Inhalt

1. Angaben
2. Übersetzung
3. Keilriemen Berechnung (Übersetzungsstufe 1)
4. Getriebeberechnung (Übersetzungsstufe 2)
    4.1 Vorauslegung & Daten
        4.1.1 Vorauslegung Durchmesser Ritzel
        4.1.2 Zähnezahlen & Modul
        4.1.3 Ritzel/Rad Durchmesser & Breite
        4.1.4. Daten Zusammenfassung
    4.2 Zahnberechnungen laut DIN 3990-11 bzw. DIN 3990-2
        4.2.1 Profilverschiebung
        4.2.2 Zahnradgeometrie
        4.2.3 Kontrollen
            4.2.3.1 Überdeckung
            4.2.3.2 Unterschnitt
            4.2.3.3 Spitzwerden
    4.3 Sicherheiten
        4.3.1 Grübchentragfähigkeit
        4.3.2 Zahnfußfestigkeit
5. Berechnung Antriebswelle
    5.1 Mechanische Kräfte
        5.1.1 Auflagerkräfte/Äußere Kräfte
        5.1.2 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-y Ebene
        5.1.3 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-z Ebene
        5.1.4 Querkraft & Biegemomentenverlauf Gemittelt
        5.1.5 Torsionsmoment
    5.2 Lagerberechnung nach SKF
        5.2.1 Lagerlebensdauer
        5.2.2 Normalkraft
    5.3 Wellenberechnung nach DIN 743
        5.3.1 Kerbenberechnung
        5.3.2 Sicherheiten
6. Berechnung Abtriebswelle
    6.1 Mechanische Kräfte
        6.1.1 Auflagerkräfte/Äußere Kräfte
        6.1.2 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-z Ebene
        6.1.3 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-y Ebene
        6.1.4 Querkraft & Biegemomentenverlauf Gemittelt
    6.2 Lagerberechnung nach SKF
    6.3 Wellenberechnung nach DIN 743
        6.3.1 Kerbenberechnung
        6.3.2 Sicherheiten
7. Passfeder Berechnungen (Methode C)
    7.1 Passfeder Antriebswelle (Keilriemenscheibe)
    7.2 Passfeder Abtriebswelle (Zahnrad)
8. Schmierung und Ölmengen Berechnungen

Nur nichtkommerzielle Verwendung

1. Angaben

$P_M := 22\ \boldsymbol{kW}$	Motorleistung
$\eta_M := 0.922$	Wirkungsgrad Motor
$n_M := 970 \cdot \boldsymbol{min}^{-1}$	Nenndrehzahl-Motor @50Hz
$v_F := 2.3\ \frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{s}}$	Geschwindigkeit Förderband
$L_{min} := 19000\ \boldsymbol{hr}$	Wälzlagerlebensdauer
Contiflex EP, 500/2	Gurt
Ecodrives DG3200-L6 22kW	Motor
16MnCr5	Werkstoff Antriebswelle
S235	Werkstoff Abtriebswelle
42CrMo4	Werkstoff Zahnrad
$K_A := 1.25$	Anwendungsfaktor DIN 3990-11 Tabelle A.1
$K_S := 2$	Lastüberhöhungsfaktor

Nur nichtkommerzielle Verwendung

2. Übersetzung

$d_{T.min} := 315\ mm$ — Min. Durchmesser Trommel (Gewählt)

$d_T := 323.9\ mm$ — Durchmesser Trommel

$$w_{ab} := \frac{v_F}{\left(\frac{d_T}{2}\right)} = 852.115\ \frac{1}{min}$$ — Winkelgesw. Abtriebswelle

$$n_{ab.V} := \frac{w_{ab}}{2 \cdot \pi} = 135.618\ \frac{1}{min}$$ — Drehzahl - Abtriebswelle (Berechnet Vorauslegung)

$$i := \frac{n_M}{n_{ab.V}} = 7.152$$ — Gesamtübersetzung

$i_{KR} := 2$ — Keilriemenübersetzung (Gewählt)

$$i_G := \frac{i}{i_{KR}} = 3.576$$ — Getriebeübersetzung Vorauslegung

$$n_{an} := \frac{n_M}{i_{KR}} = 485\ \frac{1}{min}$$ — Drehzahl - Antriebswelle

$$w_{an} := n_{an} \cdot 2 \cdot \pi = \left(3.047 \cdot 10^3\right)\ \frac{1}{min}$$ — Winkelgesw. Antriebswelle

Nur nichtkommerzielle Verwendung

3. Keilriemen Berechnung (Übersetzungsstufe 1)

$P_{ein} := P_M \cdot \eta_M = 20.284\ kW$

$T_{ein} := \frac{P_{ein}}{n_M \cdot 2 \cdot \pi} = 199.689\ J$ — Torsionsmoment Motor (Eingang)

$T_{an} := T_{ein} \cdot i_{KR} = 399.377\ J$ — Torsionsmoment Antriebswelle

$c_2 := 1.2$ — Belastungsfaktor OB S.75 (10<x<16h, mittl. Antrieb, norm. Anlaufmoment)

$P_B := P_{ein} \cdot c_2 = 24.341\ kW$ — Berechnungsleistung

SPA-Riemen — Diagramm 2 OB S.80

$\omega_M := 2 \cdot \pi \cdot n_M = 101.578\ \frac{1}{s}$ — Winkelgesw. Motor

$d_{dg_max} := 320\ mm$ — Richtdurchmesser Großscheibe (gewählt) DIN 2211

$d_{dk_max} := \frac{d_{dg_max}}{i_{KR}} = 160\ mm$ — Richtdurchmesser Motorscheibe

$d_{dk} := 140\ mm$ — Richtdurchmesser (gewählt) Tab. 15 OB S.52

$d_{dg} := d_{dk} \cdot i_{KR} = 280\ mm$ — Großscheibendurchmesser

$d_{dg} < d_{dg_max} = 1$

$a_{min} := 0.7 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) = 294\ mm$ — mind. Achsabstand

$a_{max} := 2 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) = 840\ mm$ — max. Achsabstand

$a := 800\ mm$ — (gewählt) Achsabstand

$L_{dth} := \frac{d_{dg} + d_{dk}}{2} \cdot \pi + 2 \cdot a + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot a} = 2265.859\ mm$

Bestelllänge Theoretisch
Folien Maschinenelemente 2VO

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Riemennummer: SPA 2240 OB S.27 Profil SPA

$L_{dSt} := 2240\ mm$ Bestelllänge Standard-Richtlänge

$a_{nom} := a - \frac{L_{dth} - L_{dSt}}{2} = 787.07\ mm$ Nomineller Achsabstand
Folien Maschinenelemente 2VO

$x := 25\ mm \qquad y := 20\ mm$ Mindest-Verstellwege Tab.27 S.82

$v_k := \frac{d_{dk}}{2} \cdot \omega_M = 7.11\ \frac{m}{s}$ Geschw. des Keilriemens

$f_b := \frac{2 \cdot v_k}{L_{dSt}} = 6.349\ \frac{1}{s}$ Biegefrequenz des Keilriemens

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} = 0.178$

$Wert_1 := \begin{bmatrix} 0.15 \\ 0.2 \end{bmatrix} \qquad c_{1Tab} := \begin{bmatrix} 1 \\ 0.99 \end{bmatrix} \qquad \beta_{Tab} := \begin{bmatrix} 171\ ° \\ 168\ ° \end{bmatrix}$

$c_1(x) := \text{linterp}(Wert_1, c_{1Tab}, x)$ Faktor

$c_1 := c_1\left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}\right) = 0.994$ OB S.74 (interpoliert)

$\beta(x) := \text{linterp}(Wert_1, \beta_{Tab}, x)$ Umschlingungswinkel

$\beta := \beta\left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}\right) = 169.328\ °$ OB S.74 (interpoliert)

$c_3 := 0.98$ Faktor
OB S.76 Tab.24

$Drehzahl := \begin{bmatrix} 900 \cdot \frac{1}{min} \\ 1000 \cdot \frac{1}{min} \end{bmatrix} \qquad P_{N_180} := \begin{bmatrix} 3.74\ kW \\ 4.09\ kW \end{bmatrix} \qquad P_{N_\beta} := \begin{bmatrix} 0.34\ kW \\ 0.37\ kW \end{bmatrix}$

OB Tab.42 S.99

$P_{N_180}(x) := \text{linterp}(Drehzahl, P_{N_180}, x)$

$P_{N_180} := P_{N_180}(n_M) = 3.985\ kW$

$P_{N_\beta}(x) := \text{linterp}(Drehzahl, P_{N_\beta}, x)$

$P_{N_\beta} := P_{N_\beta}(n_M) = 0.361\ kW$

$P_N := P_{N_180} + P_{N_\beta} = 4.346\ kW$ Nennleistung des Riemens

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$z := \frac{P_{ein} \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3} = 5.747$ Keilriemen Anzahl

$z := 6$ Keilriemen Anzahl (gewählt)

$k := 0.12$ OB S.146 Diagramm 8

$T := \frac{k \cdot P_B}{v_k} = 410.788\ N$ Mind. Trumkraft

$T_1 := T \cdot 1.3 = 534.024\ N$ Trumkraft bei Erstmontage

$S_a := 2 \cdot T \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot z = 4.908\ kN$ Mind. Achskraft im stat. Zustand

$E := 2.6\ mm$ Eindrücktiefe je 100mm
S.146 Diagramm 8

$L_T := a_{nom} \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = 783.659\ mm$

$E_a := \frac{E \cdot L_T}{100\ mm} = 20.375\ mm$ Eindrücktiefe des Trums

Keilriemen: SPA 13

$b_2 := 95\ mm$ Kranzbreite für 6 Rillen OB S.51

Riemenscheibe Werkstoff: EB-GJL-200 S.79 Mel 2 Folien
Zugmittelgetriebe pdf

Kräfte Berechnung: Roloff Matek

$F_t := \frac{P_B}{v_k} = 3423.233\ N$ Umfangskraft RM 16.27

$k_v := 1.5$ Maximales Kraftverhältnis
RM 16.35

$F_w := k_v \cdot F_t = 5134.849\ N$ Überschlagberechnung
Wellenbelastung RM 16.35

Nur nichtkommerzielle Verwendung

4. Getriebeberechnung (Übersetzungsstufe 2)

4.1 Vorauslegung & Daten

4.1.1 Vorauslegung Durchmesser Ritzel

$b_d_1 := 1$

Breite / Durchmesser Verhältnis
(Einsatzgehärteter Stahl & symmetrische Lagerung)
Berechnungsvorgabe

$\sigma_{HlimRi} := 1500 \ \frac{N}{mm^2}$

Zulässige Hertz'sche Pressung Ritzel
16MnCr5 - MQ
DIN 3990-5 Bild4a

$K_V := 1.1$

Dynamikfaktor
DIN 3990-11

$S_{Hmin} := 1.3$

Sicherheitsfaktor Berechnungsvorgabe
(1.2 =< S_{Hmin} =< 1.4)

$Z_E := 189.8 \cdot \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$

Elastitätsfaktor
DIN 3990-11 Tabelle 4.1

$E := 206000 \ \frac{N}{mm^2}$

Elastizitätsmodul
DIN 3990-11 Tabelle 4.1

$Z_H := 2.45$

Zonenfaktor
DIN 3990-2 Bild 3.1

$$d_1 := \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot K_V \cdot (i_G + 1) \cdot {Z_E}^2 \cdot {Z_H}^2}{\left(\frac{\sigma_{HlimRi}}{S_{Hmin}}\right)^2 \cdot b_d_1 \cdot i_G}} = 61.114 \ mm$$

Vorauslegung Ritzeldurchmesser
Berechnungsvorgabe

4.1.2 Zähnezahl und Modul

$\sigma_{FE} := 920 \ \frac{N}{mm^2}$

Zahnfuß- & Grundfestigkeit
DIN 3990-5 Diagramm 4b

$S_{Fmin} := 1.4$

Sicherheitsfaktor
Berechnungsvorgabe

$f_l := 1$

Lastwechselfaktor Schwelllast
Berechnungsvorgabe

$Z_w := 1$

Werkstofffaktor
Berechnungsvorgabe

$\beta := 0°$

Schrägungswinkel

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$z_1 := 35000 \cdot \frac{i_G + 1}{i_G} \cdot \frac{\frac{\sigma_{FE}}{S_{Fmin}}}{\left(\frac{\sigma_{HlimRi}}{S_{Hmin}}\right)^2} \cdot (\cos(\beta))^2 \cdot \frac{f_l}{{Z_w}^2} = 22.106 \ \frac{1}{MPa}$$

$z_1 := 23$ Gewählte Zähnezahl Ritzel

$z_2 := z_1 \cdot i_G = 82.253$

$z_2 := 83$ Gewählte Zähnezahl Rad

$m := \frac{d_1}{z_1} = 2.657 \ mm$ Modul

$m := 3 \ mm$ Gewähltes Modul Vorzugsreihe

4.1.3 Ritzel/Rad Durchmesser & Breite

$d_1 := z_1 \cdot m = 69 \ mm$ Teilkreisdurchmesser Ritzel

$d_2 := z_2 \cdot m = 249 \ mm$ Teilkreisdurchmesser Rad

$b_1 := d_1 \cdot b_d_1 = 69 \ mm$ Breite Ritzel

$b_2 := 65 \ mm$ Breite Rad

4.1.4 Daten Zusammenfassung

Ritzel	**Rad**	
$d_1 = 69 \ mm$	$d_2 = 249 \ mm$	Durchmesser
$b_1 = 69 \ mm$	$b_2 = 65 \ mm$	Breite
$z_1 = 23$	$z_2 = 83$	Zähnezahl
$m = 3 \ mm$		Modul

