

1) Nennen Sie bitte jeweils drei Vor- und Nachteile des Fertigungsverfahrens Gießen!

Vorteile: Freizügige Formgebung; preisgünstige Werkstoffe; Dämpfungseigenschaften GG; gute Zerspanbarkeit; gute Gleiteigenschaften

Nachteile: Modellherstellung; begrenzte Toleranzen; Festigkeitseigenschaften; Gestaltungsgrenzen

2) Definieren Sie die Formzahl K_t und die elastische Kerbwirkungszahl K_f !

Formzahl $K_t = \frac{\sigma_{max}}{S}$; $K_t = \frac{\tau_{max}}{T}$. Beschreibt die Kerbwirkung abhängig von der Beanspruchungsart und der Geometrie (Kerbtiefe und -radius, weniger Kerbwinkel), aber unabhängig vom Werkstoff bei statischen Beanspruchungen.

Kerbwirkungszahl $K_f: \frac{\text{Dauerfestigkeit der glatten Probe}}{\text{Dauerfestigkeit der gekerbten Probe}} = \frac{K_t}{K_{elast.}}$. Kerbwirkung bei dynamischer Beanspruchung unter Berücksichtigung des Werkstoffes

3) Nennen Sie jeweils zwei Arten für eine formschlüssige und eine kraftschlüssige Verbindung!

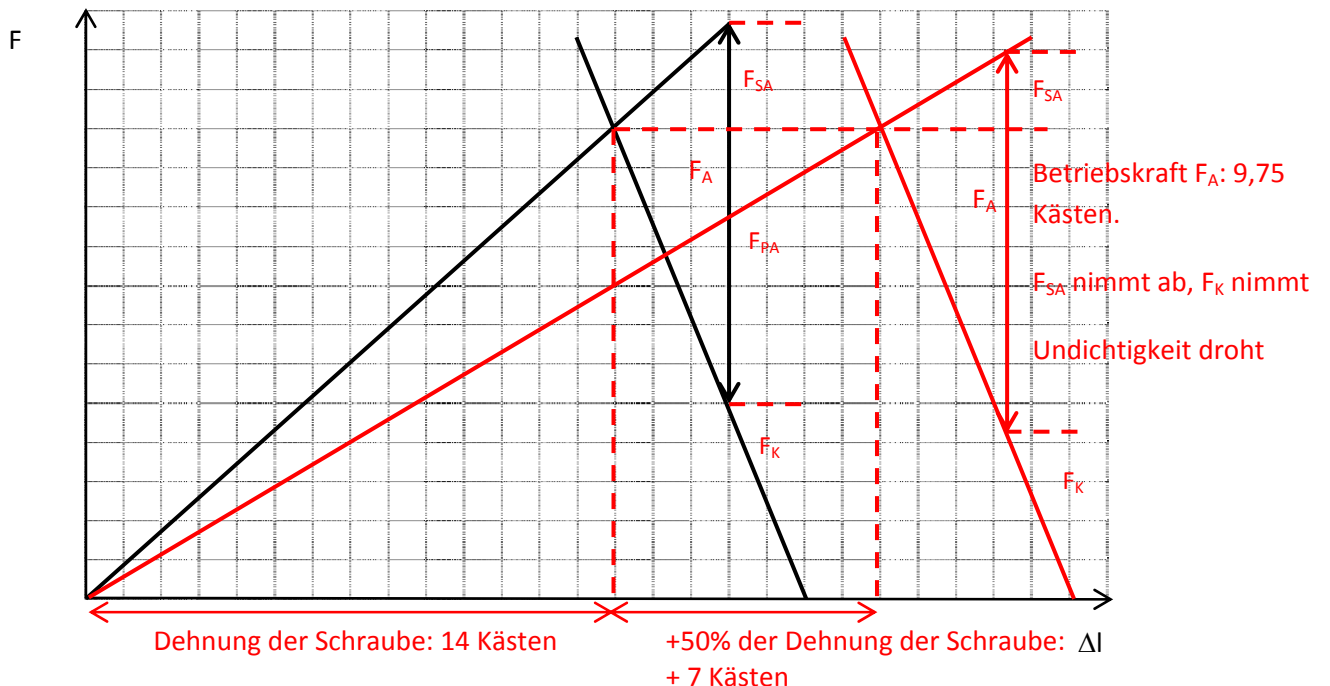
Formschluss: Passfeder, Bolzen, Sicherungsring, Niete

Kraft- bzw. Reibschluss: Schrupfverband, Schraubenverband, Klemmverbindungen

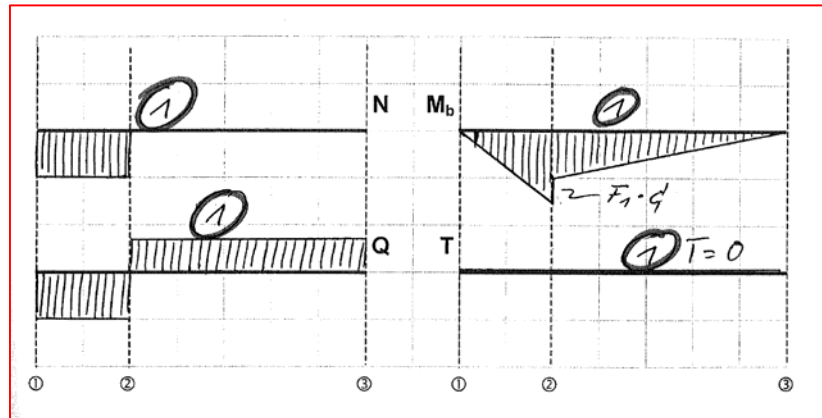
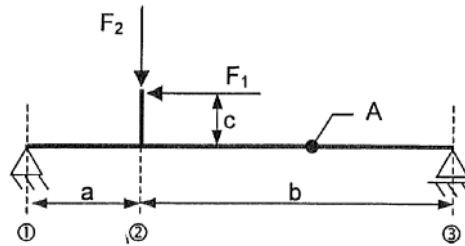
4) Zeichnen Sie in nachfolgendes Diagramm ein:

a) eine Schraubenverbindung, die bei gleicher Montagevorspannkraft eine 50 % höhere Dehnung aufweist! Die Nachgiebigkeit des Flansches ist unverändert.

