

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Wellen-Dimensionierung und Welle-Nabe-Verbindungen</b>	<b>2</b>
1.1	Aufgabe 1a . . . . .	2
1.2	Aufgabe 1b - Passfederverbindung . . . . .	3
1.3	Aufgabe 1c - Keilwellenverbindung . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Schnittlasten, Spannungen und Festigkeitsnachweis</b>	<b>7</b>
2.1	Aufgabe 2a . . . . .	7
2.1.1	Errechnung der Umschließungswinkel $\beta_1$ und $\beta_2$ . . . . .	7
2.1.2	Berechnung der Achslast $F_W$ . . . . .	9
2.2	Aufgabe 2b . . . . .	9
2.2.1	Berechnung Schnittkräfte . . . . .	10

# 1 Wellen-Dimensionierung und Welle-Nabe-Verbindungen

Gegeben:

$$M_M = 12,5 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$d_W = 20 \text{ mm} \quad (2)$$

$$L_W = 28 \text{ mm} \quad (3)$$

$$F_W = 255 \text{ N} \quad (4)$$

$$d_1 = 125 \text{ mm} \quad (5)$$

$$d_2 = 100 \text{ mm} \quad (6)$$

$$\tau_{t.zul} = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (7)$$

$$\sigma_{b.zul} = 42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (8)$$

## 1.1 Aufgabe 1a

**Berechnung Wellen-Moment  $M_W$**

Das Übersetungs-Verhältnis der beiden Durchmesser der Riemenscheiben ist identisch mit dem Verhältnis der beiden Momente. Somit ergibt sich die Gleichung:

$$\begin{aligned} \frac{d_2}{d_1} &= \frac{M_W}{M_M} \\ \Leftrightarrow \frac{d_2}{d_1} \cdot M_M &= M_W \\ (1) \wedge (5) \wedge (6) &\Rightarrow M_W = \frac{100 \text{ mm}}{125 \text{ mm}} \cdot 12,5 \text{ Nm} \\ \Leftrightarrow M_W &= 10 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (9)$$

Es ergibt sich das Moment  $M_W$  mit 10 Nm.

**Überprüfung Mindestwellendurchmesser**

Wir berechnen den Mindestwellendurchmesser auf Basis reiner Torsionsbelastung.

$$\begin{aligned} d_{\min.t} &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{zul}}} \\ (9) \wedge (7) &\Rightarrow d_{\min.t} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10 \text{ Nm}}{\pi \cdot 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \\ \Leftrightarrow d_{\min.t} &= \sqrt[3]{\frac{16000 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \\ \Rightarrow d_{\min.t} &\approx \sqrt[3]{768,05 \text{ mm}^3} \\ \Rightarrow d_{\min.t} &\approx 11,93 \text{ mm} \end{aligned} \quad (10)$$

Für den Fall reiner Biegebelastung benötigen wir ein Biegemoment. Dieses ergibt sich aus der mittig auf den Wellenabsatz wirkenden Spannkraft  $F_W$  mit dem Hebelarm  $\frac{L_W}{2}$ :

$$M_b = F_W \cdot \frac{L_W}{2} \stackrel{(3) \wedge (4)}{=} 3570 \text{ Nmm} = 3,57 \text{ Nm.} \quad (11)$$

Daraus ergibt sich für unseren Mindestdurchmesser bei reiner Biegebelastung:

$$\begin{aligned} d_{\min.b} &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \sigma_{zul}}} \\ (11) \wedge (8) \Rightarrow d_{\min.b} &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3,57 \text{ Nm}}{\pi \cdot 42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \\ \Rightarrow d_{\min.b} &= \sqrt[3]{\frac{2720}{\pi} \text{ mm}^3} \\ \Rightarrow d_{\min.b} &\approx 9,53 \text{ mm.} \end{aligned} \quad (12)$$

Wir betrachten den größeren der beiden Mindestwellendurchmesser  $d_{\min.t}$  und vergleichen ihn mit dem gegebenen Wellendurchmesser  $d_W$  und stellen fest:

$$(2) \wedge (10) \Rightarrow d_W = 20\text{mm} > 11,54\text{mm} = d_{\min.b}$$

Der errechnete Mindestwellendurchmesser bei gegebenem Spannungszustand wird nicht unterschritten.

## 1.2 Aufgabe 1b - Passfederverbindung

Festlegung einer sinnvollen Passfederverbindung nach DIN-6885-1 mit Passfederform A.

