	Kopfspiel 1,2 nach Verschiebung
$d_1 - d_4$	Teilkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{a1} - d_{a4}$	Kopfkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{b1} - d_{b4}$	Grundkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{f1} - d_{f4}$	Fußkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{min1} - d_{min3}$	Mindestdurchmesser Welle 1 bis 3
D_R	Reibdurchmesser
$d_{w1} - d_{w3}$	gewählter Wellendurchmesser 1 bis 3
$d_{wd1} - d_{wd4}$	Betriebswälzkreisdurchmesser 1 bis 4
F_B	Axiale Bohrkraft
$F_{A1} - F_{A4}$	Axialkraft Z1 bis Z4
$F_{Ax1} - F_{Ax3}$	Axiale Lagerkraft A XY/XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{Ay1} - F_{Ay3}$	Radiale Lagerkraft A XY-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{Az1} - F_{Az3}$	Radiale Lagerkraft A XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{RA1} - F_{RA3}$	Resultierende Lagerkraft im Lager A Welle 1 bis 3
$F_{Bx1} - F_{Bx3}$	Axiale Lagerkraft B XY/XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{By1} - F_{By3}$	Radiale Lagerkraft B XY-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{Bz1} - F_{Bz3}$	Radiale Lagerkraft B XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{RB1} - F_{RB3}$	Resultierende Lagerkraft im Lager B Welle 1 bis 3
F_F	Gesamtfederkraft Fliehkraftkupplung
F_{Flieh}	Fliehkraft
F_N	Normalkraft
F_{NK}	Kontaktkraft
F_Q	Querkraft
F_R	Reibkraft
$F_{R1} - F_{R4}$	Radialkraft Z1 bis Z4
$F_{T1} - F_{T4}$	Umfangskraft Z1 bis Z4
i_{12}	Übersetzungsverhältnis 1,2
i_{23}	Übersetzungsverhältnis 2,3
i_{34}	Übersetzungsverhältnis 3,4

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

i_{ges}	Gesamtübersetzungsverhältnis
k	Kopfhöhenänderung
K_A	Belastungsfaktor
$K_{0\sigma 1} - K_{0\sigma 3}$	Oberflächen- Einflussfaktor Welle 1 bis 3
$K_{0\tau 1} - K_{0\tau 3}$	Oberflächen- Einflussfaktor Welle 1 bis 3
$K_{Db1} - K_{Db3}$	Konstruktionsfaktor Biegung Welle 1 bis 3
$K_{Dt1} - K_{Dt3}$	Konstruktionsfaktor Torsion Welle 1 bis 3
$K_{g1} - K_{g3}$	Geometrischer Größeneinflussfaktor
K_{s_v}	Kraft-Geschwindigkeits-Faktor
$K_{t1} - K_{t3}$	Technologischer Größeneinflussfaktor
$K_{V1} - K_{V3}$	Oberflächenverfestigungs- Einflussfaktor Welle 1 bis 3
$l_{t1} - l_{t3}$	Tragende Passfederlänge 1 bis 3
$l_{p1} - l_{p3}$	Gesamtlänge der Passfeder 1 bis 3
l_{10h}	anzustrebende nominelle Lebensdauer
m_{FK}	Masse Einzelfliehkörper
m_{n12}	Modul 1,2
m_{n34}	Modul 3,4
$M_{s1xy} - M_{s7xy}$	Moment um s1 bis s7 in XY-Ebene
$M_{s1xymin} - M_{s7xymin}$	Minimales Moment um s1 bis s7 in XY-Ebene
$M_{s1xy\max} - M_{s7xy\max}$	Maximales Moment um s1 bis s7 in XY-Ebene
$M_{s1xz} - M_{s7xz}$	Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene
$M_{s1xzmin} - M_{s7xzmin}$	Minimales Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene
$M_{s1xz\max} - M_{s7xz\max}$	Maximales Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene
$M_{sA\max}$	Maximales Drehmoment Antriebswelle
$M_{sV\max}$	Maximales Drehmoment Vorgelegewelle
$M_{sW\max}$	Maximales Drehmoment Abtriebswelle
m_{t12}	Stirnmodul 1,2
m_{t34}	Stirnmodul 3,4
n_{an}	Antriebsdrehzahl
n_{ab}	Abtriebsdrehzahl
N_{FK}	Anzahl Fliehkörper
n_p	Anzahl Passfedern pro Verbindung
n_s	Schaltdrehzahl Fliehkraftkupplung
p	Lebensdauerexponent
p_{Fzul}	Zulässige Flächenpressung
$P1L-P3L$	dynamische Lagerbelastung (Loslager)
$P1F-P3F$	dynamische Lagerbelastung (Festlager)
P_v	Differenz Achsabstände
R_e	Streckgrenze von E295
r_{FK}	Fliehkörperschwerpunktradius
R_m	Zugfestigkeit
$R_{p0;2N}$	Dehngrenze