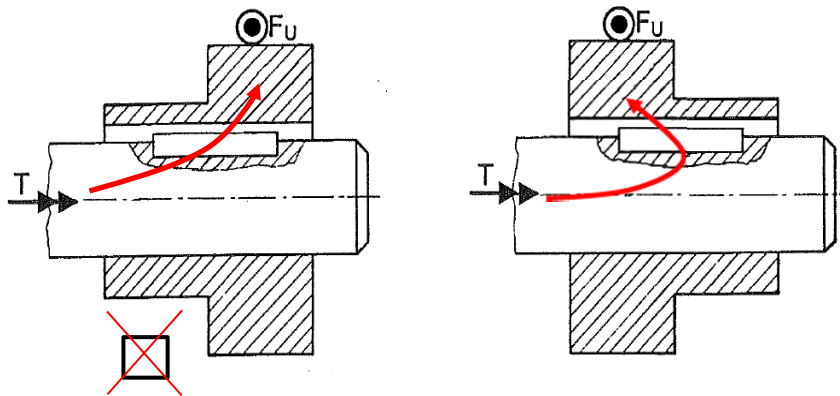
b) die Betriebskraft, die in der Größe unverändert ist!



- 5) Zeichnen Sie für den dargestellten Träger (nur waagerechter Teil A) die aus den Belastungen F_1 und F_2 resultierenden Beanspruchungsverläufe (qualitativ ohne zu rechnen)! Alle Kräfte greifen in einer Ebene an dem Träger an.



- 6) Kennzeichnen Sie durch ankreuzen die Nabenanordnung, die eine geringere Kerbwirkung verursacht. Begründen Sie kurz Ihre Entscheidung! Denken Sie dabei an den Verlauf des Kraftflusses innerhalb der Verbindung.



Kraftfluss wird bei der ersten Lösung weniger stark umgelenkt

- 7) In einem Getriebe (verlustfrei) mit einer Gesamtübersetzung von $i = 8$ weist die Antriebswelle einen Durchmesser von 20 mm auf, welchen Durchmesser muss bei gleichem Werkstoffgrenzwert und Sicherheit die Abtriebswelle haben (Berücksichtigen Sie nur die Belastung auf Torsion)?

$$P_{an} = P_{ab}$$

$$T_{an} \cdot \omega_{an} = T_{ab} \cdot \omega_{ab} \text{ mit } T = \tau_T \cdot W_p$$

$$\tau_{T,an} \cdot W_{p,an} \cdot \omega_{an} = \tau_{T,ab} \cdot W_{p,ab} \cdot \omega_{ab}$$

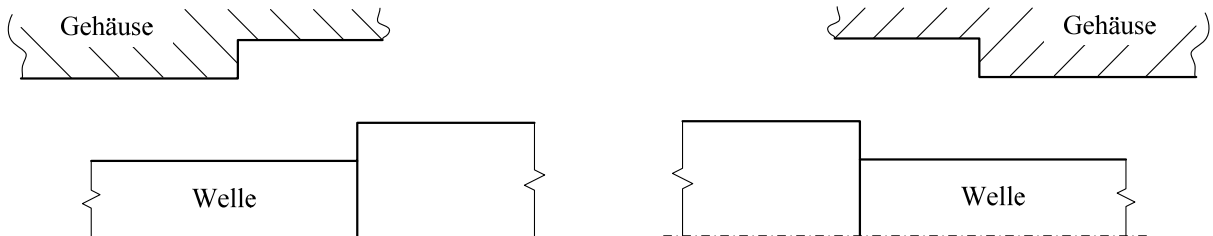
$$\frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} = \frac{W_{p,ab}}{W_{p,an}} = \frac{\frac{\pi}{16} \cdot d_{ab}^3}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{an}^3} = i = 8$$

$$d_{ab}^3 = \sqrt[3]{8} \cdot d_{an} = 2 \cdot 20 = 40 \text{ mm} = d_{ab}$$

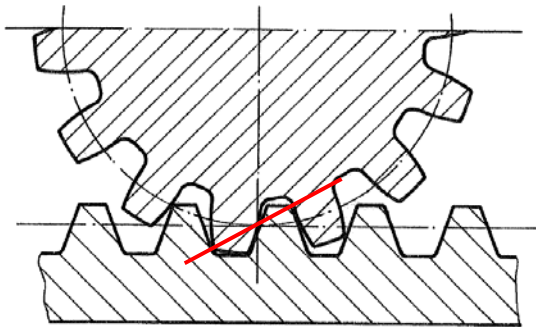
8) Lagerungen: Nennen Sie drei verschiedene Wälzlager, die sowohl hohe axiale, als auch hohe radiale Kräfte übertragen können! Skizzieren Sie eines dieser Lager in einer sinnvollen, möglichen Einbaustellung in die nebenstehende Zeichnung!

- Schrägkugellager
- Kegelrollenlager
- Pendelrollenlager

Zeichnung mit erkennbarer Fest-/Loslagerung bzw. angestellter Lagerung



9) Wie sieht qualitativ die Eingriffsstrecke der skizzierten Wälzkombination aus Zahnrad und Zahnstange aus?



Gemeinsame Normale der beiden Flanken in jedem Berührungspunkt durch den Wälzpunkt.

10) Nennen Sie drei Aufgaben für Getriebe!

- Drehzahl-, Drehmomentwandlung
- Leistungsverzweigung, -sammlung
- Änderung der Drehrichtung, Richtung

11) Kreuzen Sie an, welche Funktion(en) die genannten Kupplungen erfüllen!

	Axial- versatz	Winkel- versatz	Drehmoment schalten fremdbetätigt	Drehmoment schalten selbsttätig	Sicherheits- kupplung
Ratsche				X	X
Bogenzahn- kupplung	X	X			
Brechbolzen- kupplung					X
Lamellen- kupplung			X		X