**Gegeben:**

$$M_t = M_W = 10\text{Nm} \quad (13)$$

$$d_{\min} = 11,93\text{mm} \quad (14)$$

$$S = 1,5 \quad (15)$$

$$p_0 = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (16)$$

### Ermitteln Passfedergeometrie

Für einen Wellendurchmesser von  $d_W = 20\text{mm}$  ergibt sich laut Tabellenbuch eine Passfeder mit folgender Geometrie:

$$b = 6 \quad (17)$$

$$h = 6 \quad (18)$$

$$t_1 = 3,5 \quad (19)$$

### Prüfen Mindestwellendurchmesser

$$\begin{aligned} d_W - t_1 &\geq d_{\min} \\ (2) \wedge (14) \wedge (19) \Rightarrow 20\text{mm} - 3,5\text{mm} &\geq 11,54\text{mm} \\ \Leftrightarrow 16,5\text{mm} &\geq 11,54\text{mm} \quad \text{w.A.} \end{aligned}$$

Der Mindestwellendurchmesser wird eingehalten.

### Zulässige Flächenpressung

Laut Aufgabenstellung ist mit leichten einseitigen Stößen zu rechnen, es ergibt sich ein Betriebsfaktor von  $c_K = 0,7$ . Mit der Mit der gegebenen Flächenpressung  $p_0$  ergibt sich  $p_{zul}$ :

$$\begin{aligned} p_{zul} &= c_K \cdot p_0 \\ p_{zul} &= 0,7 \cdot 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ p_{zul} &= 63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad (20)$$

Anmerkung: Es muss nur die Flächenpressung der Nabe aus GG-20 berücksichtigt werden, da diese das schwächste Glied in der Welle-Nabe Verbindung ist. Hält dieses der Belastung stand, tun dies die anderen Bestandteile garantiert auch.

### Minimale Traglänge

$$\begin{aligned} l_{tr.min} &= \frac{2 \cdot M_W \cdot S}{d_W \cdot (h - t_1) \cdot p_{zul} \cdot k \cdot i} \\ (2) \wedge (13) \wedge (15) \wedge (18) \wedge (19) \wedge (20) \Rightarrow l_{tr.min} &= \frac{2 \cdot 10\text{Nm} \cdot 1,5}{20\text{mm} \cdot (6\text{mm} - 3,5\text{mm}) \cdot 63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot k \cdot i} \\ \Leftrightarrow l_{tr.min} &= \frac{30\text{m}}{3150 \cdot k \cdot i} \end{aligned}$$

Wir rechnen erstmalig mit nur einer Passfeder weiter, es ergeben sich  $k = i = 1$

$$\Rightarrow l_{tr.min} = \frac{30\text{m}}{3150 \cdot 1 \cdot 1} = \frac{30000}{3150} \text{mm} \approx 9,53\text{mm} \quad (21)$$

### Minimale Passfederlänge

$$\begin{aligned} l_{min} &= l_{tr.min} + b \\ (17) \wedge (21) \Rightarrow l_{min} &= 9,53\text{mm} + 6\text{mm} = 15,53\text{mm} \end{aligned} \quad (22)$$

Die nächste genormte Passfeder hat eine Länge von 16 mm. Unserer nutzbarer Wellabsatz hat eine Länge von  $L_W = 28$  mm. Es entstehen also keine Konflikte beim Anbringen der Passfeder.

Bei einer absoluten Länge von 16 mm ergibt sich eine tragende Länge von

$$l_{tr} = 10\text{mm} \quad (23)$$

### Bedingung Verdrillung

$$\begin{aligned} \frac{l_{tr}}{d_W} &\leq 1,3 \\ (2) \wedge (23) \Rightarrow \frac{10\text{mm}}{20\text{mm}} &= 0,5 \leq 1,3 \quad \text{w.A.} \end{aligned}$$

Die Verdrillungsbedingung ist erfüllt. Wir können somit rückwirkend feststellen, dass wir tatsächlich nur eine Passfeder mit gegebenen Geometrien benötigen.

Es ergibt sich die Passfeder für die gegebenen Anforderungen mit der Normbezeichnung

### 1.3 Aufgabe 1c - Keilwellenverbindung

#### Ermitteln Keilwellengeometrie

Anhand des maximalen Außenradius der Keilwelle von  $D = 20$  mm ergibt sich mithilfe des Tabellenbuches eine Keilwelle mit Innendurchmesser  $d = 16$  mm und einer Anzahl von

$$z = 6 \quad (24)$$

Keilen.

Weiterhin ergibt sich  $D_m$  mit

$$D_m = \frac{d + D}{2} = 18 \text{ mm} \quad (25)$$

sowie  $h_{tr}$  mit

$$h_{tr} = \frac{D - d}{2} = 2 \text{ mm} \quad (26)$$

#### Prüfen Mindestwellendurchmesser

$$(14) \Rightarrow d \geq d_{min} \Rightarrow 16 \text{ mm} \geq 11,93 \text{ mm} \quad \text{w.A.}$$

Der Mindestwellendurchmesser wird nicht unterschritten.

