TU Clausthal

Fragenteil zur Klausur im Fach Maschinen- und Konstruktionselemente Fachrichtung Maschinenbau am 24.09.2014 - Prof. Dr.-Ing. Lohrengel

Wichtige Hinweise, bitte vor der Bearbeitung der Klausur lesen!!

- Mit der Teilnahme an der Klausur erkennen Sie die Verfahrensregeln der Klausur an!
- Bitte legen Sie Ihre TU Card (oder Studentenausweis und Personalausweis) bereit, ohne eine Identitätsprüfung ist eine Teilnahme nicht möglich!
- Handys sowie alle Mobilgeräte sind auszuschalten und außer Reichweite zu verstauen!
- Ein Entfernen der Heftung ist nicht zulässig!
- Zur Lösung dieses Aufgabenteils sind keine Hilfsmittel mit Ausnahme eines Stiftes zugelassen!
- Zur Beantwortung der Fragen 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 6 Aufgabenseiten.
- Bitte versehen Sie den Klausurteil mit Ihrem Namen, der Matrikelnummer und Ihrer Unterschrift!

Name: ____________________ **Vorname:** ____________________

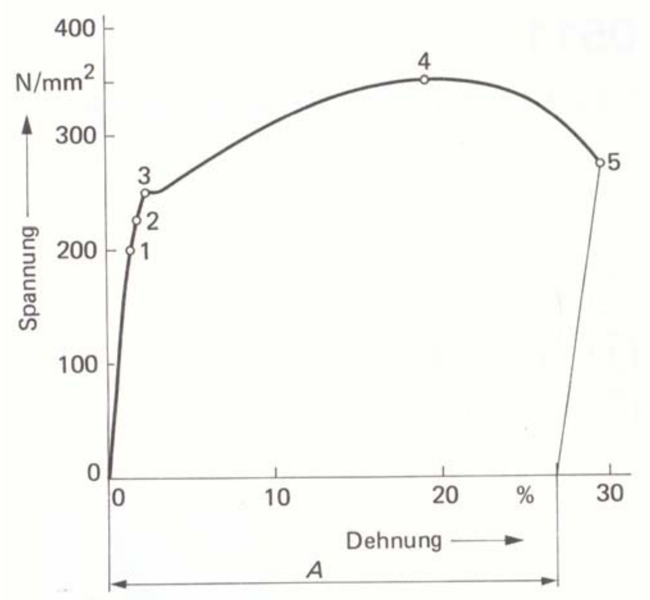
Matrikelnr: ____________________ **Unterschrift:** ____________________

Frage	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	FS	Summe
Mögliche Punkte	2	2	0,5	0,5	0,5	1	1	2	1,5	2,5	1	1,5	2	2	5	25
Erreichte Punkte																

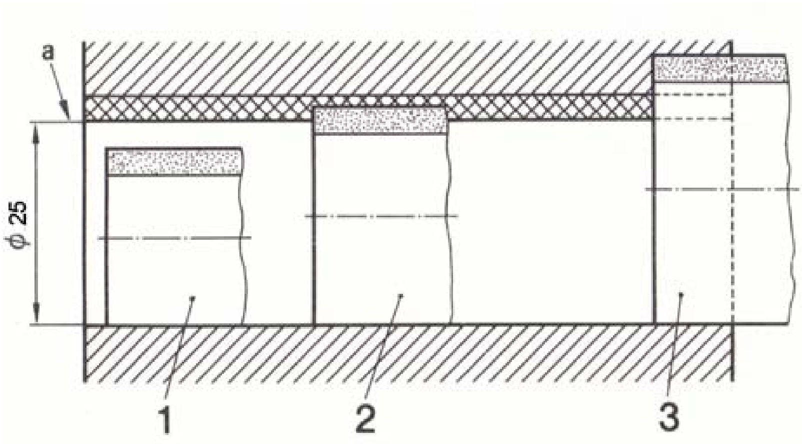
1. Tragen Sie zu nachfolgenden Begriffen die entsprechende Markierung (1 bis 5 bzw. A) aus dem dargestellten Spannungs-Dehnungs-Diagramm ein!

   a) Elastizitätsgrenze **1**   b) Streckgrenze **3**

   c) Bruchdehnung **A**   d) Zugfestigkeit **4**



2. In unten stehender Abbildung sind 3 Passungen im System Einheitsbohrung dargestellt. Ordnen Sie die 3 Darstellungen (1 bis 3) den nebenstehenden Passungen zu und bezeichnen Sie die Passungen!