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$a_d := \frac{d_1 + d_2}{2} = 159\ mm$ Null - Achsabstand

$i_G := \frac{z_2}{z_1} = 3.609$ Tatsächliche Übersetzung

$i = 7.152$ Ideales Übersetzungsverhältniss

$i := i_G \cdot i_{KR} = 7.217$ Tatsächliches Übersetzungsverhältniss

$n_{ab} := \frac{n_M}{i} = 134.398\ \frac{1}{min}$ Tatsächliche Drehzahl Abtriebswelle

$n_{ab.min} := n_{ab.V} \cdot 0.99 = 134.262\ \frac{1}{min}$ Untere Drehzahlgrenze

$n_{ab.max} := n_{ab.V} \cdot 1.01 = 136.974\ \frac{1}{min}$ Obere Drehzahlgrenze

$n_{ab.min} < n_{ab} < n_{ab.max}$ Abweichung kleiner als 1% Berechnungsvorgabe

4.2 Zahnberechnung laut DIN 3990-11 bzw. DIN 3990-2

4.2.1 Profilverschiebung

$\alpha := 20\ °$ Normaleingriffswinkel

$a_d = 159\ mm$ Null - Achsabstand

$z_1 = 23$ $z_2 = 83$ Zähnezahlen Ritzel & Rad

$\Sigma z := z_1 + z_2 = 106$ Zahnsumme

$\Sigma x := 0.245\ mm$ Diagramm a Profilverschiebungsfaktoren Berechnungsvorgabe $x_1+x_2=0.245$

$\frac{\Sigma x}{2} = 0.123\ mm$ $\frac{\Sigma z}{2} = 53$

$x_1 := 0.28$ $x_2 := 0.0$ Diagramm b Profilverschiebungsfaktor Berechnungsvorgabe

$x_{12} := x_1 + x_2 = 0.28$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

4.2.2 Zahnradgeometrie

$a_d = 159\ mm$ — Null - Achsabstand

$d_1 = 69\ mm$ — Teilkreisdurchmesser Ritzel

$d_2 = 249\ mm$ — Teilkreisdurchmesser Rad

$m = 3\ mm$ — Modul

$\alpha = 20\ °$ — Eingriffswinkel

$d_{b1} := d_1 \cdot \cos(\alpha) = 64.839\ mm$ — Grundkreisdurchmesser Ritzel
DIN ISO 21771

$d_{b2} := d_2 \cdot \cos(\alpha) = 233.983\ mm$ — Grundkreisdurchmesser Rad
DIN ISO 21771

$a := a_d + m \cdot x_{12} = 159.84\ mm$ — Theoretischer Achsabstand nach Profilverschiebung
Mit k=0
Roloff/Matek Formelsammlung S.232

$a := 160\ mm$ — Tatsächlicher gewählter Achsabstand

$k := a - a_d - m \cdot x_{12} = 0.16\ mm$ — Kopfhöhenänderung
Roloff/Matek Formelsammlung S.232

$h_{aP} := m = 3\ mm$ — Kopfhöhe des Bezugsprofils II
Roloff/Matek Formelsammlung S.230

$c := 0.25 \cdot m = 0.75\ mm$ — Kopfspiel Bezugsprofil II
Roloff/Matek Formelsammlung S.230

$h_{fP} := m + c = 3.75\ mm$ — Fußhöhe des Bezugsprofils
Roloff/Matek Formelsammlung S.230

$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot (x_1 \cdot m + h_{aP} + k) = 77\ mm$ — Kopfkreisdurchmesser Ritzel
DIN ISO 21771

$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot (x_2 \cdot m + h_{aP} + k) = 255.32\ mm$ — Kopfkreisdurchmesser Rad
DIN ISO 21771

$d_{f1} := d_1 - 2 \cdot (h_{fP} - x_1 \cdot m) = 63.18\ mm$ — Fußkreisdurchmesser Ritzel
DIN ISO 21771

$d_{f2} := d_2 - 2 \cdot (h_{fP} - x_2 \cdot m) = 241.5\ mm$ — Fußkreisdurchmesser Rad
DIN ISO 21771

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$h_1 := \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} = 6.91\ mm$$ Zahnhöhe Ritzel

$$h_2 := \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2} = 6.91\ mm$$ Zahnhöhe Rad

$$\alpha_w := \operatorname{acos}\left(\frac{\Sigma z \cdot m \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot a \cdot \cos(\beta)}\right) = 20.962\ °$$ Betriebseingriffswinkel
DIN ISO 21771

$$d_{w1} := \frac{2 \cdot a}{\frac{z_2}{z_1} + 1} = 69.434\ mm$$ Wälzkreisdurchmesser Ritzel
DIN ISO 21771

$$d_{w2} := \frac{2 \cdot a}{\frac{z_1}{z_2} + 1} = 250.566\ mm$$ Wälzkreisdurchmesser Rad
DIN ISO 21771

$$u := \frac{z_2}{z_1} = 3.609$$ Zähnezahlverhältniss
DIN 3990-11 S.2

$$c := a - \frac{d_{a1} + d_{f2}}{2} = 0.75\ mm$$ Kontrolle Kopfspiel Bezugsprofil II
Roloff/Matek Formelsammlung S.230

4.2.3 Kontrollen

4.2.3.1 Überdeckung

$$\varepsilon_\alpha := \frac{\sqrt{{d_{a1}}^2 - {d_{b1}}^2} + \sqrt{{d_{a2}}^2 - {d_{b2}}^2} - (d_{b1} + d_{b2}) \cdot \tan(\alpha_w)}{2 \cdot m \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)} = 1.65$$

Profilüberdeckung
DIN ISO 21771

$$\varepsilon_\beta := 0$$ Sprungüberdeckung
Geradverzahnung = 0
DIN ISO 21771

$$\varepsilon_\gamma := \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.65 \qquad \varepsilon_\gamma > 1 = 1$$ Gesamtüberdeckung
DIN ISO 21771

Nur nichtkommerzielle Verwendung

4.2.3.2 Unterschnitt

$h_{FaP0} := 1.25$

Normierter Zahnfußhöhenfaktor
des Bezugsprofils II
DIN 867

$$z_{min.1} := \frac{2 \cdot \left(h_{FaP0} - x_1\right)}{\sin\left(\alpha\right)^2} = 16.584$$

Mindest-Zähnezahl Ritzel

$$z_{min.2} := \frac{2 \cdot \left(h_{FaP0} - x_2\right)}{\sin\left(\alpha\right)^2} = 21.372$$

Mindest-Zähnezahl Rad

$z_{min.1} < z_1 = 1$ $z_{min.2} < z_2 = 1$

$$x_{min.1} := h_{FaP0} - \frac{z_1 \cdot \sin\left(\alpha\right)^2}{2} = -0.095$$

Mindest-Profilverschiebungsfaktor
DIN ISO 21771

$$x_{min.2} := h_{FaP0} - \frac{z_2 \cdot \sin\left(\alpha\right)^2}{2} = -3.605$$

Mindest-Profilverschiebungsfaktor
DIN ISO 21771

$x_{min.1} < x_1 = 1$ $x_{min.2} < x_2 = 1$

4.2.3.3 Spitzwerden

Schätzwerte

$$\gamma := \frac{\pi}{8}$$

Nebenbedingungen

$$tan\left(\gamma\right) - \gamma = \frac{\pi}{2 \cdot z_1} + \frac{2 \cdot x_1}{z_1} \cdot tan\left(\alpha\right) + tan\left(\alpha\right) - \alpha$$

Gleichungslöser

$$y := \mathbf{find}\left(\gamma\right) = 35.314\ °$$

$$R_{amax} := \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \frac{\cos\left(\alpha\right)}{\cos\left(\gamma\right)} = 38.687\ mm$$

DIN ISO 21771-Zusammenfassung
Gl. 19

$$R_{amax} > \frac{d_{a1}}{2} = 1$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

4.3 Sicherheiten

4.3.1 Grübchentragfähigkeit

$\sigma_{HlimRi} = 1.5 \ \frac{kN}{mm^2}$

Zulässige Hertz'sche Pressung Ritzel
16MnCr5 - MQ
DIN 3990-5 Bild 4a

$\sigma_{HlimRa} := 750 \ \frac{N}{mm^2}$

Zulässige Hertz'sche Pressung Rad
42CrMo4- MQ
DIN 3990-5 Bild 3a

Kraft F_t

$T_{an} = 399.377 \ J$

Torsionsmoment Antriebswelle

$F_t := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_1} = 11.576 \ kN$

Tangentialkraft an Zähnen

Z-Faktoren Z_{NT}, Z_X, Z_{LVR}, Z_w, Z_B, Z_D, Z_H, Z_B, $Z_{Epsilon}$, Z_{Betta}

$Z_{NTs} := 1.6$

$Z_{NTd} := 1.0$

Lebensdauerfaktor
DIN 3990 Tabelle 4.3

$Z_X := 1.0$ $Z_{Xs} := Z_X$ $Z_{Xd} := Z_X$

Größenfaktor (Flanke)
Statisch & Dauerfestigkeit
DIN 3990-2 Tabelle 11.1

$Z_{LVRs} := 1$

Schmierfilbildungsfaktor Statisch
Wälzgefräßte Verzahnung
DIN 3990-11 Gl. 4.22

$Z_{LVRd} := 0.85$

Schmierfilbildungsfaktor Dauerfestigkeit
Wälzgefräßte Verzahnung
DIN 3990-11 Gl. 4.19

$HB_{Ri} := 660$

Einsatzgehärteter Stahl Qualität MQ
Härte

$HB_{Ra} := 300$

Vergütungsstahl Legiert MQ
Härte

$Z_{WRi} := 1$

Werkstoffpaarungsfaktor Ritzel
Bei HB>430 --> Z_W=1
DIN 3990-11

$Z_{WRa} := 1.2 - \frac{HB_{Ra} - 130}{1700} = 1.1$

Werkstoffpaarungsfaktor Rad
Bei HB>430 --> Z_W=1
DIN 3990-11 Gl. 4.23

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$M_1 := \frac{\tan(\alpha_w)}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_1}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right)}} = 1.015$$

$Z_B := M_1 = 1.015$ Einzeleingriffsfaktor
DIN 3990-11 Gl. 4.12

$$M_2 := \frac{\tan(\alpha_w)}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right) \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z_1}\right)}} = 0.937$$

$Z_D := 1$ Einzeleingriffsfaktor
DIN 3990-11 Gl. 4.13

$\frac{x_{12}}{\Sigma z} = 2.642 \cdot 10^{-3}$

$Z_H := 2.45$ Zoneneinflussfaktor
DIN 3990-2 Bild 3.1

$Z_E := 189.8 \cdot \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$ Elastizitätsfaktor
DIN 3990-11 Tabelle 4.1

$Z_\varepsilon := \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = 0.885$ Überdeckungsfaktor
DIN 3990-11 Gl. 4.15

$Z_\beta := 1$ Schrägenfaktor
DIN 3990-11 Gl. 4.18

K-Faktoren K_A, K_V, K_{HBetta}, K_{HAlpha}

$K_A = 1.25$ Anwendungsfaktor
DIN 3990-11 Tabelle A.1

$b_2 = 65\ mm$

$K_{11} := 9.6$ $K_{21} := 0.0193$ Faktoren für K_V
Verzahnungsqualität 6 für Ritzel

$K_{12} := 15.3$ $K_{22} := 0.0193$ Verzahnungsqualität 7 für Rad
DIN 3990-11 Tabelle 3.1

$v_1 := w_{an} \cdot \frac{d_1}{2} = 1.752\ \frac{m}{s}$ Teilkreis-Umfangsgeschw. Ritzel

$v_2 := w_{ab} \cdot \frac{d_2}{2} = 1.768\ \frac{m}{s}$ Teilkreis-Umfangsgeschw. Rad

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$K_{V1} := 1 + \left(\frac{K_{11}}{K_A \cdot \frac{\frac{F_t}{N}}{\frac{b_2}{mm}}} + K_{21} \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v_1}{100} \cdot \frac{s}{m} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 1.024$$

Dynamikfaktor
DIN 3990-11 Gl. 3.05

$$K_{V2} := 1 + \left(\frac{K_{12}}{K_A \cdot \frac{\frac{F_t}{N}}{\frac{b_2}{mm}}} + K_{22} \right) \cdot \frac{z_2 \cdot v_2}{100} \cdot \frac{s}{m} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 1.124$$

Dynamikfaktor
DIN 3990-11 Gl. 3.05

$K_{H\alpha} := 1.0$ $K_{F\alpha} := 1.0$

Stirnfaktoren
DIN 3990-11 Tabelle 3.3

$d_{sh} := d_{f1} = 63.18\ mm$

Wellendurchmesser

$s := 0\ mm$

Zahnradmitten-Abstand
zur Wellenmitte

$l := 122.4\ mm$

Lagerabstand Ritzelwelle

$\frac{d_1}{d_{sh}} = 1.092$ $\frac{s}{l} = 0$

$A := 0.023\ mm \cdot \frac{\mu m}{N}$

Ohne Breitenballigkeit
oder Endrücknahme
DIN 3990-11 Tabelle 3.2

$K' := 0.8$

Konstante
DIN 3990-11 Bild 3.2 a)

$F_m := F_t \cdot K_A \cdot K_{V1} = 14.821\ kN$

Mittlere Umfangskraft am Teilkreis
K_{V1} Gewählt, da das Ritzel eine
geringere Verzahnungsqualität hat
DIN 3990-11 S.3

$$f_{sh} := \frac{F_m}{b_2} \cdot A \cdot \left[\left| 1 + K' \cdot \frac{l \cdot s}{{d_1}^2} \cdot \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0.3 \right| + 0.3 \right] \cdot \left(\frac{b_2}{d_1} \right)^2 = [4.654]\ \mu m$$