#### Tragfaktor k

Es soll eine Keilwellenverbindung mit Flankenzentrierung erstellt werden, somit ergibt sich ein Tragfaktor  $k$  mit

$$k = 0,9 + 0,9 \quad (27)$$

#### Minimale Traglänge

$$\begin{aligned} l_{tr} &\geq \frac{2 \cdot M_t \cdot S}{D_m \cdot p_{zul} \cdot z \cdot k \cdot h_{tr}} \\ (9) \wedge (15) \wedge (20) \wedge (24) \wedge (25) \wedge (27) &\Rightarrow l_{tr} \geq \frac{2 \cdot 10 \text{ Nm} \cdot 1,5}{18 \text{ mm} \cdot 63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 6 \cdot 0,9 \cdot 2 \text{ mm}} \\ &\Rightarrow l_{tr} \geq \frac{30 \cdot 1000}{12247,2} \text{ mm} \approx 2,45 \text{ mm} \quad (\text{aufgerundet}) \end{aligned} \quad (28)$$

Es ergibt sich eine minimale tragende Länge von  $l_{tr,min} = 2,45$  mm.

### Verdrillungsbedingung

Für die Verdrillungsbedingung ergibt sich  $l_{tr.max}$  mit

$$l_{tr.max} = 1,3 \cdot d = 20,8$$

Somit erhalten wir

$$(28) \quad \begin{array}{l} l_{tr} \leq l_{tr.max} \\ \Rightarrow \quad 2,45 \text{ mm} \leq 20,8 \text{ mm} \quad \text{w.A.} \end{array}$$

Die Verdrillungsbedingung ist erfüllt und somit genügt unser  $l_{tr} = 2,45 \text{ mm}$  den Anforderungen.

## 2 Schnittlasten, Spannungen und Festigkeitsnachweis

### 2.1 Aufgabe 2a

Es ist das folgende mechanische Ersatzmodell des Kreissägen-Riemenantriebs (Abbildung 1) aus der Aufgabenstellung gegeben.  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  und  $F_w$  sind zu ermitteln.

#### 2.1.1 Errechnung der Umschließungswinkel $\beta_1$ und $\beta_2$

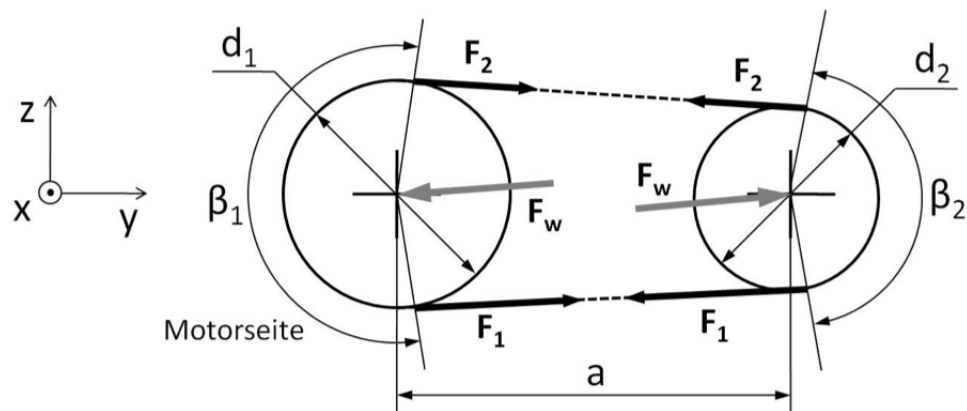


Abbildung 1: Mechanisches Ersatzmodell des Riemenantriebs

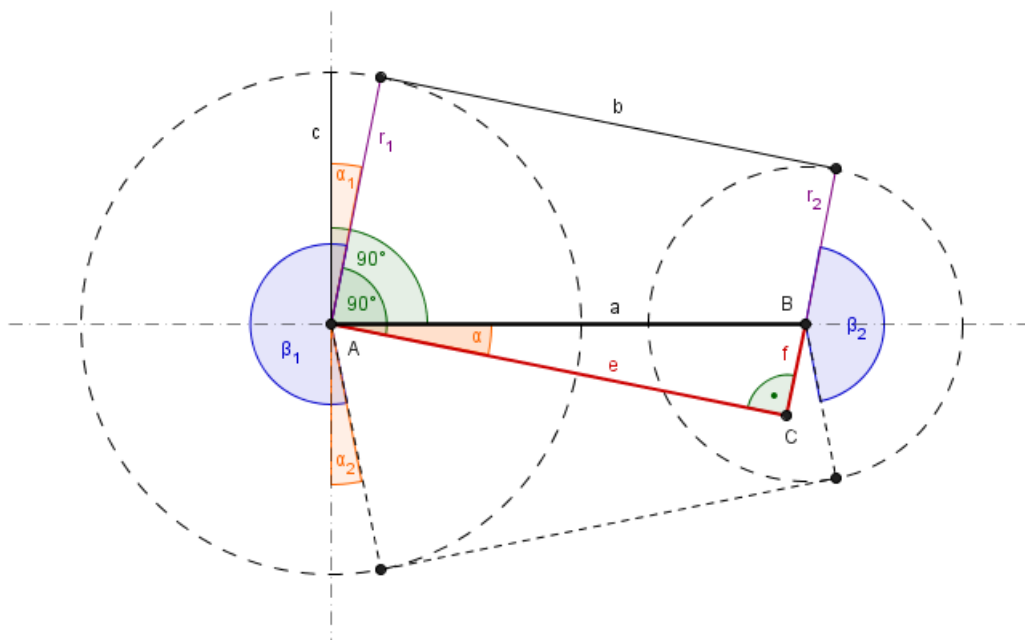


Abbildung 2: Erweiterte Ansicht des Ersatzmodells

Gegeben:

$$F_1 = 240 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_2 = 30 \text{ N} \quad (2)$$

$$d_1 = 125 \text{ mm} \quad (3)$$

$$d_2 = 100 \text{ mm} \quad (4)$$

$$a = 138 \text{ mm} \quad (5)$$

In Abbildung 2 (Abbildung nicht maßstabsgetreu) wurde die zu  $r_2$  kollinear liegende Strecke  $f$  sowie die zu  $b$  parallele Strecke  $e$  so hinzugefügt, dass  $r_1$ ,  $b$ ,  $r_2 + f$  und  $e$  ein Rechteck bilden. Die Strecke  $f$  ergibt sich aus  $r_1 = f + r_2$  zu

$$\begin{aligned} f &= r_1 - r_2 = \frac{d_1}{2} - \frac{d_2}{2} \\ (3) \wedge (4) \Rightarrow f &= 12,5 \text{ mm}, \end{aligned} \quad (6)$$

da die Strecke  $r_1$  und die zusammengesetzte Strecke  $f + r_2$  gegenüberliegende Seiten des Rechtecks sind und somit gleich sind. Von dem entstandenen rechtwinkligen Dreieck  $\triangle aef$  wissen wir nun also die Längen der Strecken  $a = 138 \text{ mm}$  und  $f = 12,5 \text{ mm}$ . Ebenso wissen wir, dass der Winkel  $\angle(e, f) = 90^\circ$  beträgt. Mit diesen Informationen lässt sich  $\alpha$  berechnen

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{f}{a} \\ \Leftrightarrow \alpha &= \arcsin \frac{f}{a} \\ &= \arcsin \frac{12,5}{138} \\ &= 5,196...^\circ \\ \Rightarrow \alpha &\approx 5,2^\circ \end{aligned} \quad (7)$$

Der Winkel  $\alpha$  lässt sich auch bei  $\angle(c, r_1) = \alpha_1$  wiederfinden. Die Strecken  $r_1$  und  $e$  sind sowie die Strecken  $a$  und  $c$  zueinander senkrecht (vgl. Abbildung 2). Somit gilt  $\alpha = \alpha_1$ . Ebenso lässt sich der Winkel  $\alpha_2$  als symmetrisch zu  $\alpha_1$  entlang der Strecke  $a$  finden. Somit gilt  $\alpha_2 = \alpha_1$ .

Jetzt lässt sich der Winkel  $\beta_1$  berechnen. Anhand der Abbildung 2 ergibt sich dieser als

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 180^\circ + 2 \cdot \alpha \\ (7) \Rightarrow \beta_1 &= 180^\circ + 2 \cdot 5,2^\circ \\ \Leftrightarrow \beta_1 &= 190,4^\circ \end{aligned} \quad (8)$$

Das gesamte System (abgesehen von dem roten Dreieck (vgl. Abb. 2)) ist symmetrisch entlang der horizontalen x-Achse durch die Punkte  $A$  und  $B$ .  $r_1$  und  $r_2$  sind zueinander parallel, genauso wie deren Spiegelbilder entlang der x-Achse. Somit ergibt sich für  $\beta_1$  und  $\beta_2$

$$\begin{aligned} \beta_1 + \beta_2 &= 360^\circ \\ \Leftrightarrow \beta_2 &= 360^\circ - \beta_1 \\ (8) \Rightarrow \beta_2 &= 360^\circ - 190,4^\circ \\ \Leftrightarrow \beta_2 &= 169,6^\circ \end{aligned} \quad (9)$$



### 2.1.2 Berechnung der Achslast $F_w$

Die Achslasten ergeben sich als vektorielle Addition der beiden Trumkräfte. Wir spalten die beiden Kräfte  $F_1$  und  $F_2$  in ihre y- und z-Komponenten auf.