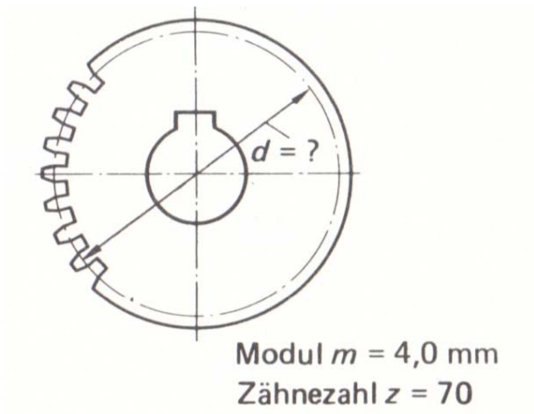


Ø 25 H7/n6:
Darstellung: **2**
Bezeichnung: **Übergangsp.**

Ø 25 H7/f7:
Darstellung: **1**
Bezeichnung: **Spielp.**

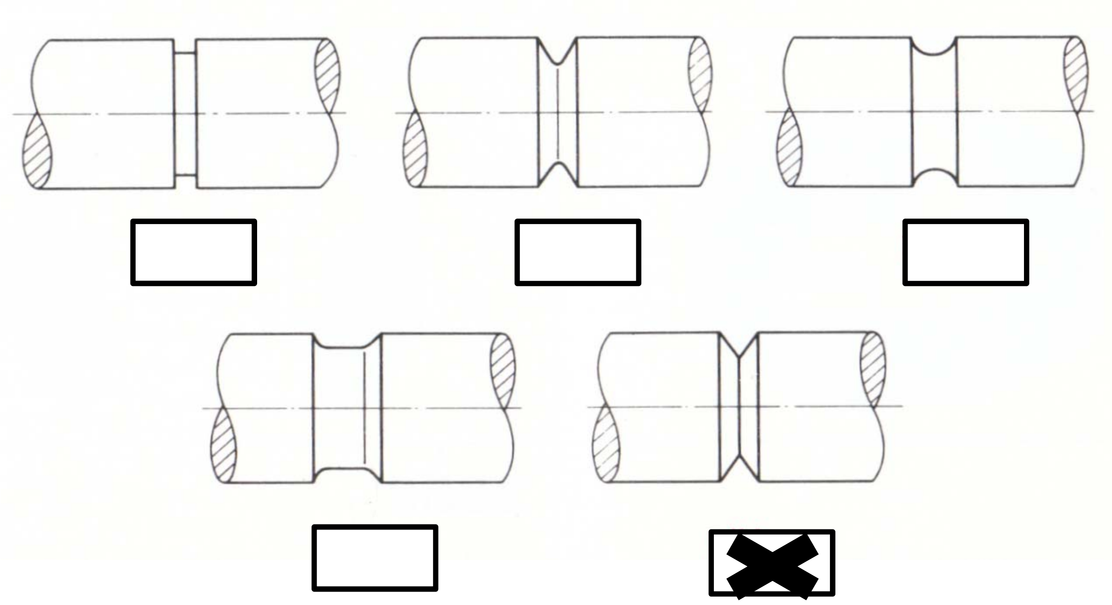
Ø 25 H7/s6:
Darstellung: **3**
Bezeichnung:
Pressp/Übermassp.