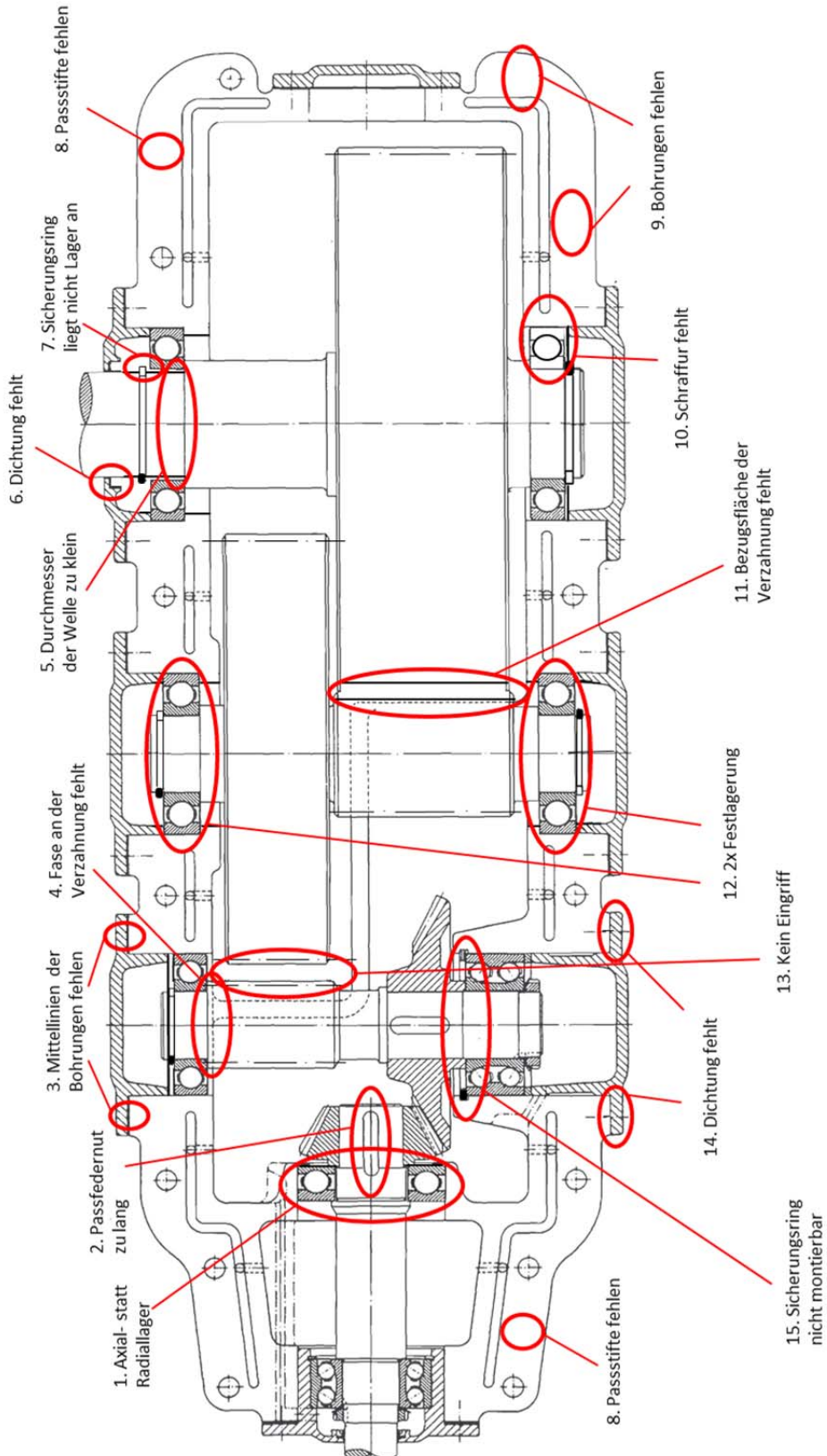
12) Nennen Sie die Ausfallursachen von Pressverbindungen.

- Rutschen der Verbindung, weil durch die Vorspannung nicht genügend Passfugendruck aufgebracht wird.
- Überschreiten der Elastizitätsgrenze an der am höchsten belasteten Stelle des Pressverbandes.
- Passungsrost / Reibkorrosion / Mikroschlupf

Fehlersuchaufgabe

Die Zeichnung zeigt einen Schnitt durch ein Getriebe. Die Darstellung enthält mindestens 10 Funktions- bzw. Konstruktionsfehler.

Kennzeichnen Sie diese Fehler mit Positionsnummern und erläutern Sie diese in Stichworten!





Name: _____ **Vorname:** _____

Matrikelnummer: _____

Wichtige Hinweise, bitte vor der Bearbeitung dieses Klausurteils lesen!!

- Zur Lösung dieses Aufgabenteils sind nachfolgende Hilfsmittel zugelassen:
 - nicht programmierbaren Taschenrechner (Tausch nicht zulässig)
 - Dubbel oder Hütte
 - Vorlesungsmitschrift
 - Übungsaufgaben WS 14/15 bis SS 15
 - Projektordner ME Projekt
- Handys sowie alle Mobilgeräte sind auszuschalten und außer Reichweite zu verstauen!
- Bitte versehen Sie den Klausurteil mit Ihrem Namen und der Matrikelnummer!
- Ein Entfernen der Heftung ist nicht zulässig!
- Zur Bearbeitung der Aufgaben sind Füller oder Kugelschreiber erlaubt, Bleistift ist lediglich für Skizzen zulässig! Rotstifte sind nicht zulässig!
- Die Beantwortung der Aufgaben hat ausschließlich auf den ausgeteilten Klausurseiten zu erfolgen!
- Dieser Klausurteil ist auch abzugeben, wenn dieser nicht bearbeitet wurde!
- Dieser Klausurteil besteht aus Deckblatt sowie 11 weiteren Blättern.

**Maschinen- bzw. Konstruktionselemente Prüfung SS 15
für die Fachrichtung Maschinenbau
Aufgabenteil - Prof. Dr.-Ing. Lohrengel**

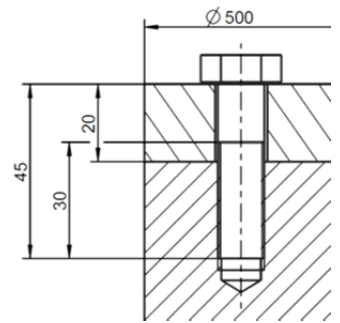
Aufgabe	1	2	3	Summe Aufgaben	Konstruk- tion	Summe Fragen	Gesamt- summe
Mögliche Punkte	19	19	12	50	25	25	100
Erreichte Punkte							

a) Schraubendehnung:

Tabellen: $d_N = 12\text{mm}$ $d_{Kern} = 9,85\text{mm}$ $d_W = 16,6\text{mm}$

$$d_H = 14,5\text{mm} \text{ (DIN EN 20273 / grob)}$$

Längen aus Tabelle für M12 x 45 und Konstruktion



a) Kopf:

$$\delta_{SK} = 0,5 * \frac{d}{E * A_N} = 0,5 * \frac{12\text{mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \frac{\pi}{4} * (12\text{mm})^2} = 2,526 * 10^{-7} \text{ mm/N}$$

b) Schaft:

$$\delta_{Schaft} = \frac{l}{E * A} = \frac{15\text{mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \frac{\pi}{4} * (12\text{mm})^2} = 6,32 * 10^{-7} \text{ mm/N}$$

c) freies Gewinde:

$$\delta_{Gew, frei} = \frac{l}{E * A} = \frac{5\text{mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \frac{\pi}{4} * (9,85\text{mm})^2} = 3,12 * 10^{-7} \text{ mm/N}$$

d) eingeschraubtes Gewinde:

$$\begin{aligned} \delta_{Gew, eingeschr.} + \delta_{Mutter/Gehäuse} &= \frac{l_G}{E * A_3} + \frac{l_M}{E * A_3} = 0,5 * \frac{d}{E * A_3} + 0,4 * \frac{d}{E * A_N} \\ &= 0,5 * \frac{12\text{mm}}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \frac{\pi}{4} * (9,85\text{mm})^2} + 0,4 * \frac{12\text{mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \frac{\pi}{4} * (12\text{mm})^2} \\ &= 5,77 * 10^{-7} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

e) Gesamtdehnung der Schraube:

$$\delta_{Schraube} = \delta_{Sk} + \delta_{Schaft} + \delta_{Gew, frei} + \delta_{Gew, einsch.}$$

$$\delta_{Schraube} = 2,526 * 10^{-7} \text{ mm/N} + 6,32 * 10^{-7} \text{ mm/N} + 3,12 * 10^{-7} \text{ mm/N} + 5,77 * 10^{-7} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{Schraube} = 1,77 * 10^{-6} \text{ mm/N}$$

b) Nachgiebigkeit des Deckels:

Tabellen: $l_K = 20\text{mm}$ $d_W = 16,6\text{mm}$ $Da = 45\text{mm}$! (aus Konstruktion)

$$d_H = 14,5\text{mm} \text{ (DIN EN 20273 / grob)}$$

$$\delta_p = \frac{l_K}{E * A_{Ersatz}}$$

a) A_{Ersatz} :

$$d_w + l_k < D_A \quad \text{3. Fall}$$

$$A_{Ersatz} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_H^2) + \frac{\pi}{8}d_w * l_k \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k * d_w}{(l_k + d_w)^2} + 1} \right)^2 - 1 \right]$$

$$A_{Ersatz} = \frac{\pi}{4}((16,6mm)^2 - (14,5mm)^2) + \frac{\pi}{8} * 16,6mm * 20mm \left[\left(\sqrt[3]{\frac{20mm * 16,6mm}{(20mm + 16,6mm)^2} + 1} \right)^2 - 1 \right]$$

$$A_{Ersatz} = 266,53mm^2$$

b) Nachgiebigkeit der Teile:

$$\delta_p = \frac{l_K}{E * A_{Ersatz}} = \frac{20mm}{210000N/mm^2 * 266,53mm^2} = 3,573 * 10^{-7}mm/N$$

c) erforderliche Betriebskraft pro Schraube:

a) Gesamtkraft auf den Deckel:

$$p = \frac{F}{A}$$

$$F = p * A = 10 * 10^5 pa * \left(\frac{\pi}{4} (0,4m)^2 \right)$$

$$F_{A,ges} = 125663,7N$$

b) Betriebskraft auf eine Schraube:

$$F_A = \frac{F_{A,ges}}{10} = \frac{125664N}{10} = 12566,4N$$

c) erforderliche Betriebskraft pro Schraube:

$$F_{A,erf} = \frac{S * F_{A,ges}}{n} = \frac{2 * 125663,7N}{10} = 25132,7N$$

d) Vorspannkraftverlust durch Setzen:

a) Setzbetrag: Aus Skript S.766 Zug/Druck Belastung / $R_z=25\mu\text{m}$

$$f_z = f_{z,Kopf} + f_{z,Gewinde} + f_{z,Trennfuge} = 3\mu\text{m} + 3\mu\text{m} + 2\mu\text{m} = 8\mu\text{m}$$

b) Vorspannkraftverlust:

$$F_z = f_z * \frac{1}{\delta_s + \delta_p} = 8\mu\text{m} * \frac{1}{1,77 * 10^{-6}\text{mm/N} + 3,57 * 10^{-7}\text{mm/N}} = 3761,2\text{N}$$

e) max. Montagekraft:

Anzugsverfahren: Drehmomentschlüssel mit geringer Streuung: $\alpha_A = 1,4$ vgl. Skript

$n = 0,5$ vgl. Konstruktion / Skizze

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{3,57 * 10^{-7}\text{mm/N}}{1,77 * 10^{-6}\text{mm/N} + 3,57 * 10^{-7}\text{mm/N}} = 0,1678$$

Klemmkraft pro Schraube!!!

$$F_K = \frac{F_{K,ges}}{10} = \frac{30250}{10} = 3025\text{N}$$

max. Montagekraft:

$$F_M = \alpha_A [F_K + (1 - n * \Phi) F_A + F_z]$$

$$F_M = 1,4 * [3025\text{N} + (1 - 0,5 * 0,1678) * 25132,7\text{N} + 3761,2\text{N}] = 41734\text{N}$$

f) max. Anzugsdrehmoment:

a) Bestimmung des Reibwinkels:

Aufgabenstellung: $\mu_G = \mu_K = 0,15$

Tabellen: $P = 1,75\text{mm}$ $d_2 = 10,86\text{mm}$ $\beta = 60^\circ$

$$\tan \varphi = \frac{P}{2\pi r} = \frac{1,75\text{mm}}{\pi * 10,86\text{mm}}$$

$$\varphi = 2,936^\circ$$

b) Bestimmung von ρ' :

$$\rho' = \arctan\left(\frac{\mu_G}{\cos(0,5 * \beta)}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos(0,5 * 60^\circ)}\right) = 9,826^\circ$$

c) Bestimmung von r_{mk} :