Flankenwellenabweichung
DIN 3990-11 Gl. 3.14

$f_{H\beta} := 9\ \mu m$

Flankenlinien-Winkelabweichung
DIN EN 3962-2

$f_{ma} := f_{H\beta}$

Flankenlinien-Herstellabweichung
DIN 3990-11 Gl. 3.11

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$F_{\beta x} := \left|1.33 \cdot f_{sh} + f_{ma}\right| = 0.015\ mm$

Vor Einlauf Wirksame Flankenlinienabweichung
DIN 3990-11 Gl. 3.09

$y_\beta := 0.15 \cdot F_{\beta x} = \left(2.278 \cdot 10^{-3}\right)\ mm$

Einlaufbetrag
DIN 3990-11 Gl. 3.18

$F_{\beta y} := F_{\beta x} - y_\beta$

Nach Einlauf Wirksame Flankenlinienabweichung
DIN 3990-11 Gl. 3.08

$c_\gamma := 20\ \frac{N}{(mm \cdot \mu m)}$

Methode C
DIN 3990-11 Unter Gl. 3.21

$K_{H\beta} := 1 + \frac{c_\gamma \cdot F_{\beta y}}{2 \cdot \frac{F_m}{b_2}} = 1.566$

Breitenfaktor
DIN 3990-11 Gl. 3.20

$h_1 = 6.91\ mm$

Zahnhöhe

$\frac{h_1}{b_2} = 0.106$

$K_{F\beta} := K_{H\beta}^{\left(\frac{1}{1 + \frac{h_1}{b_2} + \left(\frac{h_1}{b_2}\right)^2}\right)} = 1.494$

Breitenfaktor Fuß
DIN 3990-11 Gl. 3.22

Pressungen

$\sigma_{H01s} := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 725.202\ \frac{N}{mm^2}$

DIN 3990-11 Gl. 4.02

$\sigma_{H01d} := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 725.202\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{H02s} := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_2 \cdot b_2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 393.325\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{H02d} := Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_2 \cdot b_2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 393.325\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{H1s} := Z_B \cdot \sigma_{H01s} \cdot \sqrt{K_S \cdot K_{V1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = \left(1.319 \cdot 10^3\right)\ \frac{N}{mm^2}$

Auftretende Flankenpressung
DIN 3990-11 Gl. 4.01

$\sigma_{H1d} := Z_B \cdot \sigma_{H01d} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_{V1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = \left(1.043 \cdot 10^3\right)\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{H2s} := Z_D \cdot \sigma_{H02s} \cdot \sqrt{K_S \cdot K_{V2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 738.202\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{H2d} := Z_D \cdot \sigma_{H02d} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_{V2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 583.6\ \frac{N}{mm^2}$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$\sigma_{HPs1} := \frac{\sigma_{HlimRi} \cdot Z_{NTs}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVRs} \cdot Z_{WRi} \cdot Z_{Xs} = \left(1.846 \cdot 10^3\right) \frac{N}{mm^2}$$ Seite 10 DIN 3990-11

$$\sigma_{HPd1} := \frac{\sigma_{HlimRi} \cdot Z_{NTd}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVRd} \cdot Z_{WRi} \cdot Z_{Xd} = 980.769 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{HPs2} := \frac{\sigma_{HlimRa} \cdot Z_{NTs}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVRs} \cdot Z_{WRa} \cdot Z_{Xs} = \left(1.015 \cdot 10^3\right) \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{HPd2} := \frac{\sigma_{HlimRa} \cdot Z_{NTd}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{LVRd} \cdot Z_{WRa} \cdot Z_{Xd} = 539.423 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{HGs1} := \sigma_{HPs1} \cdot S_{Hmin} = \left(2.4 \cdot 10^3\right) \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{HGd1} := \sigma_{HPd1} \cdot S_{Hmin} = \left(1.275 \cdot 10^3\right) \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{HGs2} := \sigma_{HPs2} \cdot S_{Hmin} = \left(1.32 \cdot 10^3\right) \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{HGd2} := \sigma_{HPd2} \cdot S_{Hmin} = 701.25 \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheiten

$$S_{Hs1} := \frac{\sigma_{HGs1}}{\sigma_{H1s}} = 1.82$$

$$S_{Hd1} := \frac{\sigma_{HGd1}}{\sigma_{H1d}} = 1.223$$

$$S_{Hs2} := \frac{\sigma_{HGs2}}{\sigma_{H2s}} = 1.788$$

$$S_{Hd2} := \frac{\sigma_{HGd2}}{\sigma_{H2d}} = 1.202$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

4.3.2 Zahnfußfestigkeit

$\frac{h_{aP}}{m}=1$ $\frac{h_{fP}}{m}=1.25$

$\sigma_{FeR}:=620\ \frac{N}{mm^2}$ DIN 3990-5 Bild. 3b

$\rho_{fP}:=1.125\ mm$ DIN 3990-11 1.3e

$\frac{\rho_{fP}}{m}=0.375$ $z_1=23$ $z_2=83$

$x_1=0.28$ $x_2=0$

$Y_{FS1}:=4.05$ $Y_{FS2}:=3.95$ Din 3990-11 Bild 5.3

$Y_\varepsilon:=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_\alpha}\cdot\cos(\beta)^2=0.704$ Überdeckungsfaktor DIN 3990-11 5.09

$Y_\beta:=1-\varepsilon_\beta\cdot\frac{\beta}{120°}=1$ Schrägenfaktor 1 da Geradverzahnung DIN 3990-11 5.10

$\sigma_{F0_1}:=\frac{F_t}{b_2\cdot m}\cdot Y_{FS1}\cdot(Y_\varepsilon\cdot Y_\beta)=169.375\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{F0_2}:=\frac{F_t}{b_2\cdot m}\cdot Y_{FS2}\cdot(Y_\varepsilon\cdot Y_\beta)=165.193\ \frac{N}{mm^2}$ DIN 3990-11 5.02

$\sigma_{F1_d}:=\sigma_{F0_1}\cdot K_A\cdot K_{V1}\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}=323.98\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{F1_s}:=\sigma_{F0_1}\cdot K_S\cdot K_{V1}\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}=518.368\ \frac{N}{mm^2}$ DIN 3990-11 5.01

$\sigma_{F2_d}:=\sigma_{F0_2}\cdot K_A\cdot K_{V2}\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}=346.908\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{F2_s}:=\sigma_{F0_2}\cdot K_S\cdot K_{V2}\cdot K_{F\beta}\cdot K_{F\alpha}=555.052\ \frac{N}{mm^2}$

$Y_{NT_s}:=2.5$ $Y_{NT_d}:=1$ DIN 3990-11 Tabelle 5.2

$Y_{sa1}:=1.72$ $Y_{sa2}:=1.775$ aus DIN 3990-11 Bild 5.6

$Y_{s1}:=Y_{sa1}\cdot(0.6+0.4\cdot\varepsilon_\alpha)=2.167$

$Y_{s2}:=Y_{sa2}\cdot(0.6+0.4\cdot\varepsilon_\alpha)=2.237$ DIN 3990-11 Bild 5.8

$Y_{\sigma relT1s}:=0.44\cdot Y_{s1}+0.12=1.074$ DIN 3990-11 5.15

$\sigma_{0.2}:=700\ \frac{N}{mm^2}$ 0.2 Dehngrenze 42CrMo4

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$Y_{\sigma relT2s} := \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{s2} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300 \frac{N}{mm^2}}{\sigma_{0.2}}}}{1 + 0.82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300 \frac{N}{mm^2}}{\sigma_{0.2}}}} = 1.094$$ DIN 3990-11 5.14

$q_s := 2$

$Y_{\sigma relT1d} := 1$ $Y_{\sigma relT2d} := 1$ DIN 3990-11 5.11

$Y_{RelTs} := 1$ DIN 3990-11 5.18

$Y_{RelTd} := 0.9$ DIN 3990-11 5.19

$Y_X := 1$ DIN 3990-11 Tab. 5.1

$\sigma_{FG1s} := \sigma_{FE} \cdot Y_{NT_s} \cdot Y_{\sigma relT1s} \cdot Y_{RelTs} \cdot Y_X = 2469.383 \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{FG1d} := \sigma_{FE} \cdot Y_{NT_d} \cdot Y_{\sigma relT1d} \cdot Y_{RelTd} \cdot Y_X = 828 \frac{N}{mm^2}$ DIN 3990-11 5.03

$\sigma_{FG2s} := \sigma_{FeR} \cdot Y_{NT_s} \cdot Y_{\sigma relT2s} \cdot Y_{RelTs} \cdot Y_X = 1696.319 \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{FG2d} := \sigma_{FeR} \cdot Y_{NT_d} \cdot Y_{\sigma relT2d} \cdot Y_{RelTd} \cdot Y_X = 558 \frac{N}{mm^2}$

Sicherheiten

$S_{F1s} := \frac{\sigma_{FG1s}}{\sigma_{F1_s}} = 4.764$

$S_{F1d} := \frac{\sigma_{FG1d}}{\sigma_{F1_d}} = 2.556$

$S_{F2s} := \frac{\sigma_{FG2s}}{\sigma_{F2_s}} = 3.056$

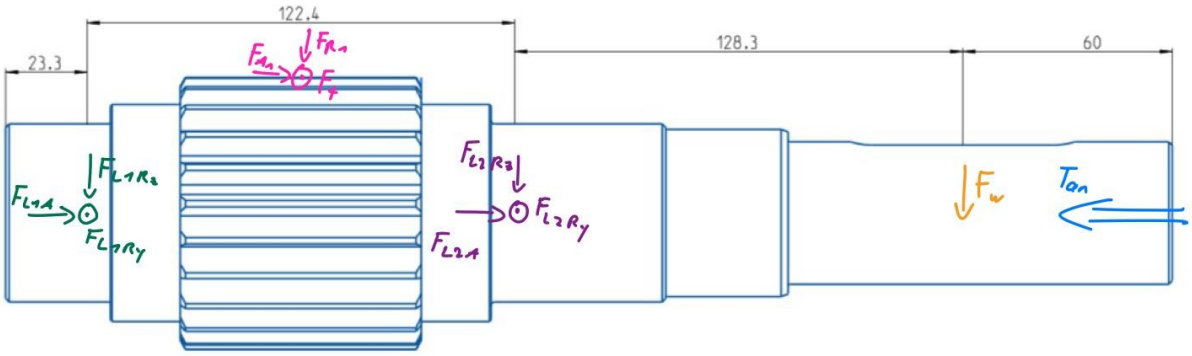
$S_{F2d} := \frac{\sigma_{FG2d}}{\sigma_{F2_d}} = 1.608$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

5 Berechnung Antriebswelle

5.1 Mechanische Kräfte

5.1.1 Auflagerkräfte/Äußere Kräfte



$L_{Angest.} := 122.4\ mm$ — Abstand Angriffspunkte Angestellte Lagerung

$L_{Ri} := 84.5\ mm$ — Abstand Linkes Wellenende zu Ritzelmitte

$L_{L_Ri} := 61.2\ mm$ — Abstand Ritzel-Mitte zu Lagerangriffspunkt

$L_{KR_Ri} := 189.5\ mm$ — Abstand Keilriemenmitte zu Ritzelmitte

$L_{L1} := 23.3\ mm$ — Abstand Linkes Wellenende zu Lagerangriffspunkt 1

$L_{L2} := L_{L1} + L_{Angest.} = 145.7\ mm$ — Abstand Linkes Wellenende zu Lager 2

$T_{an} = 399.377\ J$ — Torsionsmoment Antriebswelle

$F_w = 5.135\ kN$ — Riemen-Spannkraft im Betrieb

$F_{t1} := \frac{T_{an}}{\frac{d_1}{2}} = 11.576\ kN$ — Tangentialkraft Ritzel

$F_{A1} := F_{t1} \cdot \tan(\beta) = 0\ kN$ — Axialkraft Ritzel

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$F_{R1} := F_{t1} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} = 4.213 \ kN$$

Radialkraft
Ritzel

$$F_{L1A} := 0 \ kN$$

Axiale Kraft
(wird in Lagerberechnung
Vollständig ermittelt)
Lager 1

$$F_{L2A} := F_{L1A} = 0 \ kN$$

Axiale Kraft
Lager 2

$$F_{L2Rz} := \frac{-F_{R1} \cdot L_{L_Ri} - F_w \cdot (L_{KR_Ri} + L_{L_Ri})}{L_{Angest.}} = -12.624 \ kN$$

Radiale Kraft z-Achse
Lager 2

$$F_{L1Rz} := -F_w - F_{L2Rz} = 7.489 \ kN$$

Radiale Kraft z-Achse
Lager 1

$$F_{L1Ry} := \frac{-F_t}{2} = -5.788 \ kN$$

Radiale Kraft y-Achse
Lager 1

$$F_{L2Ry} := \frac{-F_t}{2} = -5.788 \ kN$$

Radiale Kraft y-Achse
Lager 2

$$F_{L1} := \begin{bmatrix} F_{L1A} \\ F_{L1Ry} \\ F_{L1Rz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -5.788 \\ 7.489 \end{bmatrix} kN$$

Kraft Lager 1
(Links)

$$F_{L2} := \begin{bmatrix} F_{L2A} \\ F_{L2Ry} \\ F_{L2Rz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -5.788 \\ -12.624 \end{bmatrix} kN$$