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

Rz	Rautiefe
$s_1 - s_7$	Strecken s1 bis s7 für Schnittgrößenverläufe
$s_{1min} - s_{7min}$	Minimale Länge Strecke s1 bis s7
$s_{1max} - s_{7max}$	Maximale Länge Strecke s1 bis s7
$S_{D1} - S_{D3}$	Dynamische Gesamtsicherheit / Dauerfestigkeit
$S_{Derf1} - S_{Derf3}$	Erforderliche Dauerfestigkeit
$S_{D1min} - S_{D3min}$	Mindestsicherheit Dauerfestigkeit
S_F	Sicherheit Fließgrenze
$S_{F1} - S_{F3}$	Sicherheit Fließgrenze Welle 1 bis 3
$S_{F1min} - S_{F3min}$	Mindestsicherheit Fließgrenze Welle 1 bis 3
$S_{z1} - S_{z3}$	Dynamischer Sicherheitsfaktor
T_{an}	Antriebsdrehmoment
T_{ab1}	Abtriebsdrehmoment Vorgabe
T_{ab2}	Abtriebsdrehmoment Ausarbeitung
T_R	Reibmoment
$V_1 - V_4$	Verschiebung 1 bis 4
$W_{B1} - W_{B3}$	Biegewiderstandsmoment Welle 1 bis 3
$W_{T1} - W_{T3}$	Torsionswiderstandsmoment Welle 1 bis 3
Σx	Summe von x_1 und x_2
x_1 / x_2	Variablen zur Verschiebung
$X_1 - X_7$	Längen der Wellenabschnitte
$z_1 - z_4$	Zähnezahl Zahnrad 1 bis 4
z_{n1} / z_{n2}	Ersatzzähnezahl 1 und 2
α_n	Normaleingriffswinkel
α_t	Stirneingriffswinkel
α_{wt}	Betriebseingriffswinkel
$inv\alpha_{wt}$	Profilverschiebung
$inv\alpha_t$	Profilverschiebung
β	Schrägungswinkel
β_b	Grundschrägungswinkel
$\beta_{kb1} - \beta_{kb3}$	Kerbwirkungszahl Biegung Welle 1 bis 3
$\beta_{kt1} - \beta_{kt3}$	Kerbwirkungszahl Torsion Welle 1 bis 3
$\epsilon_{\alpha 12}$	Profilüberdeckung 1,2
$\epsilon_{\alpha 34}$	Profilüberdeckung 3,4
$\epsilon_{\beta 12}$	Sprungüberdeckung 1,2
$\epsilon_{\beta 34}$	Sprungüberdeckung 3,4
$\epsilon_{\gamma 12}$	Gesamtüberdeckung 1,2
$\epsilon_{\gamma 34}$	Gesamtüberdeckung 3,4
μ_0	Haftreibwert
ϕ	Traganteil der Passfeder
$\sigma_{ba1} - \sigma_{ba3}$	Dynamische Biegespannung Welle 1 bis 3
$\sigma_{bF1} - \sigma_{bF3}$	Statische Bauteilfestigkeit gegen Biegung Welle 1 bis 3

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

$\sigma_{bGW1} - \sigma_{bGW3}$	Biege- Wechselfestigkeit
$\sigma_{bm1} - \sigma_{bm3}$	Vernachlässigter Faktor dynamische Biegespannung
$\sigma_{bmax1} - \sigma_{bmax3}$	Maximale statische Biegespannung Welle 1 bis 3
σ_{bWN}	Biegespannung
$\tau_{tmax1} - \tau_{tmax3}$	Maximale statische Torsionsspannung Welle 1 bis 3
$\tau_{tF1} - \tau_{tF3}$	Statische Bauteilfestigkeit gegen Torsion Welle 1 bis 3
$\tau_{ta1} - \tau_{ta3}$	Dynamische Torsionsspannung Welle 1 bis 3
$\tau_{tm1} - \tau_{tm3}$	Vernachlässigter Faktor dynamische Torsionsspannung
$\tau_{tGW1} - \tau_{tGW4}$	Torsions- Wechselfestigkeit
τ_{tWN}	Torsionsspannung
τ_{tzul}	Dauerfestigkeitsschubspannung von 42CrMo4
ω	Winkelgeschwindigkeit Fliehkraftkupplung