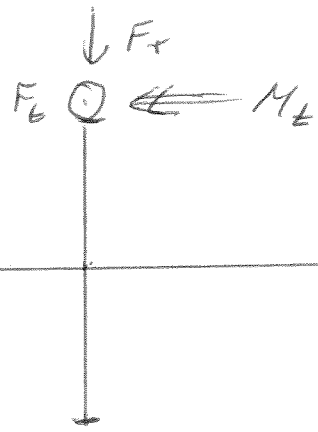
$$r_{mk} = \frac{d_w + d_H}{4} = \frac{16,6mm + 14,5mm}{4} = 7,775mm$$

d) Bestimmung des Montagemomentes

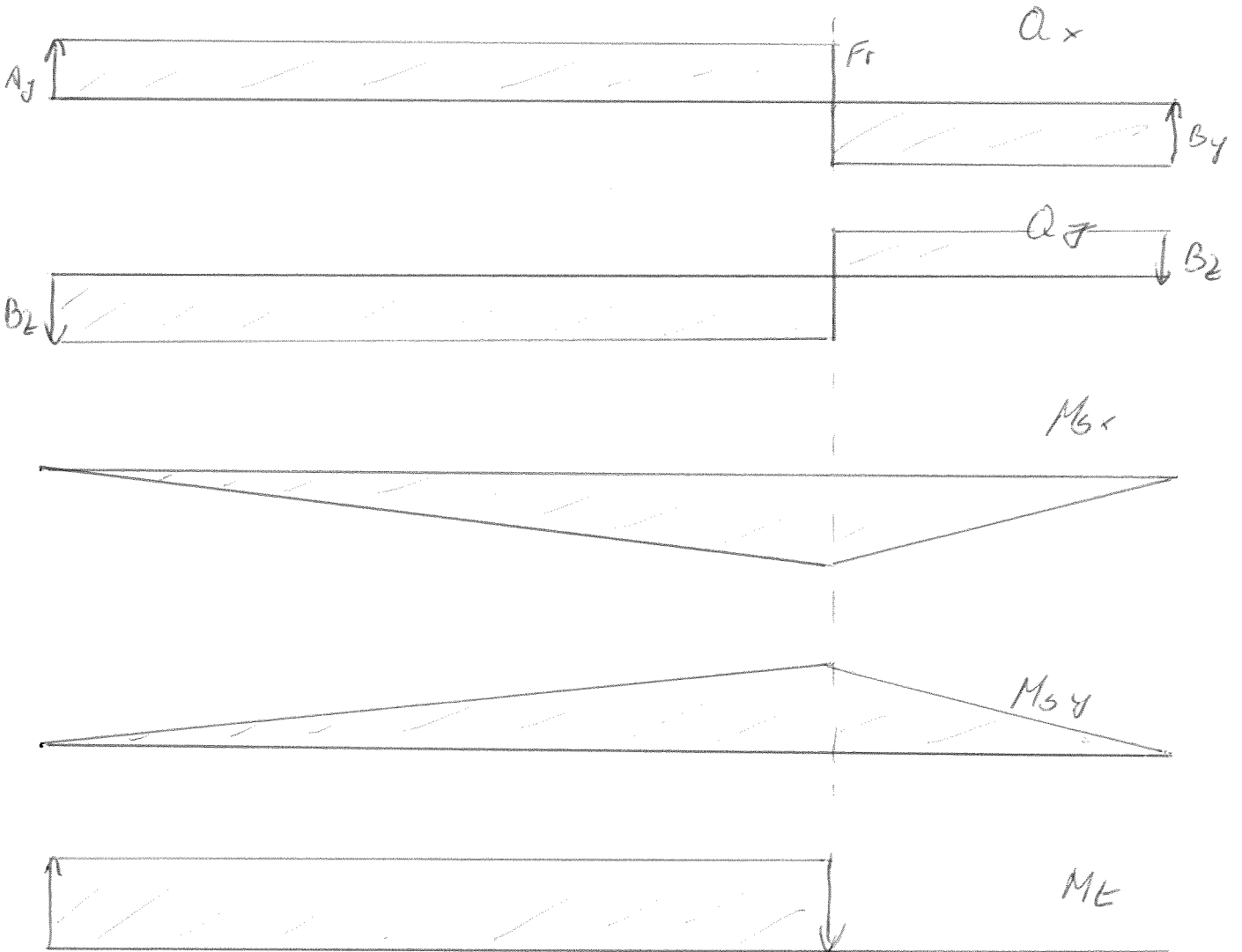
$$M_{t,an} = F_M * \left[\tan(\varphi + \rho') * \frac{d_2}{2} + \mu_K * r_{mk} \right]$$
$$M_{t,an} = 41734 * \left[\tan(9,826^\circ + 2,936^\circ) * \frac{10,86}{2} + 0,15 * 7,775 \right]$$

$$M_{t,an} = 100 Nm$$

Aufgabe 2:



$N=0$



Lösung

(Nummerierung entspricht Skript)

Nennspannungen

Für die Minimal und Maximalspannungen ergibt sich:

$$S_{min.bx} = \frac{32M_{bx.min}}{\pi \cdot d^3} = \frac{-32 \cdot 1241000 N \cdot mm}{\pi \cdot (60mm)^3} = -58.52 \cdot MPa$$

$$S_{max.bx} = \frac{32M_{bx.max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 1241000 N \cdot mm}{\pi \cdot (60mm)^3} = 58.52 \cdot MPa$$

$$S_{min.by} = \frac{32M_{by.min}}{\pi \cdot d^3} = \frac{-32 \cdot 450000 N \cdot mm}{\pi \cdot (60mm)^3} = -21.22 \cdot MPa$$

$$S_{max.by} = \frac{32M_{by.max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 450000 N \cdot mm}{\pi \cdot (60mm)^3} = 21.22 \cdot MPa$$

Gesamtbiegespannung

$$S_{max.b} = \sqrt{(S_{max.bx})^2 + (S_{max.by})^2} = \sqrt{(58.5)^2 + (21.2)^2} = 62.22$$

$$S_{min.b} = \sqrt{(S_{min.bx})^2 + (S_{min.by})^2} = -\sqrt{(58.5)^2 + (21.2)^2} = -62.22$$

$$T_{min.t} = \frac{16 \cdot M_{t.min}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 5000000 N \cdot mm}{\pi \cdot (60mm)^3} = 117.89 \cdot MPa$$

$$T_{max.t} = \frac{16 \cdot M_{t.max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 5000000 N \cdot mm}{\pi \cdot (60mm)^3} = 117.89 \cdot MPa$$

Statische Festigkeitswerte und Festigkeitsnachweis

Werkstoff-Normwerte (Folie 13 und Anhang)

Laut Tabelle ergeben sich für den Werkstoff 42CrMo4 die Norm-Zugfestigkeit und -Streckgrenze.

$$R_{m.N} = 700MPa$$

$$R_{p.N} = 490MPa$$

Festigkeitskennwerte für den Werkstoff im Bauteil

Technologischer Größenfaktor (Folie 20 ff) (Klausur gegeben)