Kraft Lager 2
(Rechts)

$$F_{L1R} := \sqrt{F_{L1Ry}^{\ 2} + F_{L1Rz}^{\ 2}} = 9.465 \ kN$$

Radialkraft Lager 1

$$F_{L2R} := \sqrt{F_{L2Ry}^{\ 2} + F_{L2Rz}^{\ 2}} = 13.888 \ kN$$

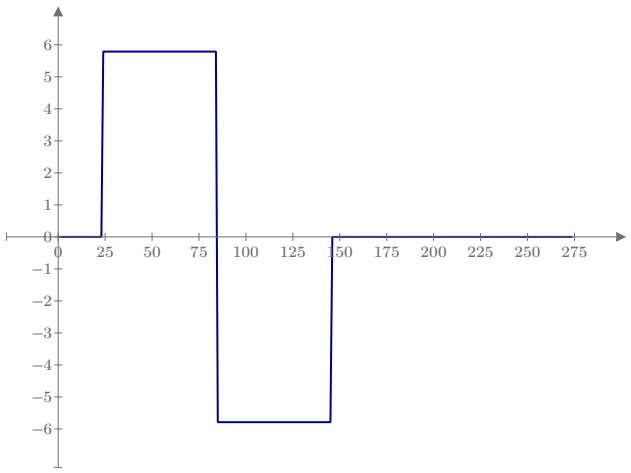
Radialkraft Lager 2

Nur nichtkommerzielle Verwendung

5.1.2 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-y Ebene

$$x_{Plot} := 0\ mm, 1\ mm .. \left(L_{Ri} + L_{KR_Ri}\right)$$

$$Q_{an.y}(x) := \begin{cases} 0\ N & \text{if } x < L_{L1} \\ -F_{L1Ry} & \text{else if } \left(L_{L1} \le x\right) \wedge \left(x \le L_{Ri}\right) \\ -F_{L1Ry} - F_{t1} & \text{else if } \left(L_{Ri} < x\right) \wedge \left(x \le L_{L2}\right) \\ 0\ N & \text{else if } \left(L_{L2} < x\right) \wedge \left(x \le \left(L_{Ri} + L_{KR_Ri}\right)\right) \\ 0\ N & \text{else if } L_{KR_Ri} < x \end{cases}$$

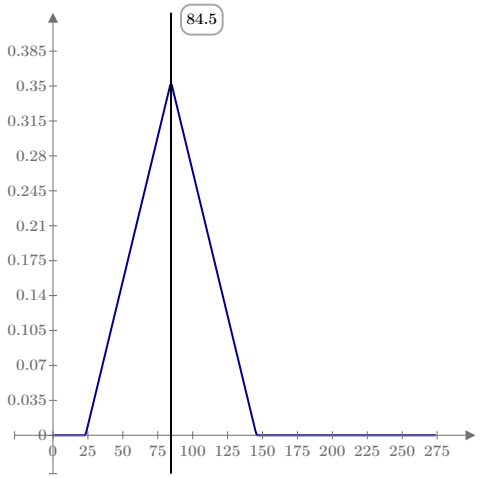


$Q_{an.y}\left(x_{Plot}\right)\ (kN)$

$x_{Plot}\ (mm)$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$M_{an.z}(x) := \begin{cases} \text{if } x < L_{L1} \\ \quad 0\ \boldsymbol{N \cdot m} \\ \text{else if } (L_{L1} \le x) \wedge (x \le L_{Ri}) \\ \quad -F_{L1Ry} \cdot (x - L_{L1}) \\ \text{else if } (L_{Ri} < x) \wedge (x \le L_{L2}) \\ \quad -F_{L1Ry} \cdot (x - L_{L1}) - F_{t1} \cdot (x - L_{Ri}) \\ \text{else if } (L_{L2} < x) \wedge (x \le (L_{Ri} + L_{KR_Ri})) \\ \quad 0\ \boldsymbol{N \cdot m} \\ \text{else if } (L_{Ri} + L_{KR_Ri}) < x \\ \quad 0\ \boldsymbol{N \cdot m} \end{cases}$$



$x_{Plot}\ (\boldsymbol{mm})$

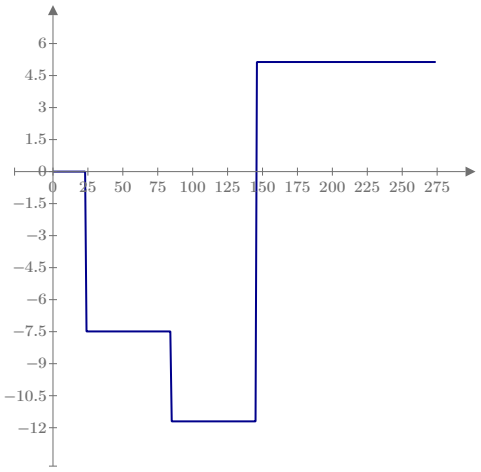
$M_{an.z}(x_{Plot})\ \ (\boldsymbol{kN \cdot m})$

$$M_{an.z.max}(x) := \max\left(M_{an.z}(0), M_{an.z}(L_{L1}), M_{an.z}(L_{Ri}), M_{an.z}(L_{L2})\right) = 354.23\ \boldsymbol{N \cdot m}$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

5.1.3 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-z Ebene

$$Q_{an.z}(x) := \begin{cases} 0\ \boldsymbol{N} & \text{if } x < L_{L1} \\ -F_{L1Rz} & \text{else if } (L_{L1} \le x) \wedge (x \le L_{Ri}) \\ -F_{L1Rz} - F_{R1} & \text{else if } (L_{Ri} < x) \wedge (x \le L_{L2}) \\ F_w & \text{else if } (L_{L2} < x) \wedge (x \le (L_{Ri} + L_{KR_Ri})) \\ 0\ \boldsymbol{N} & \text{else if } L_{KR_Ri} < x \end{cases}$$

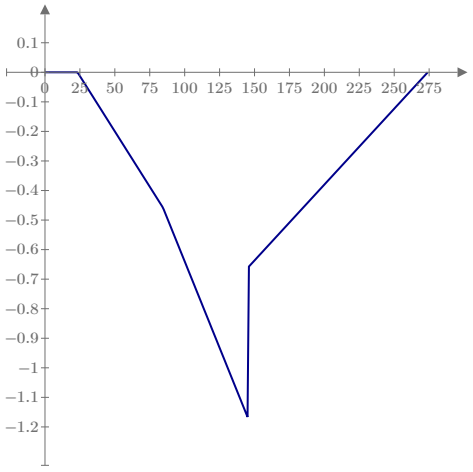


$Q_{an.z}(x_{Plot})\ \ (\boldsymbol{kN})$

$x_{Plot}\ \ (\boldsymbol{mm})$

$$M_{an.y}(x) := \begin{cases} 0\ \boldsymbol{N \cdot m} & \text{if } x < L_{L1} \\ -F_{L1Rz} \cdot (x - L_{L1}) & \text{else if } (L_{L1} \le x) \wedge (x \le L_{Ri}) \\ -F_{L1Rz} \cdot (x - L_{L1}) - F_{R1} \cdot (x - L_{Ri}) & \text{else if } (L_{Ri} < x) \wedge (x \le L_{L2}) \\ -F_w \cdot ((L_{Ri} + L_{KR_Ri}) - x) & \text{else if } (L_{L2} < x) \wedge (x \le (L_{Ri} + L_{KR_Ri})) \\ 0\ \boldsymbol{N \cdot m} & \text{else if } (L_{Ri} + L_{KR_Ri}) < x \end{cases}$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung



$M_{an.y}(x_{Plot})\ \ (kN \cdot m)$

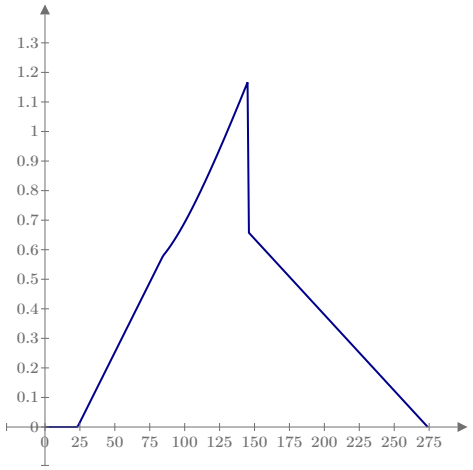
$x_{Plot}\ \ (mm)$

$M_{an.y.max}(x) := min\left(M_{an.y}(0), M_{an.y}(L_{L1}), M_{an.y}(L_{Ri}), M_{an.y}(L_{L2}), M_{an.y}(L_{Ri}+L_{KR_Ri})\right) = -1.175 \cdot 10^3\ \ N \cdot m$

5.1.4 Querkraft & Biegemomentenverlauf Gemittelt

$$M_{an}(x) := \sqrt{M_{an.y}(x)^2 + M_{an.z}(x)^2}$$

Gemitteltes Biegemoment
Antriebswelle



$M_{an}(x_{Plot})\ \ (kN \cdot m)$

$x_{Plot}\ \ (mm)$

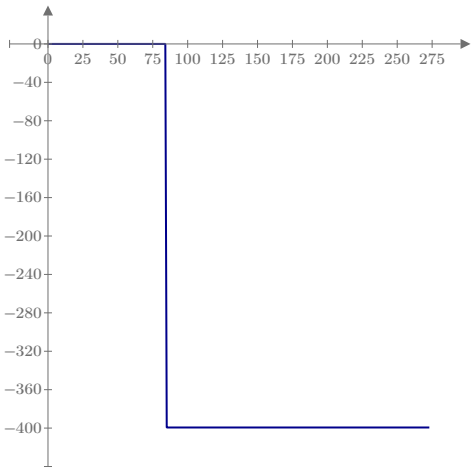
$M_{an.max}(x) := \max\left(\left|M_{an}(0)\right|, \left|M_{an}(L_{L1})\right|, \left|M_{an}(L_{Ri})\right|, \left|M_{an}(L_{L2})\right|, \left|M_{an}(L_{Ri}+L_{KR_Ri})\right|\right) = \left(1.175 \cdot 10^3\right)\ \ N \cdot m$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

5.1.5 Torsionsmoment

$$T_{an}(x) := \begin{cases} 0\ N{\cdot}m & \text{if } x < L_{Ri} \\ -F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} & \text{else if } (L_{Ri} \le x) \wedge (x < (L_{Ri} + L_{KR_Ri})) \\ 0\ N{\cdot}m & \text{else if } x > (L_{Ri} + L_{KR_Ri}) \end{cases}$$

Torsionsmoment



$T_{an}(x_{Plot})\ (N \cdot m)$

$x_{Plot}\ (mm)$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

5.2 Lagerberechnung nach SKF

5.2.1 Lagerlebensdauer

$F_{rB} := F_{L2R} = 13887.571\ N$

$F_{rA} := F_{L1R} = 9465.077\ N$

$C := 154\ kN$	Dynamische Tragzahl
$C_0 := 140000\ N$	Statische Tragzahl
$P_U := 16.6\ kN$	Ermüdungsgrenzbelastung
$e := 0.35$	Grenzwert
$Y := 1.7$	Berechnungsfaktor
$Y_0 := 0.9$	Berechnungsfaktor
$D := 110\ mm$	Außendurchmesser
$d := 50\ mm$	Bohrungsdurchmesser
$T_B := 55\ °C$	Betriebstemperatur
$p := \frac{10}{3}$	Exponent für Lebensdauerglg.
$a_1 := 0.712$	Lebensdauerbeiwert 94%

$\frac{F_{rB}}{Y} = 8169.16\ N \quad > \quad \frac{F_{rA}}{Y} = 5567.692\ N$

$K_{a_B} := F_{L2A} = 0\ N \quad < \quad 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y} - \frac{F_{rA}}{Y} \right) = 1300.734\ N$ Fall 1c

$F_{aB} := \frac{0.5 \cdot F_{rB}}{Y} = 4084.58\ N$ Axialkraft Lager B

$F_{aA} := F_{aB} - K_{a_B} = 4084.58\ N$ Axialkraft Lager A

Lager B Berechnung:

$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0.294 \quad < \quad e = 0.35$

$P_B := F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 20831.357\ N$ Äquivalente dynamische Lagerbelastung Lager B

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$L_{nmh_erf} := 19000\ hr$ Erforderliche Lebensdauer

$d_m := \frac{D+d}{2} = 80\ mm$ Mittlerer Durchmesser

$\eta_C := 0.4$ Verunreinigungsbeiwert
Leichte Verunreinigung

Schmieröl: ISO VG 68 gewählter Schmierstoff

$\nu := 50\ \frac{mm^2}{s}$ Viskosität

$\nu_1 := 27\ \frac{mm^2}{s}$ Nennviskosität

$\kappa := \frac{\nu}{\nu_1} = 1.852$ Viskositätsverhältnis

$\eta_C \cdot \frac{P_U}{P_B} = 0.319$

$a_{skf} := 3$ Lebendauerbeiwert für
Radial Rollenlager

$L_{nmh} := a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{an}} = 57772.183\ hr$ Berechnete Lebensdauer

$L_{nmh} > L_{nmh_erf}$

Statische Sicherheit Lager B

$K_{a_B} = 0\ N \quad < \quad 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y_0} - \frac{F_{rA}}{Y_0}\right) = 2456.942\ N$ Fall 1c

$F_{aB_0} := \frac{0.5 \cdot F_{rB}}{Y_0} = 7715.317\ N$

$F_{aA_0} := F_{aB_0} - K_{a_B} = 7715.317\ N$

$P_{0_B} := F_{rB} + Y_0 \cdot F_{aB_0} = 20831.357\ N$ Äquivalente statische
Lagerbelastung

$s_{0_B} := \frac{C_0}{P_{0_B}} = 6.721$ Statischer Sicherheitsfaktor

Berechnung Lager A

$P_A := F_{rA} + Y \cdot F_{aA} = 16408.862\ N$ Äquivalente dynamische
Lagerbelastung Lager A