$$\vec{F}_1 = F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot \vec{e}_y + F_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot \vec{e}_z \quad (10)$$

$$\vec{F}_2 = F_2 \cdot \cos(\alpha) \cdot \vec{e}_y - F_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot \vec{e}_z \quad (11)$$

$$\vec{F}_w = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$$

$$(8) \wedge (9) \Rightarrow \vec{F}_w = F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot \vec{e}_y + F_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot \vec{e}_z + F_2 \cdot \cos(\alpha) \cdot \vec{e}_y - F_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot \vec{e}_z \\ = \vec{e}_y \cdot \cos(\alpha) \cdot (F_1 + F_2) + \vec{e}_z \cdot \sin(\alpha) \cdot (F_1 - F_2)$$

$$(1) \wedge (2) \wedge (7) \Rightarrow \vec{F}_w = \vec{e}_y \cdot 268,89 \text{ N} + \vec{e}_z \cdot 19,03 \text{ N} \\ = \begin{pmatrix} 0 \\ 268,89 \text{ N} \\ 19,03 \text{ N} \end{pmatrix} \quad (12)$$

Die Länge des Vektors  $\vec{F}_w$  entspricht dem Betrag.

$$F_w = |\vec{F}_w| \\ (10) \Rightarrow F_w = \sqrt{(268,89 \text{ N})^2 + (19,03 \text{ N})^2} \\ = 269,56 \text{ N} \quad (13)$$

## 2.2 Aufgabe 2b

In Abbildung 3 (Abbildung nicht maßstabsgetreu) sehen wir den Freischnitt des in der Aufgabenstellung gegebenen mechanischen Ersatzmodells der angetriebenen Welle.

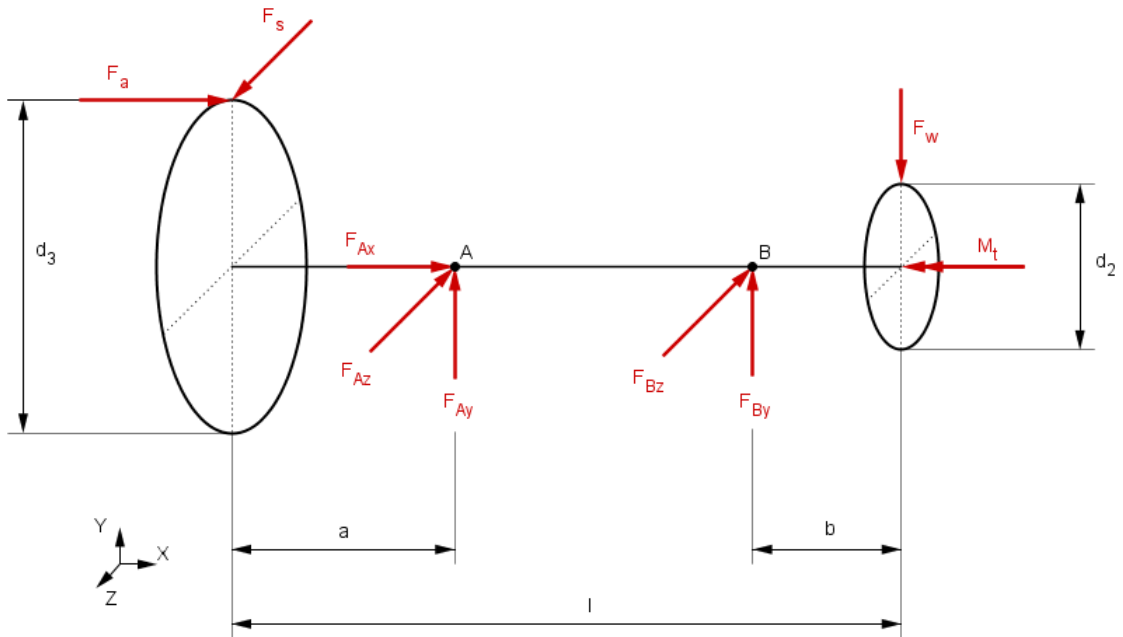


Abbildung 3: Freischnitt des Ersatzmodells angetriebenen Welle

Gegeben:

$$a = 45 \text{ mm} \quad (14)$$

$$b = 38 \text{ mm} \quad (15)$$

$$l = 322 \text{ mm} \quad (16)$$

$$d_2 = 100 \text{ mm} \quad (17)$$

$$d_3 = 315 \text{ mm} \quad (18)$$

$$M_t = 12 \text{ Nm} \quad (19)$$

$$F_w = 300 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_a = 50 \text{ N} \quad (21)$$

$$(14) \wedge (15) \wedge (16) \Rightarrow l - a - b = 239 \text{ mm} \quad (22)$$

Wir stellen die Gleichgewichtsbedingungen der Kräfte und Momente auf.