Kurz gesagt nimmt die Festigkeit eines Bauteils mit der Größe ab, sodass die Bauteilgröße zunächst über den effektiven Durchmesser bestimmt werden muss. Für einen Kreisquerschnitt gilt:

$$d_{eff} = D = 70 \cdot mm$$

Die Durchmesser der Proben, an denen die Festigkeitswerte ermittelt wurden sind für vergüteten Vergütungsstahl:

$$d_{eff.N.m} = 16mm$$

$$d_{eff.N.p} = 16mm$$

Außerdem werden zur Berechnung folgende Faktoren benötigt:

$$a_{d,m} = 0.3$$

$$a_{d,p} = 0.4$$

Sowohl $d_{eff.N,m}$, $d_{eff.N,p}$ als auch $a_{d,m}$ und $a_{d,p}$ werden zusammen mit den Normwerten der Zugfestigkeit und Streckgrenze angegeben.

da $d_{eff.N} < d_{eff} < 250mm$ ergeben sich die technologischen Größenfaktoren zu:

$$K_{d,m} = \frac{1 - 0.7686 \cdot a_{d,m} \cdot \log\left(\frac{d_{eff}}{7.5mm}\right)}{1 - 0.7686 \cdot a_{d,m} \cdot \log\left(\frac{d_{eff.N,m}}{7.5mm}\right)} = \frac{1 - 0.7686 \cdot 0.3 \cdot \log\left(\frac{70mm}{7.5mm}\right)}{1 - 0.7686 \cdot 0.3 \cdot \log\left(\frac{16mm}{7.5mm}\right)} = 0.84$$

$$K_{d,p} = \frac{1 - 0.7686 \cdot a_{d,p} \cdot \log\left(\frac{d_{eff}}{7.5mm}\right)}{1 - 0.7686 \cdot a_{d,p} \cdot \log\left(\frac{d_{eff.N,p}}{7.5mm}\right)} = \frac{1 - 0.7686 \cdot 0.4 \cdot \log\left(\frac{70mm}{7.5mm}\right)}{1 - 0.7686 \cdot 0.4 \cdot \log\left(\frac{16mm}{7.5mm}\right)} = 0.78$$

Anisotropiefaktor (Folie 25 ff)

Da Schubspannungen und Kerbe vorliegen: $K_A = 1$

Zugfestigkeit und Fließgrenze des Werkstoffs im Bauteil (Folie 30)

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} = 0.84 \cdot 1 \cdot 700MPa = 588 \cdot MPa$$

$$R_p = K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N} = 0.78 \cdot 1 \cdot 490MPa = 382.2 \cdot MPa$$

Bauteilfestigkeit

Plastische Stützzahlen (Folie 39 ff) (Klausur gegeben)

Plastische Stützwirkungen werden nur bei den Belastungsarten mit Spannungsgefälle berücksichtigt, Biegung und Torsion also.

Die plastische Formzahl für einen Kreisquerschnitt sind:

$$K_{p,b} = 1.7$$

$$K_{p,t} = 1.33$$

Damit kann die Stützzahl ermittelt werden:

$$n_{pl,b} = \min\left(\sqrt{\frac{1050MPa}{R_p}}, K_{p,b}\right) = \min\left(\sqrt{\frac{1050MPa}{382MPa}}, 1.7\right) = \min(1.66, 1.7) = 1.66$$

$$n_{pl,t} = \min\left(\sqrt{\frac{1050MPa}{R_p}}, K_{p,t}\right) = \min\left(\sqrt{\frac{1050MPa}{382MPa}}, 1.33\right) = \min(1.66, 1.33) = 1.33$$

Konstruktionsfaktoren (Folie 42) (Klausur gegeben)

$$K_{SK,b} = \frac{1}{n_{pl,b}} = \frac{1}{1.66} = 0.6$$

$$K_{SK,t} = \frac{1}{n_{pl,t}} = \frac{1}{1.33} = 0.75$$

Bauteilfestigkeit (Folie 43)

$$S_{SK,b} = \frac{R_m}{K_{SK,b}} = \frac{588MPa}{0.6} = 980 \cdot MPa$$

$$T_{SK,t} = 0.577 \cdot \frac{R_m}{K_{SK,t}} = 0.577 \cdot \frac{588MPa}{0.75} = 452.37 \cdot MPa$$

Sicherheitsfaktoren (Folie 44)

Die Auswirkungen beim Versagen sind gering. Da über die Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Spannungskombinationen keine Aussagen gemacht werden, wird konservativ gerechnet:

$$j_m = 1.75$$

$$j_p = 1.3$$

$$j_{ges} = \max\left(j_m \cdot j_p \cdot \frac{R_m}{R_p}\right) = \max\left(1.75, 1.3 \cdot \frac{588 \text{ MPa}}{382 \text{ MPa}}\right) = \max(1.75, 1.3 \cdot 1.53) = 2.0$$

Nachweis der statischen Festigkeit

Auslastungen für die einzelnen Spannungsarten (Folie 45)

$$a_{SK.b} = \frac{\max(|S_{max.b}|, |S_{min.b}|) \cdot j_{ges}}{S_{SK.b}} = \frac{\max(62.2 \text{ MPa}, 62.2 \text{ MPa}) \cdot 2.0}{(980 \text{ MPa})} = 0.13$$

$$a_{SK.t} = \frac{\max(|T_{max.t}|, |T_{min.t}|) \cdot j_{ges}}{T_{SK.t}} = \frac{\max(117.89 \text{ MPa}, 0.0 \text{ MPa}) \cdot 2.0}{452.37 \text{ MPa}} = 0.52$$

Da alle Einzelauslastungen kleiner 1 sind, sind die Einzelnachweise erbracht.

Auslastung für zusammengesetzte Spannungsarten (Folie 46)

$$a_{SK.sv} = \sqrt{(a_{SK.b})^2 + (a_{SK.t})^2} = \sqrt{(0.13)^2 + (0.52)^2} = 0.54$$

Damit ist der statische Festigkeitsnachweis erbracht. Das Bauteil wird von den angegebenen Belastungen zu 54% ausgelastet.