$\eta_C \cdot \frac{P_U}{P_A} = 0.405$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$a_{skf} := 3.5$ Lebendauerbeiwert für Radial Rollenlager

$L_{nmh} := a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{an}} = 149323.858\ hr$ Berechnete Lebensdauer

$L_{nmh} > L_{nmh_erf}$

Statische Sicherheit Lager A

$P_{0_A} := F_{rA} + Y_0 \cdot F_{aA_0} = 16408.862\ N$ Äquivalente statische Lagerbelastung

$s_{0_A} := \frac{C_0}{P_{0_A}} = 8.532$ Statischer Sicherheitsfaktor

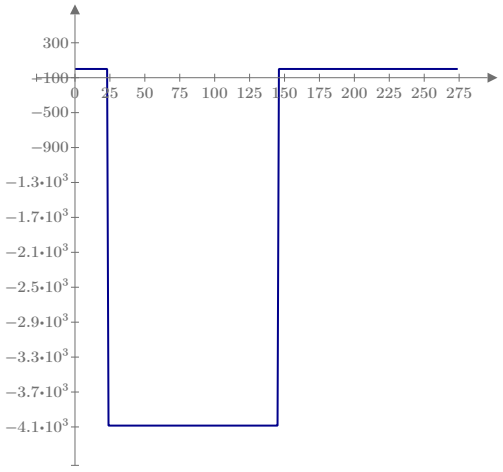
$F_{L1A} := F_{aA} = 4.085\ kN$

$F_{L2A} := F_{aB} = 4.085\ kN$

5.2.2 Normalkraft

Normalkraftverlauf Antriebswelle

$$N_{an}(x) := \begin{cases} 0\ N & \text{if } x < L_{L1} \\ -F_{L1A} & \text{else if } (L_{L1} \le x) \wedge (x \le L_{L2}) \\ 0\ N & \text{else if } L_{L2} < x \end{cases}$$



$N_{an}(x_{Plot})\ (N)$

$x_{Plot}\ (mm)$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

5.3. Wellenberechnung nach DIN 743

5.3.1 Kerbenberechnung

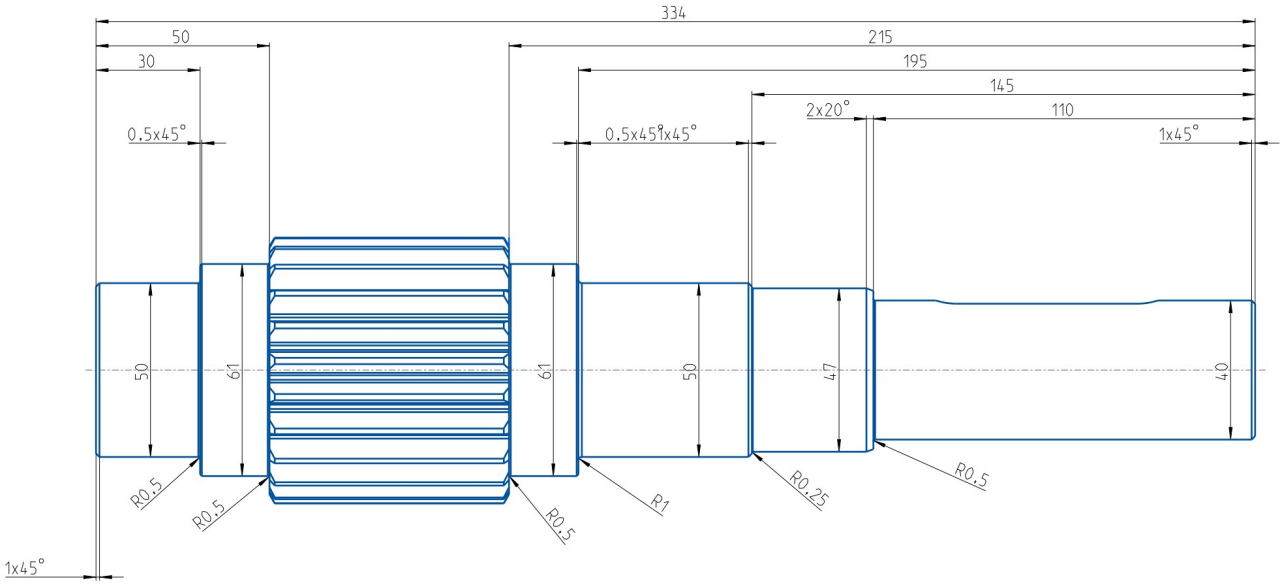
Werkstoffdaten

16MnCr5

Werkstoffdaten
DIN 743-3 Tabelle A.3

$\sigma_B := 1000 \frac{N}{mm^2}$ $\sigma_S := 695 \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{zdW} := 400 \frac{N}{mm^2}$ $\sigma_{bW} := 500 \frac{N}{mm^2}$ $\tau_W := 300 \frac{N}{mm^2}$



$L_{an1} := 30\ mm$ $L_{an2} := 50\ mm$ $L_{an3} := 215\ mm$ $L_{an4} := 195\ mm$

$L_{an6} := 145\ mm$ $L_{an7} := 110\ mm$

$d_{an1} := 50\ mm$ $d_{an2} := 61\ mm$ $d_{an3} := 47\ mm$ $d_{an4} := 40\ mm$

$d_{eff} := d_1 = 69\ mm$

Effektiver Durchmesser
Größter Wellendurchmesser

$d_B := 16\ mm$

DIN 743-2 Gl. 12

$K_1 := 1 - 0.41 \cdot \log\left(\frac{d_{eff}}{d_B}\right) = 0.74$

Techn. Größeneinflussfaktor
Streckgrenze & Zugfestigkeit
DIN 743-2 Gl. 13

$R_z := 20\ \mu m$

Oberflächenrauheit

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Kerbe 1 (Absatz)

$R := 1\ mm$ $d := d_{an1}$ $D := d_{an2}$ Definitionen

$t := \frac{(D-d)}{2} = 5.5\ mm$

$M_{b1} := M_{an}(30\ mm) = 63.416\ N \cdot m$ Wirkendes Biegemoment

$M_{t1} := T_{an}(30\ mm) = 0\ N \cdot m$ Wirkendes Torsionsmoment

$N_1 := N_{an}(30\ mm) = -4.085 \cdot 10^3\ N$ Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = (1.227 \cdot 10^4)\ mm^3$ Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = (2.454 \cdot 10^4)\ mm^3$ Polares Wiederstandsmoment

$A_1 := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = (1.963 \cdot 10^3)\ mm^2$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$\sigma_{zdm} := \frac{N_1}{A_1} = -2.08\ \frac{N}{mm^2}$

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

$\sigma_{zdmax} := (\sigma_{zdm} + \sigma_{zda}) \cdot K_S = -4.161\ \frac{N}{mm^2}$

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b1}}{W_a}\right) \cdot K_A = 6.46\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b1}}{W_a}\right) \cdot K_S = 10.335\ \frac{N}{mm^2}$

Torsion:
Statisch

$\tau_m := \frac{M_{t1}}{W_p} = 0\ \frac{N}{mm^2}$

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

$\tau_{max} := (\tau_m + \tau_a) \cdot K_S = 0\ \frac{N}{mm^2}$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Vergleichsspannungen: $\sigma_{mv} := \sqrt{\left(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm}\right)^2 + 3 \cdot \tau_m^{\,2}} = 2.08 \ \frac{N}{mm^2}$

$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 1.201 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$S_{F1an} := 83.265$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$S_{E1an} := 22.064$

Kerbe 2 (Absatz)

$R := 0.5 \ mm$ $d := d_{an2}$ $D := d_{f1}$ Definitionen

$t := \frac{(D - d)}{2} = 1.09 \ mm$

$M_{b2} := M_{an}(50 \ mm) = 252.718 \ J$ Wirkendes Biegemoment

$M_{t2} := T_{an}(50 \ mm) = 0 \ J$ Wirkendes Torsionsmoment

$N_2 := N_{an}(50 \ mm) = -4.085 \cdot 10^3 \ N$ Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \left(2.228 \cdot 10^4\right) \ mm^3$ Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \left(4.457 \cdot 10^4\right) \ mm^3$ Polares Wiederstandsmoment

$A_2 := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \left(2.922 \cdot 10^3\right) \ mm^2$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$\sigma_{zdm} := \frac{N_2}{A_2} = -1.398 \ \frac{N}{mm^2}$

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

$\sigma_{zdmax} := \left(\sigma_{zdm} + \sigma_{zda}\right) \cdot K_S = -2.795 \ \frac{N}{mm^2}$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b2}}{W_a}\right) \cdot K_A = 14.176 \ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b2}}{W_a}\right) \cdot K_S = 22.682 \ \frac{N}{mm^2}$

Torsion:
Statisch

$\tau_m := \frac{M_{t2}}{W_p} = 0 \ \frac{N}{mm^2}$

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

$\tau_{max} := (\tau_m + \tau_a) \cdot K_S = 0 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsspannungen:

$\sigma_{mv} := \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 1.398 \ \frac{N}{mm^2}$

$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 0.807 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$S_{F2an} := 25.854$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$S_{E2an} := 11.426$

Kerbe 3 (Absatz)

$R := 0.5 \ mm$ $d := d_{an2}$ $D := d_{f1}$ Definitionen

$t := \frac{(D-d)}{2} = 1.09 \ mm$

$M_{b3} := M_{an}(119 \ mm) = 875.806 \ J$ Wirkendes Biegemoment

$M_{t3} := T_{an}(119 \ mm) = -399.377 \ J$ Wirkendes Torsionsmoment

$N_3 := N_{an}(119 \ mm) = -4.085 \cdot 10^3 \ N$ Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = (2.228 \cdot 10^4) \ mm^3$ Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = (4.457 \cdot 10^4) \ mm^3$ Polares Wiederstandsmoment

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$A_3 := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \left(2.922 \cdot 10^3\right)\ mm^2$$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$$\sigma_{zdm} := \frac{N_3}{A_3} = -1.398\ \frac{N}{mm^2}$$

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

$$\sigma_{zdmax} := \left(\sigma_{zdm} + \sigma_{zda}\right) \cdot K_S = -2.795\ \frac{N}{mm^2}$$

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b3}}{W_a}\right) \cdot K_A = 49.128\ \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b3}}{W_a}\right) \cdot K_S = 78.605\ \frac{N}{mm^2}$$

Torsion:
Statisch

$$\tau_m := \frac{M_{t3}}{W_p} = -8.961\ \frac{N}{mm^2}$$

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

$$\tau_{max} := \left(\tau_m + \tau_a\right) \cdot K_S = -17.922\ \frac{N}{mm^2}$$

Vergleichsspannungen:

$$\sigma_{mv} := \sqrt{\left(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm}\right)^2 + 3 \cdot \tau_m^{\ 2}} = 15.584\ \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 8.997\ \frac{N}{mm^2}$$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$$S_{F3an} := 6.276$$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$$S_{E3an} := 3.21$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Kerbe 4 (Absatz)

$R := 1\ mm$ $d := d_{an1}$ $D := d_{an2}$ Definitionen

$t := \frac{(D-d)}{2} = 5.5\ mm$

$M_{b4} := M_{an}(139\ mm) = (1.097 \cdot 10^3)\ J$ Wirkendes Biegemoment

$M_{t4} := T_{an}(139\ mm) = -399.377\ J$ Wirkendes Torsionsmoment

$N_4 := N_{an}(139\ mm) = -4.085 \cdot 10^3\ N$ Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = (1.227 \cdot 10^4)\ mm^3$ Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = (2.454 \cdot 10^4)\ mm^3$ Polares Wiederstandsmoment

$A_4 := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = (1.963 \cdot 10^3)\ mm^2$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$\sigma_{zdm} := \frac{N_4}{A_4} = -2.08\ \frac{N}{mm^2}$

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

$\sigma_{zdmax} := (\sigma_{zdm} + \sigma_{zda}) \cdot K_S = -4.161\ \frac{N}{mm^2}$

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b4}}{W_a}\right) \cdot K_A = 111.719\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b4}}{W_a}\right) \cdot K_S = 178.75\ \frac{N}{mm^2}$

Torsion:
Statisch

$\tau_m := \frac{M_{t4}}{W_p} = -16.272\ \frac{N}{mm^2}$

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

$\tau_{max} := (\tau_m + \tau_a) \cdot K_S = -32.544\ \frac{N}{mm^2}$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Vergleichsspannungen: $\sigma_{mv} := \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 28.261 \ \frac{N}{mm^2}$

$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 16.316 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$K_{2F} := 1$

Statische Stützwirkung
Harte Randschicht
DIN 743-1 Kap. 5.2

$\gamma_F := 1$

Erhöhungsfaktor der Fließgrenze
Harte Randschicht
DIN 743-1 Kap. 5.2

$\sigma_{bFK} := K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S = 514.134 \ \frac{N}{mm^2}$

Bauteilfließgrenze
DIN 743-1 Kap. 5.2

$\sigma_{zdFK} := K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S = 514.134 \ \frac{N}{mm^2}$

Bauteilfließgrenze
DIN 743-1 Kap. 5.2

$\tau_{FK} := K_1 \cdot K_{2F} \cdot \gamma_F \cdot \frac{\sigma_S}{\sqrt{3}} = 296.835 \ \frac{N}{mm^2}$

Bauteilfließgrenze
DIN 743-1 Kap. 5.2

$$S_{F4an} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}} + \frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{max}}{\tau_{FK}}\right)^2}} = 2.802$$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$\sigma_{Bd} := \sigma_B \cdot K_1 = 739.761 \ \frac{N}{mm^2}$