$$\sum F_x : F_a + F_{Ax} = 0 \Rightarrow \mathbf{F}_{Ax} = -F_a \stackrel{(21)}{=} -50 \text{ N} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x^{(A)} : F_s \cdot \frac{d_3}{2} - M_t &= 0 \Rightarrow F_s = M_t \cdot \frac{2}{d_3} \\ (18) \wedge (19) \Rightarrow \mathbf{F}_s &= \frac{8}{105} \text{ Nm} \approx \mathbf{76,2 \text{ Nmm}} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(A)} : F_{Bz} \cdot (l - a - b) + F_s \cdot a &= 0 \Rightarrow F_{Bz} = -\frac{F_s \cdot a}{l - a - b} \\ (22) \wedge (24) \Rightarrow \mathbf{F}_{Bz} &= -\frac{24000 \text{ Nmm}}{1673 \text{ mm}} \approx \mathbf{-14,35 \text{ N}} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z : F_s - F_{Az} - F_{Bz} &= 0 \Leftrightarrow F_{Az} = F_s - F_{Bz} \\ (24) \wedge (25) \Rightarrow \mathbf{F}_{Az} &= \mathbf{90,55 \text{ N}} \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(B)} : -F_{Ay} \cdot (l - a - b) - F_w \cdot b - F_a \cdot \frac{d_3}{2} &= 0 \Leftrightarrow F_{Ay} = -\frac{1}{l - a - b} \cdot \left( F_w \cdot b + F_a \cdot \frac{d_3}{2} \right) \\ (15) \wedge (18) \wedge (21) \wedge (22) \wedge (26) \Rightarrow \mathbf{F}_{Ay} &\approx \mathbf{-80,65 \text{ N}} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y : F_{Ay} + F_{By} - F_w &= 0 \Leftrightarrow F_{By} = F_w - F_{Ay} \\ (20) \wedge (27) \Rightarrow \mathbf{F}_{By} &= \mathbf{380,65 \text{ N}} \end{aligned} \quad (28)$$

Wir fassen zusammen:

$$\begin{aligned} F_{Ax} &= -50 \text{ N} \\ F_{Ay} &= -80,65 \text{ N} \\ F_{Az} &= 90,55 \text{ N} \\ F_{By} &= 380,65 \text{ N} \\ F_{Bz} &= -14,35 \text{ N} \\ F_S &= 76,2 \text{ N} \end{aligned}$$

### 2.2.1 Berechnung Schnittkräfte

Wir unterteilen unsere Achse in drei Bereiche. Es sind genau drei Bereiche nötig, da an den beiden Schnittstellen jeweils die Lagerkräfte angreifen und eine Belastungsveränderung erzeugen. Wir definieren für die drei Bereiche jeweils ein neues Koordinatensystem, vgl. Abbildungen 4, 5 und 6.

## Bereich 1

Aufstellen der GGW, positives Schnittufer. Antragen der Schnittkräfte in Koordinatenrichtung.

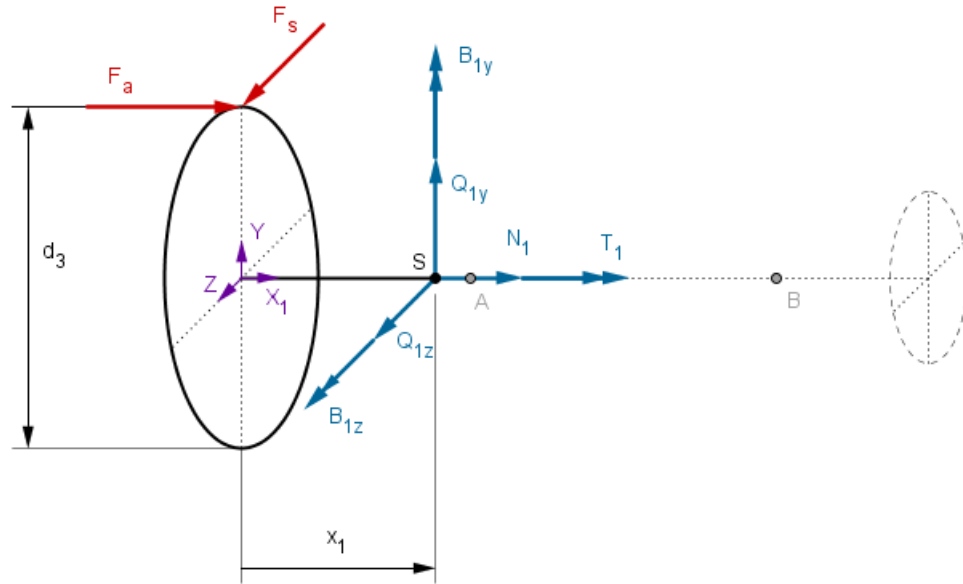


Abbildung 4: Bereich 1:  $x_1 \in [0, a] = [0, 45 \text{ mm}]$

$$\begin{aligned} \sum F_x : \quad N_1(x_1) + F_a &= 0 \Leftrightarrow N_1(x_1) = -F_a \\ (21) \Rightarrow \mathbf{N}_1(\mathbf{x}_1) &= -50 \text{ N} \end{aligned} \quad (29)$$