Spannungen für den Dauerfestigkeitsnachweis

$$S_{m.b} = \frac{32M_{b.r.}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 0 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (60 \text{ mm})^3} = 0 \cdot \text{MPa}$$

$$S_{a.b} = \frac{32M_{b.a}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 1320000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (60 \text{ mm})^3} = 62.25 \cdot \text{MPa}$$

$$T_{m.t} = \frac{16M_{t.m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 5000000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (60 \text{ mm})^3} = 117.89 \cdot \text{MPa}$$

$$T_{a.t} = \frac{16M_{t.a}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 0 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (60 \text{ mm})^3} = 0 \cdot \text{MPa}$$

Dynamische Festigkeitswerte und Festigkeitsnachweis Werkstoff-Normwerte (Anhang)

$$\sigma_{W.zd.N} = 315 \text{ MPa}$$

$$\tau_{W.s.N} = 180 \text{ MPa}$$

Festigkeitskennwerte des Werkstoffs im Bauteil (Folie 49)

$$\sigma_{W.zd} = K_{d.m} \cdot K_A \cdot \sigma_{W.zd.N} = 0.84 \cdot 1 \cdot 315 \text{ MPa} = 264.6 \cdot \text{MPa}$$

$$\tau_{W.s} = K_{d.m} \cdot K_A \cdot \tau_{W.s.N} = 0.84 \cdot 1 \cdot 180 \text{ MPa} = 151.2 \cdot \text{MPa}$$

Bauteilfestigkeit (Folie 50 ff und Anhang)

Kerbwirkungs- bzw. Formzahlen Wellenabsatz (Klausur gegeben)

$$K_{t,b} = 2.2 \quad K_{t,t} = 1.6$$

Stützzahlen (Folie 55)

$$\text{da } \frac{t}{d} < 0.25 : \quad \phi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r} + 2}} = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{5\text{mm}}{2\text{mm}} + 2}} = 0.12$$

Damit sind die bezogenen Spannungsgefälle für die Kerbe (Klausur gegeben)

$$G_{\sigma}(r) = \frac{2.3}{r} \cdot (1 + \phi) = \frac{2.3}{2\text{mm}} \cdot (1 + 0.12) = 1.29 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

$$G_{\tau}(r) = \frac{1.15}{r} = \frac{1.15}{2\text{mm}} = 0.58 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

...und für die Spannungsart (Klausur gegeben)

$$G_{\sigma}(d) = \frac{2}{d} = \frac{2}{60\text{mm}} = 0.03 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

$$G_{\tau}(d) = \frac{2}{d} = \frac{2}{60\text{mm}} = 0.03 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Für die Werkstoff ergeben sich die Konstanten

$$a_g = 0.5$$

$$b_g = 2700$$

Die Stützzahlen für die Kerbe: (Klausur gegeben)

$$\text{da } 1 \cdot \frac{1}{\text{mm}} < G_{\sigma}(r) < 100 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

$$n_{\sigma}(r) = 1 + \sqrt[4]{G_{\sigma}(r) \cdot \text{mm} \cdot 10} \cdot \left(a_g + \frac{R_m}{b_g \text{ MPa}} \right) = 1 + \sqrt[4]{1.29 \cdot 10} \cdot \left(0.5 + \frac{588}{2700} \right) = 1.2$$

$$\text{da } 0.1 \cdot \frac{1}{\text{mm}} < G_{\tau}(r) < 1 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

$$n_{\tau}(r) = 1 + \sqrt[4]{G_{\tau}(r) \cdot \text{mm} \cdot 10} \cdot \left(a_g + \frac{0.577 R_m}{b_g \text{ MPa}} \right) = 1 + \sqrt[4]{0.58 \cdot 10} \cdot \left(0.5 + \frac{0.577 \cdot 588}{2700} \right) = 1.18$$

Die Stützzahlen für die Spannungsart: (Klausur gegeben)

$$\text{da } G_{\sigma}(d) < 0.1 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

$$n_{\sigma}(d) = 1 + G_{\sigma}(d) \cdot \text{mm} \cdot 10 \cdot \left(a_g + \frac{R_m}{b_g \text{ MPa}} \right) = 1 + 0.03 \cdot 10 \cdot \left(0.5 + \frac{588}{2700} \right) = 1.02$$

da $G_{\tau}(d) < 0.1 \cdot \frac{1}{mm}$

$$n_{\tau}(d) = 1 + G_{\tau}(d) \cdot mm \cdot 10^{-0.5 \cdot \left(a_g - 0.5 + \frac{0.577 R_m}{b_g \cdot MPa} \right)}$$

$$= 1 + 0.03 \cdot 10^{-0.5 \cdot \left(0.5 - 0.5 + \frac{0.577 \cdot 588}{2700} \right)} = 1.02$$

Kerbwirkungszahlen (Folie 57) (Klausur gegeben)

$$K_{f.b1} = \max\left(\frac{K_{t.b}}{n_{\sigma}(r) \cdot n_{\sigma}(d)}, \frac{1}{n_{\sigma}(d)}\right) = \max\left(\frac{2.2}{1.2 \cdot 1.02}, \frac{1}{1.02}\right) = 1.8 \quad K_{f.b2} = 1.95$$

$$K_{f.t1} = \max\left(\frac{K_{t.t}}{n_{\tau}(r) \cdot n_{\tau}(d)}, \frac{1}{n_{\tau}(d)}\right) = \max\left(\frac{1.6}{1.18 \cdot 1.02}, \frac{1}{1.02}\right) = 1.33 \quad K_{f.t2} = 1.55$$

Rauheitsfaktor (Folie 59 ff) (Klausur gegeben)

Rauheit des Bauteils $R_z = 30 \mu m$

$$K_{R.\sigma} = 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot R_m}{400 MPa}\right) = 1 - 0.22 \cdot \log(30) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot 588}{400}\right) = 0.85$$

$$K_{R.\tau} = 1 - 0.577 \cdot 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot R_m}{400 MPa}\right)$$

$$= 1 - 0.577 \cdot 0.22 \cdot \log(30) \cdot \log\left(\frac{2 \cdot 588}{400}\right) = 0.91$$

Randschichtfaktor (Folie 62)

Der Randschichtfaktor

$K_V = 1$ da keine harte Randschicht vorliegt.

$$K_{f.b} = (K_{f.b1} - 1) + [(K_{f.b2} - 1) + 1] \quad K_{f.b} = 2.75$$

$$K_{f.t} = (K_{f.t1} - 1) + [(K_{f.t2} - 1) + 1] \quad K_{f.t} = 1.88$$

Konstruktionsfaktoren (Folie 64)

$$K_{WK.b} = \left(K_{f.b} + \frac{1}{K_{R.\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left(2.75 + \frac{1}{0.85} - 1\right) \cdot \frac{1}{1} = 2.93$$

$$K_{WK.t} = \left(K_{f.t} + \frac{1}{K_{R.\tau}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left(1.88 + \frac{1}{0.91} - 1\right) \cdot \frac{1}{1} = 1.98$$