3. Wie groß ist bei den gegebenen Werten der Teilkreisdurchmesser d (in mm) des Zahnrads (mit Formel)?

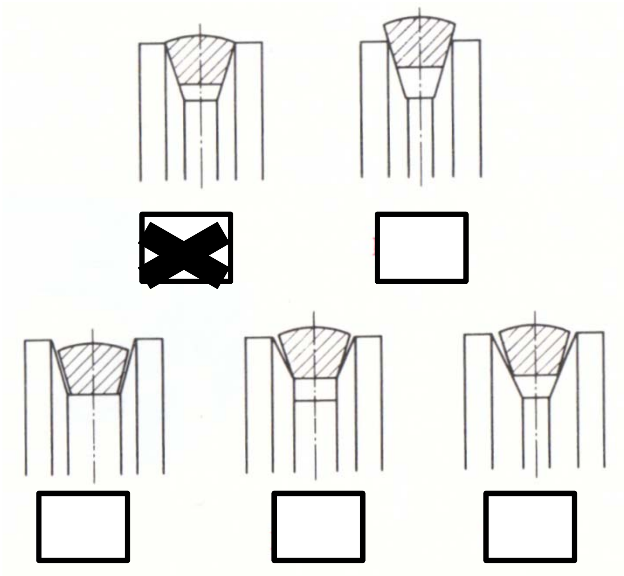


d = m*z = 4 mm * 70 = 280 mm

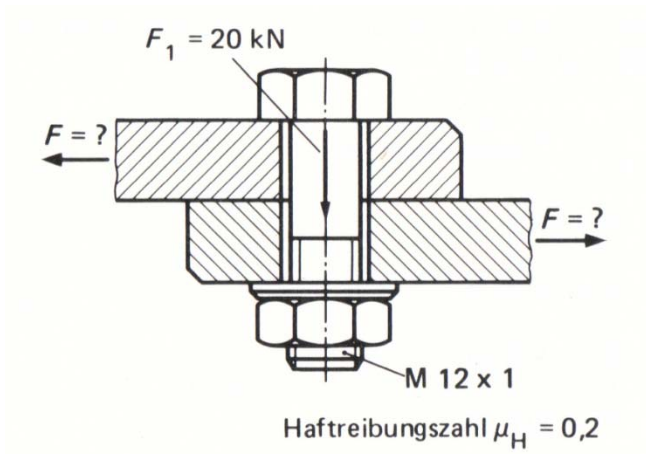
4. Nachfolgend sind einige Kerben in Wellen dargestellt. Kennzeichnen Sie die Welle, bei der die Kerbwirkung am größten ist!



5. Kennzeichnen Sie die richtige Lage des Keilriemens!

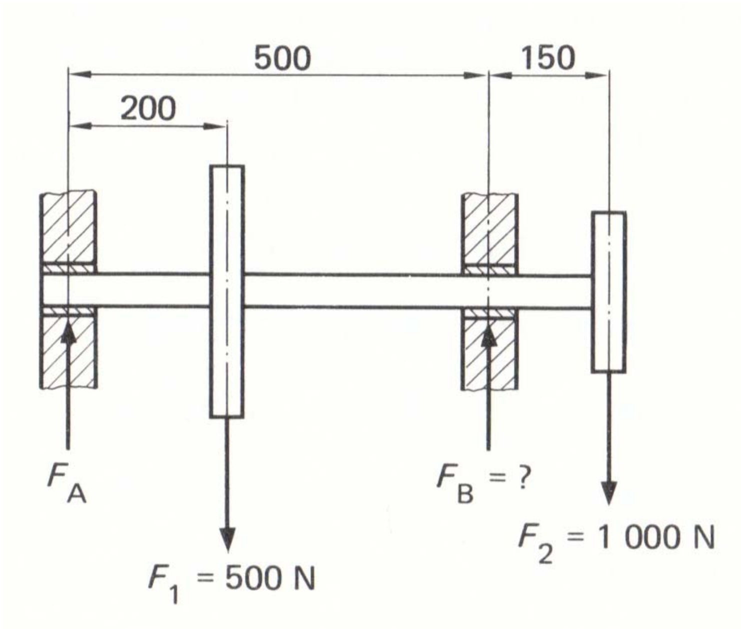


6. Die zwei Flachstähle werden durch die Schraube mit einer Kraft F_1 = 20 kN zusammengepresst. Zu berechnen ist die Zugkraft F, die höchstens wirken darf, wenn die Schraube nicht auf Abscherung beansprucht werden darf, wenn die Kraft also durch Reibung zwischen den Flachstählen übertragen werden muss! Welcher Wert ergibt sich für die Kraft F (in kN)?