$$\sum F_y : \quad \mathbf{Q}_{1y}(\mathbf{x}_1) = 0 \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z : \quad Q_{1z}(x_1) + F_s &= 0 \Leftrightarrow Q_{1z} = -F_s \\ (24) \Rightarrow \mathbf{Q}_{1z}(\mathbf{x}_1) &= -76,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x^{(S)} : \quad T_1(x_1) + F_s \cdot \frac{d_3}{2} &\Leftrightarrow T_1(x_1) = -F_s \cdot \frac{d_3}{2} \\ (24) \Rightarrow \mathbf{T}_1(\mathbf{x}_1) &= -M_t \cdot \frac{2}{d_3} \cdot \frac{d_3}{2} = -M_t \stackrel{(19)}{=} -12 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(S)} : \quad B_{1y}(x_1) + F_s \cdot x_1 &= 0 \Leftrightarrow B_{1y}(x_1) = -F_s \cdot x_1 \\ (24) \Rightarrow \mathbf{B}_{1y}(\mathbf{x}_1) &= -76,2 \cdot \mathbf{x}_1 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(S)} : \quad B_{1z}(x_1) - F_a \cdot \frac{d_3}{2} &= 0 \Leftrightarrow B_{1z}(x_1) = F_a \cdot \frac{d_3}{2} \\ (18) \wedge (21) \Rightarrow \mathbf{B}_{1z}(\mathbf{x}_1) &= 7875 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (34)$$

## Bereich 2

Aufstellen der GGW, positives Schnittufer. Antragen der Schnittkräfte in Koordinatenrichtung.

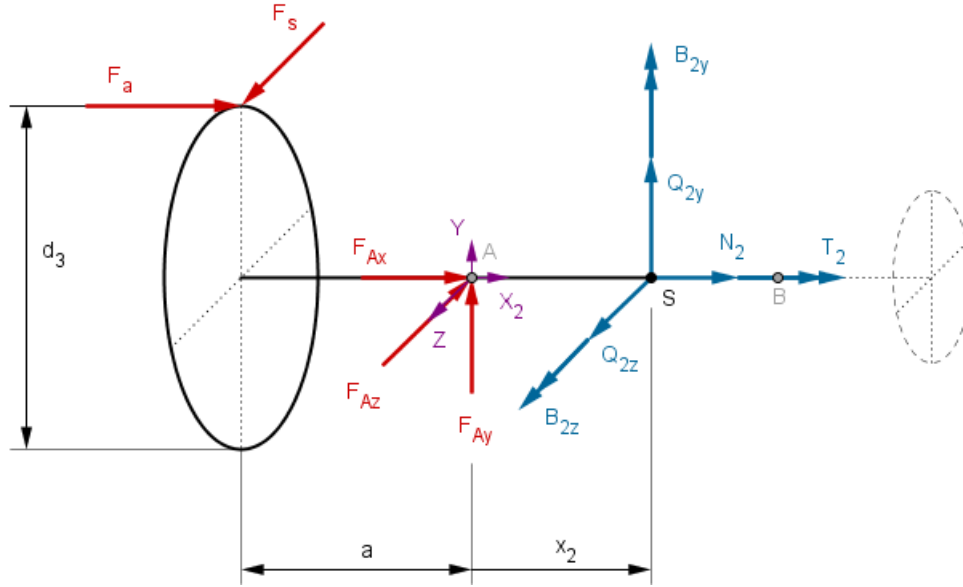


Abbildung 5: Bereich 2:  $x_2 \in [0, l - a - b] = [0, 239 \text{ mm}]$

$$\begin{aligned} \sum F_x : \quad N_2(x_2) + F_a + F_{Ax} &= 0 \Leftrightarrow N_2(x_2) = -F_a - F_{Ax} \\ (23) \Rightarrow \mathbf{N}_2(\mathbf{x}_2) &= -F_a + F_a = \mathbf{0} \text{ N} \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y : \quad Q_{2y}(x_2) + F_{Ay} &= 0 \Leftrightarrow Q_{2y} = -F_{Ay} \\ (27) \Rightarrow \mathbf{Q}_{2y} &= \mathbf{80,65} \text{ N} \end{aligned} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z : \quad Q_{2z}(x_2) + F_s - F_{Az} &= 0 \Leftrightarrow Q_{2z} = F_{Az} - F_s \\ (26) \Rightarrow \mathbf{Q}_{1z}(\mathbf{x}_2) &= -F_{Bz} \stackrel{(25)}{=} \mathbf{14,35} \text{ N} \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x^{(S)} : \quad T_2(x_2) + F_s \cdot \frac{d_3}{2} &\Leftrightarrow T_2(x_2) = -F_s \cdot \frac{d_3}{2} \\ (24) \Rightarrow \mathbf{T}_2(\mathbf{x}_2) &= -M_t \cdot \frac{2}{d_3} \cdot \frac{d_3}{2} = -M_t \stackrel{(19)}{=} \mathbf{-12} \text{ Nm} \end{aligned} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(S)} : \quad B_{2y}(x_2) + F_s \cdot (x_2 + a) - F_{Az} \cdot x_2 &= 0 \Leftrightarrow B_{2y}(x_2) = F_{Az} \cdot x_2 - F_s \cdot (x_2 + a) \\ \Leftrightarrow B_{2y}(x_2) &= F_{Az} \cdot x_2 - F_s \cdot x_2 - F_s \cdot a = (F_{Az} - F_s) \cdot x_2 - F_s \cdot a \\ (14) \wedge (24) \wedge (26) \Rightarrow \mathbf{B}_{2y}(\mathbf{x}_2) &= \mathbf{(14,35 \cdot x_2 - 3429)} \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(S)} : \quad B_{2z}(x_2) - F_a \cdot \frac{d_3}{2} - F_{Ay} \cdot x_2 &= 0 \Leftrightarrow B_{2z}(x_2) = F_a \cdot \frac{d_3}{2} + F_{Ay} \cdot x_2 \\ (18) \wedge (21) \wedge (27) \Rightarrow \mathbf{B}_{2z}(\mathbf{x}_2) &= \mathbf{(-80,65 \cdot x_2 + 7875)} \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (40)$$