Bauteil-Wechselfestigkeit (Folie 65)

$$S_{WK.b} = \frac{\sigma_{W.zd}}{K_{WK.b}} = \frac{264.6 MPa}{2.93} = 90.31 \cdot MPa$$

$$T_{WK.t} = \frac{\tau_{W.s}}{K_{WK.t}} = \frac{151.2 MPa}{1.98} = 76.36 \cdot MPa$$

Mittelspannungsfaktor

Mittelspannungsempfindlichkeit (Folie 66)

$$M_{\sigma} = 0.00035 \cdot \frac{R_m}{MPa} - 0.1 = 0.00035 \cdot \frac{588 MPa}{MPa} - 0.1 = 0.1058$$

$$M_{\tau} = 0.577 \cdot M_{\sigma} = 0.577 \cdot 0.1058 = 0.061$$

Vergleichsspannungen (Folie 67 ff)

$$S_{m.v} = \sqrt{(S_{m.b})^2 + 3(T_{m.t})^2} \\ = \sqrt{(0 MPa)^2 + 3(117.9 MPa)^2} = 204.21 \cdot MPa$$

$$T_{m.v} = 0.577 \cdot S_{m.v} = 0.577 \cdot 204.21 MPa = 117.83 \cdot MPa$$

Bauteil-Ausschlagfestigkeit

$$S_{AK.b} = 75 MPa$$

$$T_{AK.t} = 0.1 MPa$$

Sicherheitsfaktoren (Folie 71)

$$j_D = 1.2$$

Nachweis der Dauerfestigkeit (Folie 72)

Auslastungen für einzelne Spannungsarten

$$a_{AK.b} = \frac{S_{a.b} \cdot j_D}{\min(S_{AK.b}, 0.75 \cdot R_p)} = \frac{62.25 MPa \cdot 1.2}{\min(75 MPa, 0.75 \cdot 382 MPa)} = 1$$

$$a_{AK.t} = \frac{T_{a.t} \cdot j_D}{\min(T_{AK.t}, 0.75 \cdot 0.577 \cdot R_p)} = \frac{0 MPa \cdot 1.2}{\min(0.1 MPa, 0.75 \cdot 0.577 \cdot 382 MPa)} = 0$$

Auslastungen für zusammengesetzte Spannungsarten (Folie 72)

$$a_{AK.sv} = \sqrt{(a_{AK.b})^2 + (a_{AK.t})^2} = \sqrt{(1)^2 + (0)^2} = 1$$

Die Einzelauslastungen sind kleiner 1, die Gesamtauslastung ist 1. so dass die Dauerfestigkeit gegeben ist.

A3: Lösung:

- a) Berechnen Sie die Drehzahl n_s der Umlenkung.

$$n_s = \frac{v_K}{2 \cdot \pi \cdot r_s} = \frac{\frac{2^m}{s}}{2 \cdot \pi \cdot 1 \text{ m}} = 0,32 \frac{1}{s}$$

- b) Berechnen Sie das Massenträgheitsmoment der Kupplung. Gehen Sie davon aus, dass die Kupplung als Vollzylinder mit einem Durchmesser von 200 mm und eine Breite von 89 mm gesehen werden kann. Die Dichte von Stahl sei 7850 kg/m^3 .

$$V = \pi \cdot r_{Ku}^2 \cdot b_{Ku} = 2,80 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$m = V \cdot \rho = 22 \text{ kg}$$

$$I_{Ku} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 = 0,11 \text{ kgm}^2$$

- c) Berechnen Sie das Massenträgheitsmoment der Antriebsseite I_A , sowie das Massenträgheitsmoment der Lastseite I_L . Beachten Sie dabei die translatorisch bewegten Massen der Eimerkette.

Antriebsseite I_A :

$$I_{KuA} = \frac{1}{2} \cdot I_{Ku} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 \quad \text{Transferleistung: Halbe Kupplung}$$

$$I_A = I_{KuA} + I_M = 19,98 + 55 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 = 20,035 \text{ kgm}^2$$

Lastseite I_L :

$$\text{Masse der Eimerkette: } m_{Ke} = 60 \cdot m_E + 30 \cdot m_F = 9000 \text{ kg}$$

Massenträgheitsmoment der Kette:

$$I_{Ke} = m_{Ke} \cdot \left(\frac{v_{Ke}}{2 \cdot \pi \cdot n_s} \right)^2 = 9000 \text{ kg} \cdot \left(\frac{\frac{2^m}{s}}{2 \cdot \pi \cdot 0,32 \frac{1}{s}} \right)^2 = 8905,20 \text{ kgm}^2$$

$$I_L = \frac{1}{2} \cdot I_{Ku} + I_{Ke} + 2 \cdot I_S = 55 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 + 8905,20 \text{ kgm}^2 + 2 \cdot 750 \text{ kgm}^2 = 10405,26 \text{ kgm}^2$$

- d) Beim Graben im steinigen Untergrund kommt es beim Eingriff des Eimers zu einem Stoßmoment bis zu 400 Nm. Die Drehzahl der Kette soll dabei nicht mehr als um 10 % der Nenn Drehzahl absinken. Legen Sie die Gesamtdrehfedersteifigkeit R_{tdyn} der Kupplung aus. Gehen Sie davon aus, dass der restliche Aufbau sehr steif ist.

Nach Hinweis: $R_{tdyn} = R_{ges}$

$$\text{Stoßmoment: } T_{Stoß} = \sqrt{\frac{I_A \cdot I_L}{I_A + I_L}} \cdot R_{tdyn} \cdot (\omega_1 - \omega_2)$$

$$I_{ges} = \frac{I_A \cdot I_L}{I_A + I_L} = 20 \text{ kgm}^2$$

$$\Delta\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_o \cdot (1 - 0,9) = 0,20 \frac{1}{rad}$$

$$R_{tdyn} = \left(\frac{T_{Stoß}}{(\omega_1 - \omega_2)} \right)^2 \left(\frac{1}{I_{ges}} \right) = \frac{\left(\frac{400 \text{ Nm}}{0,20 \frac{rad}{s}} \right)^2}{19,96 \text{ kgm}^2} \approx 200\,000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

- e) Bestimmen Sie den Verdrehwinkel in Grad, der durch den Stoß entsteht.

Verdrehwinkel:

$$\Delta\hat{\varphi} = \frac{T_{Stoß}}{R_{tdyn}} = \frac{400 \text{ Nm}}{200\,000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\Delta\varphi = \Delta\hat{\varphi} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,11^\circ$$