DIN 743-2 Bild. 16

$\sigma_{Sd} := \sigma_S \cdot K_1 = 514.134 \ \frac{N}{mm^2}$

DIN 743-2 Bild. 4

$K_{F\sigma} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_{Bd}}{20 \ \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) = 0.837$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit
DIN 743-2 Gl. 18

$K_V := 1$

Oberflächenverfestigung
Bei Harter Randschicht
DIN 743-2 Kap. 8

$K_{2d} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d}{7.5 \ mm}\right)}{\log(20)} = 0.873$

Geometrischer Größeneinflussfaktor
DIN 743-2 Gl. 16

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$A_b := 0.62 \quad B_b := 5.8 \quad C_b := 0.2 \quad z_b := 3$

Formzahlkonstanten
Biegung
DIN 743-2 Tabelle 3

$$\alpha_\sigma := 1 + \frac{1}{\sqrt{A_b \cdot \frac{R}{t} + 2 \cdot B_b \cdot \frac{R}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{R}{d}\right)^2 + C_b \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{z_b} \cdot \frac{d}{D}}} = 2.656$$

Formzahl
Biegung
DIN 743-2 Gl. 9

$$\frac{d}{D} > 0.67 = 1$$

$$\phi := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{R}} + 2} = 0.088$$

$$G_b := 2.3 \cdot \frac{(1+\phi)}{R} = 2.502 \ \frac{1}{mm}$$

Bezogenes Spannungsgefälle
DIN 743-2 Tabelle 2

$$n_b := 1 + \sqrt{G_b \cdot mm} \cdot 10^{-0.7} = 1.316$$

Stützzahl
DIN 743-2 Kap. 4.3.1

$$\beta_\sigma := \frac{\alpha_\sigma}{n_b} = 2.019$$

Kerbwirkungszahl
DIN 743-2 Gl. 4

$$K_\sigma := \left(\frac{\beta_\sigma}{K_{2d}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.506$$

Gesamteinflussfaktor Biegung
DIN 743-1 Gl. 8

$$\sigma_{bWK} := \frac{\sigma_{bW} \cdot K_1}{K_\sigma} = 147.61 \ \frac{N}{mm^2}$$

Bauteil-Gestaltfestigkeit
DIN 743-1 Kap. 4.3

Berechnung nach **Fall 2**

$$\psi_b := \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_1 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0.111$$

Mittelspannungsempfindlichkeit
DIN 743-1 Gl. 21

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Bedingung:

$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}} \leq \frac{\sigma_{bFK}-\sigma_{bWK}}{\sigma_{bWK}-\sigma_{bFK}\cdot\psi_b} = 1$$

$$\sigma_{bADK} := \frac{\sigma_{bWK}}{1+\psi_b\cdot\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} = 143.585\ \frac{N}{mm^2}$$

Gestaltfestigkeit
DIN 743-1 Gl. 16

$$S_{E4an} := \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 1.285$$

Kerbe 5 (Absatz)

$R_{z5} := 2\ \mu m$

Oberflächenbeschaffenheit
Drallfreies Schleifen

$R := 0.25\ mm \qquad d := d_{an3} \qquad D := d_{an1}$

Definitionen

$t := \frac{(D-d)}{2} = 1.5\ mm$

$M_{b5} := M_{an}(189\ mm) = 436.462\ J$

Wirkendes Biegemoment

$M_{t5} := T_{an}(189\ mm) = -399.377\ J$

Wirkendes Torsionsmoment

$N_5 := N_{an}(189\ mm) = 0\ N$

Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi\cdot d^3}{32} = (1.019\cdot 10^4)\ mm^3$

Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi\cdot d^3}{16} = (2.039\cdot 10^4)\ mm^3$

Polares Wiederstandsmoment

$A_5 := \frac{\pi\cdot d^2}{4} = (1.735\cdot 10^3)\ mm^2$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$$\sigma_{zdm} := \frac{N_5}{A_5} = 0\ \frac{N}{mm^2}$$

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

$$\sigma_{zdmax} := (\sigma_{zdm}+\sigma_{zda})\cdot K_S = 0\ \frac{N}{mm^2}$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b5}}{W_a}\right) \cdot K_A = 53.526 \ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b5}}{W_a}\right) \cdot K_S = 85.641 \ \frac{N}{mm^2}$

Torsion:
Statisch

$\tau_m := \frac{M_{t5}}{W_p} = -19.591 \ \frac{N}{mm^2}$

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

$\tau_{max} := (\tau_m + \tau_a) \cdot K_S = -39.182 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsspannungen:

$\sigma_{mv} := \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 33.933 \ \frac{N}{mm^2}$

$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 19.591 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$S_{F5an} := 4.705$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$S_{E5an} := 2.633$

Kerbe 6 (Absatz)

$R := 0.5 \ mm$ $d := d_{an4}$ $D := d_{an3}$ Definitionen

$t := \frac{(D-d)}{2} = 3.5 \ mm$

$M_{b6} := M_{an}(224 \ mm) = 256.742 \ J$ Wirkendes Biegemoment

$M_{t6} := T_{an}(224 \ mm) = -399.377 \ J$ Wirkendes Torsionsmoment

$N_6 := N_{an}(224 \ mm) = 0 \ N$ Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = (6.283 \cdot 10^3) \ mm^3$ Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = (1.257 \cdot 10^4) \ mm^3$ Polares Wiederstandsmoment

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$$A_6 := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \left(1.257 \cdot 10^3\right)\ mm^2$$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$$\sigma_{zdm} := \frac{N_6}{A_6} = 0\ \frac{N}{mm^2}$$

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

$$\sigma_{zdmax} := \left(\sigma_{zdm} + \sigma_{zda}\right) \cdot K_S = 0\ \frac{N}{mm^2}$$

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b6}}{W_a}\right) \cdot K_A = 51.077\ \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b6}}{W_a}\right) \cdot K_S = 81.724\ \frac{N}{mm^2}$$

Torsion:
Statisch

$$\tau_m := \frac{M_{t6}}{W_p} = -31.781\ \frac{N}{mm^2}$$

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

$$\tau_{max} := \left(\tau_m + \tau_a\right) \cdot K_S = -63.563\ \frac{N}{mm^2}$$

Vergleichsspannungen:

$$\sigma_{mv} := \sqrt{\left(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm}\right)^2 + 3 \cdot \tau_m^{\ 2}} = 55.047\ \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 31.781\ \frac{N}{mm^2}$$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$$S_{F6an} := 3.75$$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$$S_{E6an} := 2.534$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Passfeder-Nut

$d := d_{an4}$ $D := d_{an3}$ Definitionen

$M_{b7} := M_{an}(235\ mm) = 200.259\ J$ Wirkendes Biegemoment

$M_{t7} := T_{an}(235\ mm) = -399.377\ J$ Wirkendes Torsionsmoment

$N_7 := N_{an}(235\ mm) = 0\ N$ Wirkende Normalkraft

$W_a := \frac{\pi \cdot d^3}{32} = (6.283 \cdot 10^3)\ mm^3$ Axiales Wiederstandsmoment

$W_p := \frac{\pi \cdot d^3}{16} = (1.257 \cdot 10^4)\ mm^3$ Polares Wiederstandsmoment

$A_7 := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = (1.257 \cdot 10^3)\ mm^2$

Wirkende Spannungen

Zug/Druck:
Statisch

$\sigma_{zdm} := \frac{N_7}{A_7} = 0\ \frac{N}{mm^2}$

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

$\sigma_{zdmax} := (\sigma_{zdm} + \sigma_{zda}) \cdot K_S = 0\ \frac{N}{mm^2}$

Biegung:
Dynamisch Wechselnd

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

$\sigma_{ba} := \left(\frac{M_{b7}}{W_a}\right) \cdot K_A = 39.84\ \frac{N}{mm^2}$

$\sigma_{bmax} := \left(0 \cdot \frac{N}{mm^2} + \frac{M_{b7}}{W_a}\right) \cdot K_S = 63.744\ \frac{N}{mm^2}$

Torsion:
Statisch

$\tau_m := \frac{M_{t7}}{W_p} = -31.781\ \frac{N}{mm^2}$

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

$\tau_{max} := (\tau_m + \tau_a) \cdot K_S = -63.563\ \frac{N}{mm^2}$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

Vergleichsspannungen: $\sigma_{mv} := \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 55.047 \ \frac{N}{mm^2}$

$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 31.781 \ \frac{N}{mm^2}$

Vergleichsmittelspannungen
DIN 743-1 Gl. 23 & Gl. 24

Statischer Festigkeitsnachweiß auf Fließen:

$S_{F7an} := 4.041$

Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen

$S_{E7an} := 2.593$

5.3.2 Sicherheiten

Fließen:	**Dauerbruch:**	
$S_{F1an} = 83.265$	$S_{E1an} = 22.064$	
$S_{F2an} = 25.854$	$S_{E2an} = 11.426$	
$S_{F3an} = 6.276$	$S_{E3an} = 3.21$	
$S_{F4an} = 2.802$	$S_{E4an} = 1.285$	**Kritische Kerbe**
$S_{F5an} = 4.705$	$S_{E5an} = 2.633$	
$S_{F6an} = 3.75$	$S_{E6an} = 2.534$	
$S_{F7an} = 4.041$	$S_{E7an} = 2.593$	

Nur nichtkommerzielle Verwendung

6 Berechnung Abtriebswelle

6.1 Mechanische Kräfte

6.1.1 Auflagerkräfte/Äußere Kräfte

$L_{W2} := 137.25\ mm$ Abstand Lager Welle 2

$r_{W2} := 124.5\ mm$ Teilkreisdurchmesser Zahnrad

$l_{FA} := 68.125\ mm$ Abstand Zahnradmitte zu Lager A

$F_{R2} := F_{R1} = 4.213\ kN$

$F_{t2} := F_{t1} = 11.576\ kN$

Schätzwerte

$F_{L3Ry} := 0\ N$ $F_{L4Ry} := 0\ N$

$F_{L3Rz} := 0\ N$ $F_{L4Rz} := 0\ N$

Nebenbedingungen

$F_{L3Ry} + F_{L4Ry} = F_{t2}$

$F_{L3Rz} + F_{L4Rz} = F_{R2}$ ΣF = 0

$F_{R2} \cdot l_{FA} = F_{L4Rz} \cdot L_{W2}$ ΣM um y

$F_{t2} \cdot l_{FA} = F_{L4Ry} \cdot L_{W2}$ ΣM um z

Gleichungslöser

$$\begin{bmatrix} F_{L3Ry} \\ F_{L3Rz} \\ F_{L4Ry} \\ F_{L4Rz} \end{bmatrix} := find\left(F_{L3Ry}, F_{L3Rz}, F_{L4Ry}, F_{L4Rz}\right) = \begin{bmatrix} 5.83 \\ 2.122 \\ 5.746 \\ 2.091 \end{bmatrix} kN$$

$F_{L3R} := \sqrt{F_{L3Ry}^{\ 2} + F_{L3Rz}^{\ 2}} = 6.204\ kN$ Radialkraft Lager 3

$F_{L4R} := \sqrt{F_{L4Ry}^{\ 2} + F_{L4Rz}^{\ 2}} = 6.115\ kN$ Radialkraft Lager 4

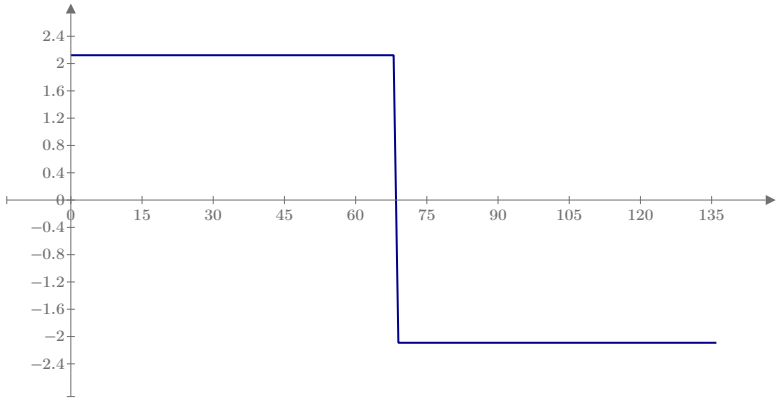
Nur nichtkommerzielle Verwendung

6.1.2 Querkraft & Biegemomentenverlauf x-z Ebene

$x_{Plot} := 0\ mm, 1\ mm .. L_{W2}$ Laufvariable

$$Q_{ab.z}(x) := \begin{cases} 0\ N \cdot m & \text{if } x < 0 \\ F_{L3Rz} & \text{else if } (0 \le x) \wedge (x \le l_{FA}) \\ F_{L3Rz} - F_{R2} & \text{else if } (l_{FA} \le x) \wedge x \le L_{W2} \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

Querkraft in z Richtung



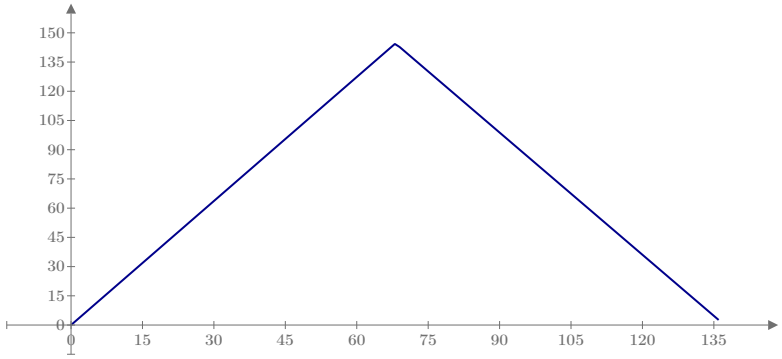
$Q_{ab.z}(x_{Plot})\ \ (kN)$

$x_{Plot}\ \ (mm)$

$$M_{ab.y}(x) := \begin{cases} 0\ N \cdot m & \text{if } x < 0 \\ F_{L3Rz} \cdot x & \text{else if } (0 \le x) \wedge (x \le l_{FA}) \\ F_{L3Rz} \cdot x - F_{R2} \cdot (x - l_{FA}) & \text{else if } (l_{FA} \le x) \wedge (x \le L_{W2}) \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