$F = \mu \cdot F_1 = 0{,}2 \cdot 20\,kN = 4\,kN$

7. Die Lager der skizzierten Welle werden durch die Riemenkräfte F_1 und F_2 belastet. Es soll die Lagerkraft F_B ohne Berücksichtigung des Gewichts der Welle berechnet werden! Welcher Wert ergibt sich dann für F_B (in kN)?



$M_{[a]} = 0$:

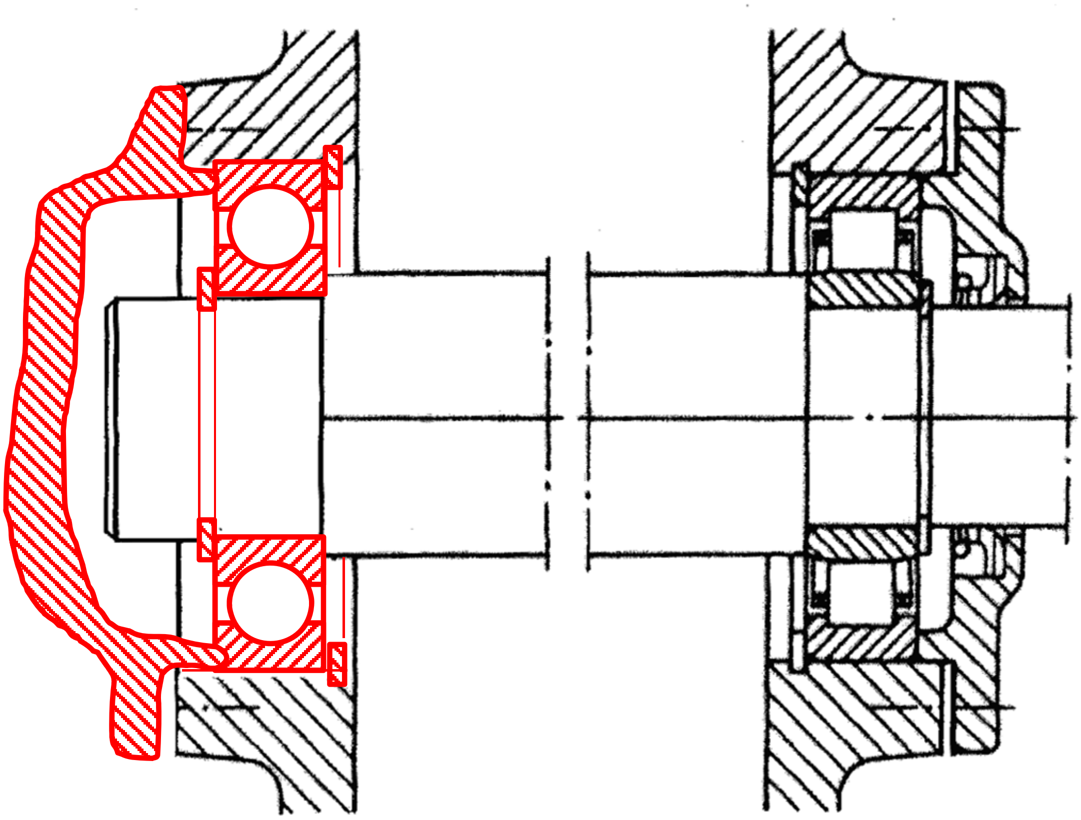
$F_1 \cdot 200 - F_B \cdot 500 + F_2 \cdot 650 = 0$

$F_B = (F_1 \cdot 200 + F_2 \cdot 650) / 500$

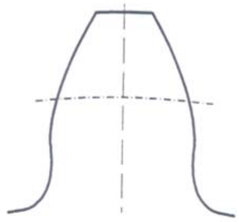
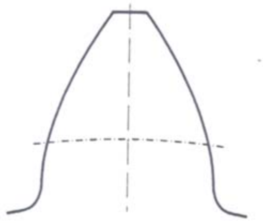
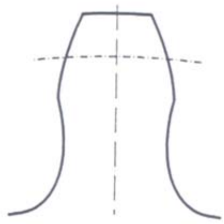
$F_B = (500 \cdot 200 + 1000 \cdot 650) / 500$

F_B = 1,5 kN

8. Ergänzen Sie die abgebildete Lagerung durch ein Rillenkugellager derart, dass eine Fest-Loslagerung daraus entsteht! Das Gehäuse muss nicht gedichtet werden!