### Bereich 3

Aufstellen der GGW, negatives Schnittufer. Antragen der Schnittkräfte entgegen Koordinatenrichtung.

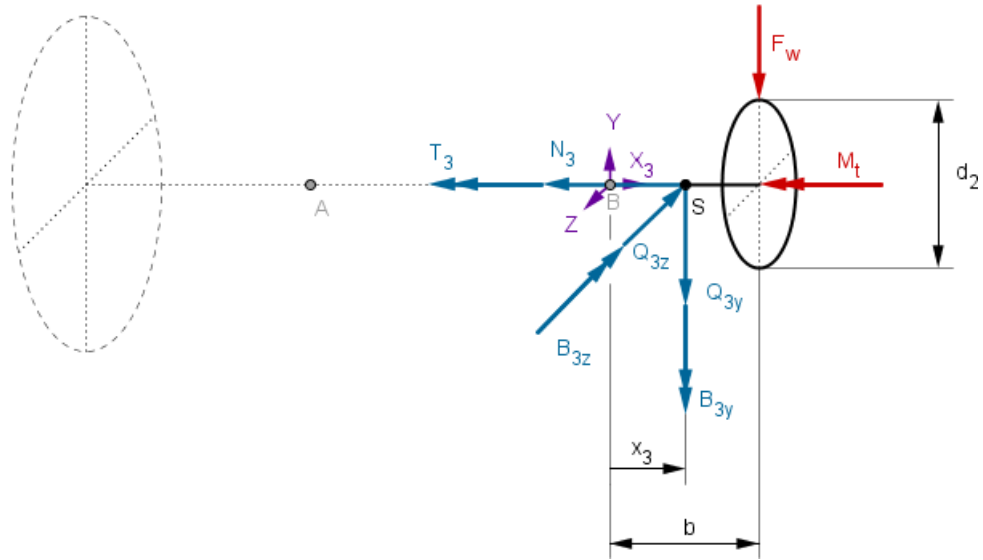


Abbildung 6: Bereich 3:  $x_3 \in [0, b] = [0, 38 \text{ mm}]$

$$\sum F_x : \mathbf{N}_3(\mathbf{x}_3) = 0 \quad (41)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y : Q_{3y} + F_w &= 0 \Leftrightarrow Q_{3y} = -F_w \\ (20) \Rightarrow \mathbf{Q}_{3y} &= -300 \text{ N} \end{aligned} \quad (42)$$

$$\sum F_z : \mathbf{Q}_{3z} = 0 \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x : T_3(x_3) + M_t &= 0 \Leftrightarrow T_3(x_3) = -M_t \\ (19) \Rightarrow \mathbf{M}_3(\mathbf{x}_3) &= -12 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (44)$$

$$\sum M_y : \mathbf{Q}_{3y} = 0 \quad (45)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z : Q_{3z} + F_w \cdot (b - x_3) &\Leftrightarrow Q_{3z} = F_w \cdot (x_3 - b) \\ (15) \wedge (20) \Rightarrow \mathbf{Q}_{3z} &= (300 \cdot x_3 - 11400) \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (46)$$

### Zusammenfassug Schnittkräfte

i	1	2	3
$N_i(x_i)$	$-50 \text{ N}$	0	0
$Q_{iy}(x_i)$	0	80,65 N	-300 N
$Q_{iz}(x_i)$	-76,2 N	14,35 N	0
$T_i(x_i)$	-12 Nm	-12 Nm	-12 Nm
$B_{iy}(x_i)$	$-76,2 \cdot x_1 \text{ Nmm}$	$(14,35 \cdot x_2 - 3429) \text{ Nmm}$	0
$B_{iz}(x_i)$	7875 Nmm	$(-80,65 \cdot x_2 + 7875) \text{ Nmm}$	$(300 \cdot x_3 - 11400) \text{ Nmm}$