Momentenverlauf um die y-Achse

$M_{ab.y.max} := M_{ab.y}(l_{FA}) = 144.564\ N \cdot m$



$M_{ab.y}(x_{Plot})\ \ (N \cdot m)$

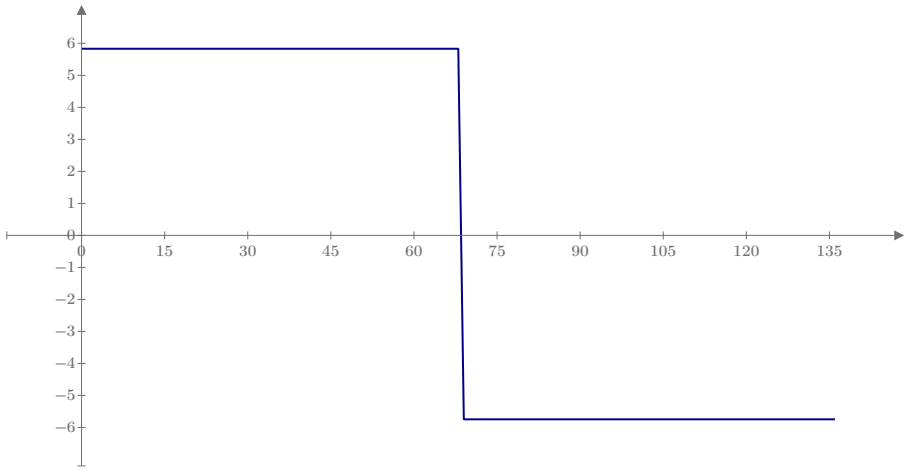
$x_{Plot}\ \ (mm)$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

6.1.3 Querkraft und Biegemomentenverlauf x-y Ebene

$$Q_{ab.y}(x) := \begin{cases} 0\ \boldsymbol{N \cdot m} & \text{if } x < 0 \\ F_{L3Ry} & \text{else if } (0 \le x) \wedge (x \le l_{FA}) \\ F_{L3Ry} - F_{t2} & \text{else if } (l_{FA} \le x) \wedge x \le L_{W2} \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

Querkraft in y Richtung



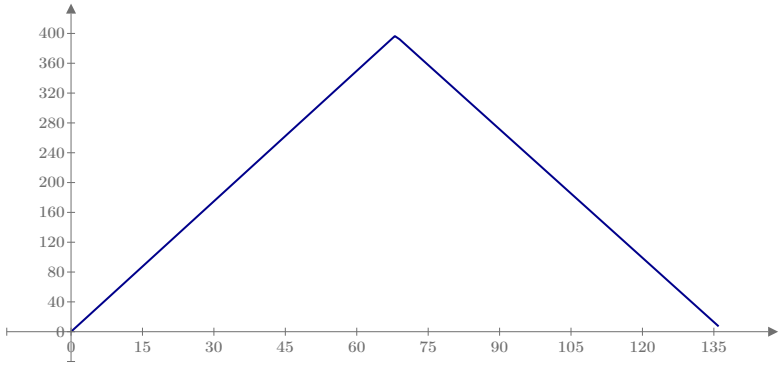
$Q_{ab.y}(x_{Plot})\ \ (\boldsymbol{kN})$

$x_{Plot}\ \ (\boldsymbol{mm})$

$$M_{ab.z}(x) := \begin{cases} 0\ \boldsymbol{N \cdot m} & \text{if } x < 0 \\ F_{L3Ry} \cdot x & \text{else if } (0 \le x) \wedge (x \le l_{FA}) \\ F_{L3Ry} \cdot x - F_{t2} \cdot (x - l_{FA}) & \text{else if } (l_{FA} \le x) \wedge (x \le L_{W2}) \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

Momentenverlauf um die z-Achse

$$M_{ab.z.max} := M_{ab.z}(l_{FA}) = 397.186\ \boldsymbol{N \cdot m}$$



$M_{ab.z}(x_{Plot})\ \ (\boldsymbol{N \cdot m})$

$x_{Plot}\ \ (\boldsymbol{mm})$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

6.1.4 Biegemomentenverlauf Gemittelt

$$M_{ab}(x) := \sqrt{M_{ab.y}(x - 126.375\ mm)^2 + M_{ab.z}(x - 126.375\ mm)^2}$$

Korrektur um Abstand von Wellenanfang bis Lager A Mitte da ab dort das Biegemoment beginnt

$$M_{ab.max} := \sqrt{M_{ab.y.max}{}^2 + M_{ab.z.max}{}^2} = 422.676\ N \cdot m$$

Maximales Biegemoment Abtriebswelle

$$T_{W2} := F_{t2} \cdot r_{W2} = 1441.231\ N \cdot m$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

6.2 Abtriebswelle Lagerberechnung nach SKF

Lager SKF 6016 SKF Explorer

$d := 80\ mm$ Bohrungsdurchmesser

$D := 125\ mm$ Außendurchmesser

$C := 49.4\ kN$ dynamische Tragzahl

$C_0 := 40\ kN$ statische Tragzahl

$p := 3$ da Kugellager

$P_U := 1.66\ kN$

$F_{L3R} = 6.204\ kN$ Radialkraft Lager 3

$F_{L3A} := 0\ kN$ Axialkraft Lager 3

$P := F_{L3R} = 6.204\ kN$ da keine Axialkraft vorhanden

$P_0 := F_{L3R} = 6.204\ kN$ statische Lagerbelastung

$L_{10} := \left(\frac{C}{P}\right)^p = 504.751$ nominelle Lebensdauer bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit in Millionen Umdrehungen

$E_{wsl} := \begin{bmatrix} 90 \\ 95 \end{bmatrix}$ $a_1 := \begin{bmatrix} 1 \\ 0.64 \end{bmatrix}$ SKF S.65

$a_1 := \text{linterp}\left(E_{wsl}, a_1, 94\right) = 0.712$ Lebensdauerbeiwert a_1

gewähltes Schmieröl

ISO VG 68

$d_M := 0.5 \cdot (d + D) = 102.5\ mm$

$v := 35 \cdot \frac{mm^2}{s}$ kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur SKF. S.73

$v_1 := 70 \cdot \frac{mm^2}{s}$ $n_{ab} = 134.398\ \frac{1}{min}$ erforderliche Viskosität SKF S.72

$\kappa := \frac{v}{v_1} = 0.5$ Viskositätsverhältnis

$\eta_c := 0.5$ Verunreinigungsbeiwert SKF S.74

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$\eta_c \cdot \frac{P_U}{P} = 0.134$

$a_{SKF} := 0.8$ SKF S.66

$L_{nm} := a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 287.506$ erweiterte Lebensdauer SKF S.65

$L_{nmh_L3} := \frac{10^6}{n_{ab}} \cdot L_{nm} = 35653.709\ hr$ erweiterte Lebensdauer in Stunden bei 94% Erlebenswahrscheinlichkeit

$L_{nmh_L3} = 35653.709\ (hr)$ > $L_{nmh_erf} = 19000\ hr$

$s_0 := \frac{C_0}{P_0} = 6.447$ statische Tragsicherheit

Lager 4 SKF NU 1016

$d := 80\ mm$ Bohrungsdurchmesser

$D := 125\ mm$ Außendurchmesser

$C := 73.5\ kN$ dynamische Tragzahl

$C_0 := 78\ kN$ statische Tragzahl

$p := \frac{10}{3}$ da Rollenlager

$P_U := 9.8\ kN$

$F_{L4R} = 6.115\ kN$ Radialkraft Lager 4

$F_{L4A} := 0\ kN$ Axialkraft Lager 4

$P := F_{L4R} = 6.115\ kN$ da keine Axialkraft vorhanden SKF. S.594

$P_0 := F_{L4R} = 6.115\ kN$ statische Lagerbelastung

$L_{10} := \left(\frac{C}{P}\right)^p = 3.978 \cdot 10^3$ nominelle Lebensdauer bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit in Millionen Umdrehungen

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$E_{wsl} := \begin{bmatrix} 90 \\ 95 \end{bmatrix}$ $a_1 := \begin{bmatrix} 1 \\ 0.64 \end{bmatrix}$

SKF S.65

$a_1 := \text{linterp}\left(E_{wsl}, a_1, 94\right) = 0.712$

Lebensdauerbeiwert a_1

gewähltes Schmieröl

ISO VG 68

$d_M := 0.5 \cdot (d + D) = 102.5\ mm$

$v := 35 \cdot \frac{mm^2}{s}$

kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur SKF. S.73

$v_1 := 70 \cdot \frac{mm^2}{s}$ $n_{ab} = 134.398\ \frac{1}{min}$

erforderliche Viskosität SKF S.72

$\kappa := \frac{v}{v_1} = 0.5$

Viskositätsverhältnis

$\eta_c := 0.5$

Verunreinigungsbeiwert SKF S.74

$\eta_c \cdot \frac{P_U}{P} = 0.801$

$a_{SKF} := 0.75$

SKF S.67

$L_{nm} := a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 2.125 \cdot 10^3$

erweiterte Lebensdauer SKF S.65

$L_{nmh_L4} := \frac{10^6}{n_{ab}} \cdot L_{nm} = 263459.988\ hr$

erweiterte Lebensdauer in Stunden bei 94% Erlebenswahrscheinlichkeit

$L_{nmh_L3} = \left(3.565 \cdot 10^4\right)\ hr$

$s_0 := \frac{C_0}{P_0} = 12.756$

statische Tragsicherheit

$L_{nmh_L3} = 35653.709\ hr$

$L_{nmh_L4} = 263459.988\ hr$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

6.3 Wellenberechnung nach DIN 743

6.3.1 Kerbenberechnung

$d_{2eff} := 86\ mm$ größter Durchmesser

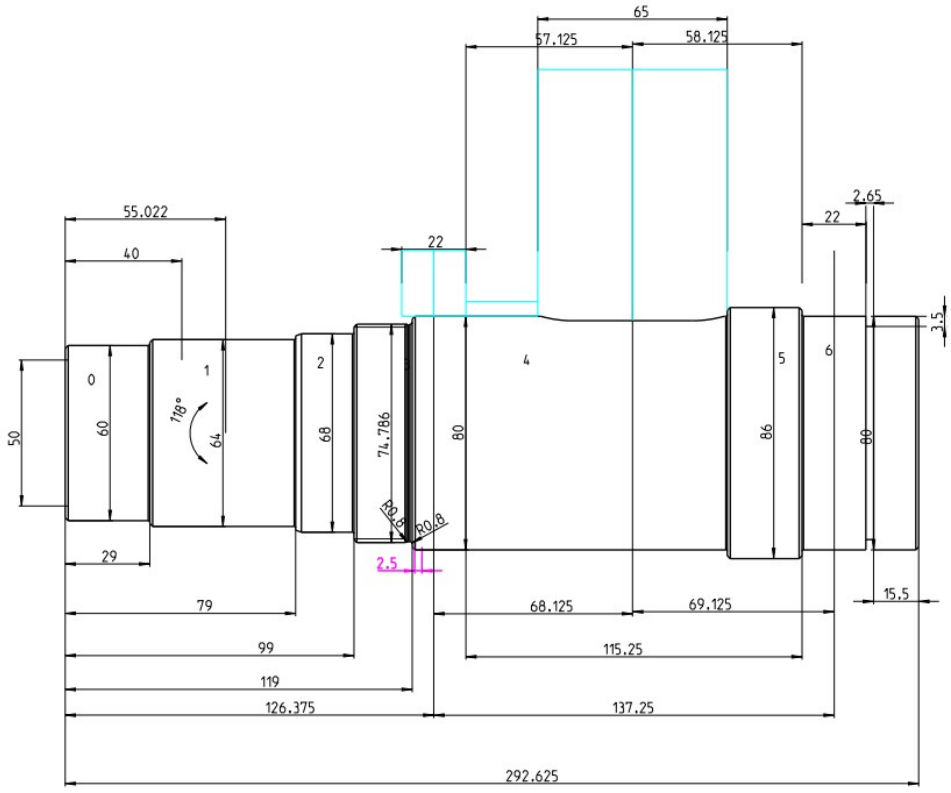
$d_{2b} := 16\ mm$ Bezugsdurchmesser aus DIN 743-3 Tabelle A.3

$d_{2a} := 60\ mm$ $D_{2a} := 64\ mm$ Durchmesser Welle bei kritischer Kerbe

$d_{2i} := 50\ mm$ Innendurchmesser

$r := 0.5\ mm$ Radius Absatz

$t := 2\ mm$ Höhe Absatz



$A_2 := \frac{\pi \cdot \left(d_{2a}^{\ 2} - d_{2i}^{\ 2}\right)}{4} = 863.938\ mm^2$ Querschnittsfläche

$W_{2b} := \frac{\pi \cdot \left(d_{2a}^{\ 4} - d_{2i}^{\ 4}\right)}{32 \cdot d_{2a}} = \left(1.098 \cdot 10^4\right)\ mm^3$ axiales Widerstandsmoment

$W_{2t} := \frac{\pi \cdot \left(d_{2a}^{\ 4} - d_{2i}^{\ 4}\right)}{16 \cdot d_{2a}} = \left(2.196 \cdot 10^4\right)\ mm^3$ polares Widerstandsmoment