9. Dargestellt sind drei Evolventenzahnprofile, die für eine Zähnezahl von 17 mit dem gleichen Werkzeug hergestellt wurden.
Durch welche Profilverschiebung wurden die Zähne erzeugt? Kreuzen Sie an!

			
x < 0			X
x = 0	X		
x > 0		X	

10. Ordnen Sie den vorgegeben Federformen die überwiegende Beanspruchungsart zu!

	Zug/Druck	Biegung	Torsion	Schub
Blattfeder		X		
Schraubenfeder			X	
Ringfeder	X			
Tellerfeder		X		
Drehstabfeder			X	

11. Eine Schraube der Festigkeitsklasse 8.8 wird mit einer Zugspannung von 700 N/mm^2 beaufschlagt. Was passiert mit der Schraube?

Streckgrenze 8.8 >>>8*8*100 MPa = 640 MPa
Zugfestigkeit 8*100 MPa = 800 MPa
Plast. Verformung aber noch kein Bruch

12. Welche Versagenskriterien verwenden Sie bei folgenden Werkstoffen

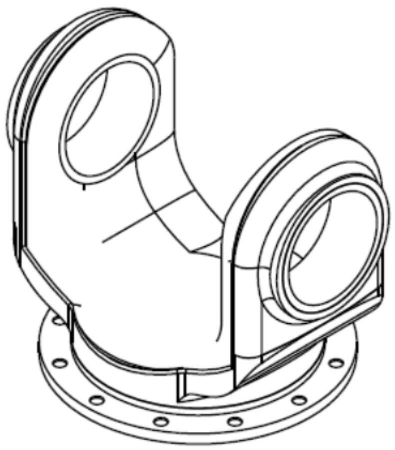
	Glas	Kupfer	Baustahl	Federstahl
Schubspannungshypothese		X		
Hauptspannungshypothese	X			X
Gestaltänderungshypothese			X	

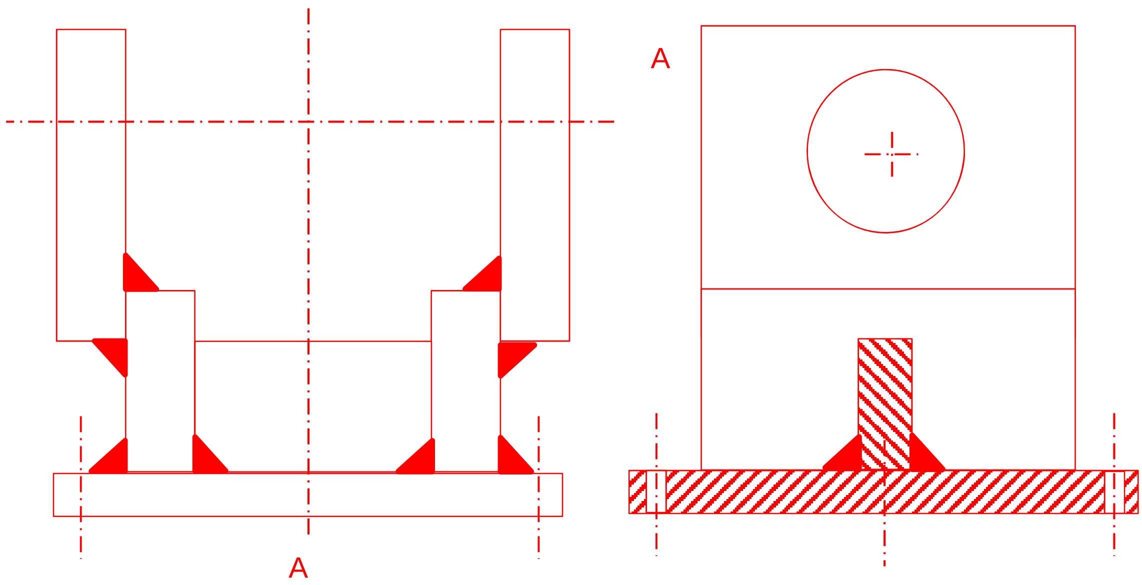
13. Nennen Sie zwei berührende und zwei berührungsfreie Dichtungen!