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$\sigma_{2zda} := 0$ $\sigma_{2zdm} := 0$ keine Zug-Druck Belastung

$M_{2ba} := M_{ab}(29\ mm) = 0\ N \cdot m$

$M_{2bm} := 0\ N \cdot m$

$M_{2ta} := 0\ N \cdot m$

$M_{2tm} := T_{W2} = 1441.231\ N \cdot m$ da Torsionsspannung statisch

$\sigma_{2ba} := \frac{M_{2ba}}{W_{2b}} = 0\ \frac{N}{mm^2}$ $\sigma_{2bm} := \frac{M_{2bm}}{W_{2b}} = 0\ \frac{N}{mm^2}$ Biegebelastung

$\tau_{2ta} := \frac{M_{2ta}}{W_{2t}} = 0\ \frac{N}{mm^2}$ $\tau_{2tm} := \frac{M_{2tm}}{W_{2t}} = 65.635\ \frac{N}{mm^2}$ Torsionsbelastung

$\sigma_{mv} := \sqrt{(\sigma_{2zdm} + \sigma_{2bm})^2 + 3 \cdot \tau_{2tm}^2} = 113.682\ \frac{N}{mm^2}$ Vergleichsmittelspannung DIN 743-1 Glg.23

$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{3} = 37.894\ \frac{N}{mm^2}$ Torsionsvergleichsspannung DIN 743-1 Glg.24

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

$\tau_{2tmax} := \tau_{2tm} \cdot K_S = 131.269\ \frac{N}{mm^2}$ maximal auftretende Spannungen

$\sigma_{2B} := 360\ \frac{N}{mm^2}$ Zugfestigkeit DIN 743-3 Tabelle A.1

$\sigma_{2S} := 235\ \frac{N}{mm^2}$ Werkstoff S235
Fließgrenze DIN 743-3 Tabelle A.1

$\sigma_{2bw_db} := 0.5 \cdot \sigma_{2B} = 180\ \frac{N}{mm^2}$

$\tau_{2tw_db} := 0.3 \cdot \sigma_{2B} = 108\ \frac{N}{mm^2}$ Werkstoffwechselfestigkeiten DIN 743 Glg.1 u. 3

$K_{ab1B} := 1 = 1$ $d_{2eff} \leq 100mm$ Technologischer Größeneinflussfaktor K1 DIN 743-2 Glg.10 Zugfestigkeit

$K_{ab1S} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{d_{2eff}}{d_{2b}}\right) = 0.81$ Technologischer Größeneinflussfaktor K1 DIN 743-2 Glg.11 Streckgrenze

$\sigma_{2S_d} := K_{ab1S} \cdot \sigma_{2S} = 190.374\ \frac{N}{mm^2}$ $\sigma_{B_d} := \sigma_{2B} \cdot K_{ab1B} = 360\ \frac{N}{mm^2}$ Bild 4 u. Bild 16

$K_{ab2} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{2a}}{7.5\ mm}\right)}{\log(20)} = 0.861$ Geometrischer Größeneinflussfaktor K2 Din 743-2 Glg.16

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$A_B := 0.62$

$B_B := 5.8$

$C_B := 0.2$

$z_B := 3$

DIN 743-2 Glg.9
Alle Werte für Biegung & Absatz

$$\alpha_{\sigma ab} := 1 + \frac{1}{\sqrt{A_B \cdot \frac{r}{t} + 2 \cdot B_B \cdot \frac{r}{d_{2a}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d_{2a}}\right)^2 + C_B \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^{z_B} \cdot \frac{d_{2a}}{D_{2a}}}} = 2.969$$

$A_T := 3.4$

$B_T := 19$

$C_T := 1$

$z_T := 2$

Werte für Torsion und Absatz

$$\alpha_{\tau ab} := 1 + \frac{1}{\sqrt{A_T \cdot \frac{r}{t} + 2 \cdot B_T \cdot \frac{r}{d_{2a}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d_{2a}}\right)^2 + C_T \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^{z_T} \cdot \frac{d_{2a}}{D_{2a}}}} = 1.9$$

$\frac{d_{2a}}{D_{2a}} = 0.938$ >0,67 und r>0

DIN 743-2 Tabelle 2

$$\phi_{ab} := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r} + 2}} = 0.1$$

$$G'_{Bab} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_{ab})}{r} = 5.06 \ \frac{1}{mm}$$

$$G'_{Tab} := \frac{1.15}{r} = 2.3 \ \frac{1}{mm}$$

Bezogenes Spannungsgefälle G' für Biegung und Absatz

$$n_{Bab} := 1 + \sqrt{G'_{Bab} \cdot mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_{2S_d}}{712 \frac{N}{mm^2}}\right)} = 1.568$$

$$n_{Tab} := 1 + \sqrt{G'_{Tab} \cdot mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_{2S_d}}{712 \frac{N}{mm^2}}\right)} = 1.383$$

Din 743-2 Glg.5

Stützzahl

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$\beta_{\sigma ab} := \frac{\alpha_{\sigma ab}}{n_{Bab}} = 1.893$ DIN 743-2 Glg.4

$\beta_{\tau ab} := \frac{\alpha_{\tau ab}}{n_{Tab}} = 1.373$

$R_z := 0.02\ mm$

$K_{F\sigma} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_{B_d}}{20\ \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) = 0.927$ DIN 743-2 Glg.18
Einflussfaktor der Oberflächenrauheit

$K_{F\tau} := 0.575 \cdot K_{F\sigma} + 0.425 = 0.958$ DIN 743-2 Glg.19

$K_V := 1$ DIN 743-2 8

$K_{\sigma ab} := \left(\frac{\beta_{\sigma ab}}{K_{ab2}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.277$

DIN 743-1 Bild B.2
Gesamteinflussfaktor

$K_{\tau ab} := \left(\frac{\beta_{\tau ab}}{K_{ab2}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.638$

$\sigma_{bWK} := \frac{\sigma_{2bw_db} \cdot K_{ab1B}}{K_{\sigma ab}} = 79.045\ \frac{N}{mm^2}$ DIN 743-1 Glg.6
Bauteilwechselfestigkeit

$\tau_{tWK} := \frac{\tau_{2tw_db} \cdot K_{ab1B}}{K_{\tau ab}} = 65.916\ \frac{N}{mm^2}$ DIN 743-1 Glg.7

$\psi_{b\sigma k} := \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_{ab1B} \cdot \sigma_{2B} - \sigma_{bWK}} = 0.123$ DIN 743-1 Glg.21

Einflussfaktor ψ
DIN 743-1 Glg. 22

$\psi_{\tau k} := \frac{\tau_{tWK}}{2 \cdot K_{ab1B} \cdot \sigma_{2B} - \tau_{tWK}} = 0.101$

$K_{2Fb} := 1.1$ rechnen mit Hohlwelle DIN 743-1 Tabelle 3
statische Stützwirkung

$K_{2Ft} := 1.0$

$\gamma_{F\sigma} := 1.05$ da $\beta_{\sigma ab} = 1.893$

DIN 743-1 Tabelle 2
Erhöhungsfaktor der Fließgrenze

$\gamma_{F\tau} := 1$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$\sigma_{bFK} := K_{ab1S} \cdot K_{2Fb} \cdot \gamma_{F\sigma} \cdot \sigma_{2S} = 219.882 \ \frac{N}{mm^2}$ Bauteilfließgrenze

$\tau_{tFK} := K_{ab1S} \cdot K_{2Ft} \cdot \gamma_{F\tau} \cdot \sigma_{2S} = 190.374 \ \frac{N}{mm^2}$ DIN 743-1 Glg. 31

DIN 743-1 Glg. 32

Keine Beanspruchung die Ermüdungsbruch zur Folge hat vorhanden

DIN 743-1 Bild B.1
Sicherheit gegen Ermüdungsbruch

$$S_{FabK1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{2bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{2tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 1.45$$

DIN 743-1 Bild B.1
Sicherheit gegen Überschreitung der Fließgrenze

6.3.2 Sicherheiten

$S_{FabK1} = 1.45$ Kritische Kerbe

$S_{FabK2} := 4.079$

$S_{FabK3} := 4.893$

$S_{FabK4} := 6.509$

$S_{FabK5} := 28.201$ $S_{EabK5} := 12.267$

$S_{FabK6} := 63.656$ $S_{EabK6} := 34.612$

$S_{FabPF} := 20.853$ $S_{EabPF} := 11.799$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

7. Passfeder Berechnungen (Methode C)

$R_{ean} := 695 \frac{N}{mm^2}$

Streckgrenze 16MnCr5
Wellen-Material
DIN 743-3 Tabelle A.3

$R_{eab} := 900 \frac{N}{mm^2}$

Streckgrenze 42CrMo4
Wellen-Material
DIN 743-3 Tabelle A.3

$R_{epassf.} := 695 \frac{N}{mm^2}$

Streckgrenze 16MnCr5
Passfeder-Material
DIN 743-3 Tabelle A.3

$R_{emin} := min\left(R_{ean}, R_{epassf.}\right) = 695 \frac{N}{mm^2}$

Geringere Streckgrenze
Für Passfeder-Berechnung

7.1 Passfeder Antriebswelle (Keilriemenscheibe)

$b := 12\ mm$

Breite Passfeder
DIN 6885-1 Tabelle 1

$h := 8\ mm$

Höhe Passfeder
DIN 6885-1 Tabelle 1

$d := d_{an4} = 40\ mm$

Durchmesser Antriebswelle
bei Passfeder

$l_{tr} := 52\ mm$

Tragende Länge

$t_1 := 5\ mm$

Tiefe

$l_{PF} := l_{tr} + b = 64\ mm$

Gesamtlänge

$P_{ein} := P_M \cdot \eta_M = 20.284\ kW$

Tatsächliche Motorleistung

$T_{ein} := \frac{P_{ein}}{n_M \cdot 2 \cdot \pi} = 199.689\ N \cdot m$

Torsionsmoment Motor
(Eingang)

$T_{an} := T_{ein} \cdot i_{KR} = 399.377\ N \cdot m$

Torsionsmoment Antriebswelle

$M_{teq.an} := T_{an} \cdot K_A = 499.221\ N \cdot m$

Äquivalente Torsionsmoment
DIN 6892 Gl. 1

$p_{zul} := 0.9 \cdot R_{emin} = 625.5 \frac{N}{mm^2}$

Zulässiger Druck

$l_{tr} \leq 1.3 \cdot d = 1$

Bedingung für Methode C
DIN 6892 Gl. 31

Nur nichtkommerzielle Verwendung

$i := 1$ Anzahl Passfedern

$\phi := 1$ Traganteil

$M_{tzul} := p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \phi = 1.952\ kN \cdot m$ Zulässiges Torsionsmoment
DIN 6892 Gl. 32

$M_{tzul} \geq M_{teq.an} = 1$ Sicherheitsüberprüfung

7.2 Passfeder Abtriebswelle (Zahnrad)

$b := 22\ mm$ Breite Passfeder
DIN 6885-1 Tabelle 1

$h := 14\ mm$ Höhe Passfeder
DIN 6885-1 Tabelle 1

$d := 80\ mm$ Durchmesser Antriebswelle
bei Passfeder

$l_{tr} := 41\ mm$ Tragende länge

$t_1 := 9\ mm$ Tiefe

$l_{PF} := l_{tr} + b = 63\ mm$ Gesamtlänge

$M_{2tm} = \left(1.441 \cdot 10^3\right)\ N \cdot m$ Torsionsmoment Abtriebswelle

$M_{teq.an} := M_{2tm} \cdot K_A = \left(1.802 \cdot 10^3\right)\ N \cdot m$ Äquivalente Torsionsmoment
DIN 6892 Gl. 1

$p_{zul} := 0.9 \cdot R_{emin} = 625.5\ \frac{N}{mm^2}$ Zulässiger Druck

$l_{tr} \leq 1.3 \cdot d = 1$ Bedingung für Methode C
DIN 6892 Gl. 31

$i := 1$ Anzahl Passfedern

$\phi := 1$ Traganteil

$M_{tzul} := p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \phi = 5.129\ kN \cdot m$ Zulässiges Torsionsmoment
DIN 6892 Gl. 32

$M_{tzul} \geq M_{teq.an} = 1$ Sicherheitsüberprüfung

Nur nichtkommerzielle Verwendung

8 Schmierung und Ölmengen Berechnungen

$P_M = 22\ \boldsymbol{kW}$

$v_{an} := n_{an} \cdot d_1 \cdot \pi = 1.752\ \frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{s}}$

$v_{ab} := v_{an} = 1.752\ \frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{s}}$

$\eta_G := 0.97$

$P_{Vges} := P_M \cdot (1 - \eta_G) = 660\ \boldsymbol{W}$

$\delta_e := 60\ \boldsymbol{°C}$

Eingangstemperatur
Getriebeschmierung S.159

$\delta_a := 90\ \boldsymbol{°C}$

Ausgangstemperatur
Getriebeschmierung S.159

$Q_{e.ges} := 40 \cdot \frac{P_{Vges}}{(\delta_a - \delta_e)} \cdot \frac{\frac{\boldsymbol{L} \cdot \boldsymbol{K}}{\boldsymbol{min}}}{\boldsymbol{kW}} = 0.88\ \frac{\boldsymbol{L}}{\boldsymbol{min}}$

Öl-Durchfluss
Getriebeschmierung S.159

$d_{Einspritz} := 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_{e.ges}}{\pi \cdot v_{an}}} = 3.265\ \boldsymbol{mm}$

Mindestdurchmesser Einspritzdüse

Nur nichtkommerzielle Verwendung