Berührende: **Radialwellendichtring, O-Ring, Filzring**

Berührungsfreie: **Spaltdichtung, Labyrinthdichtung**

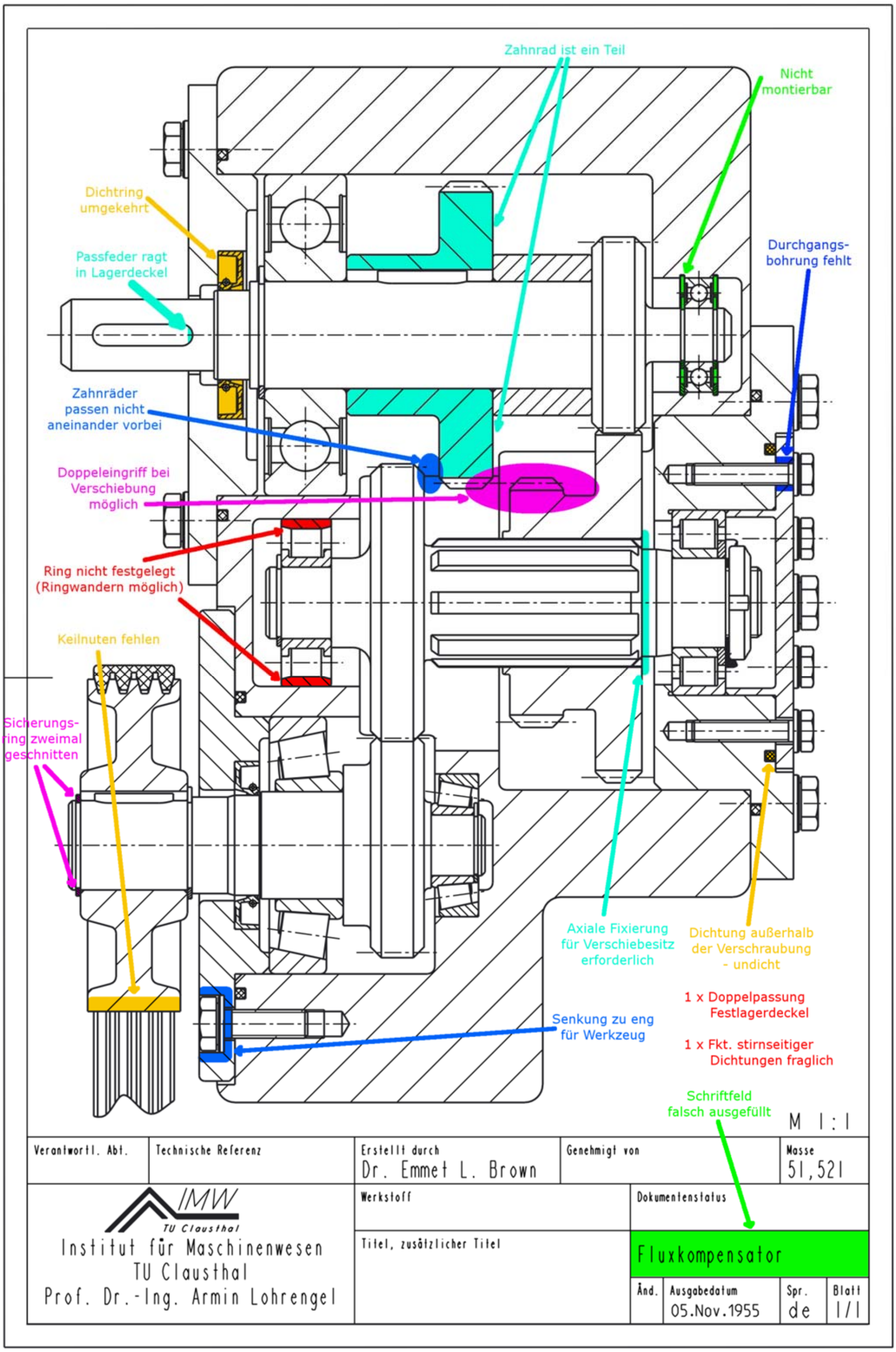
14. Folgendes Gussteil (Gelenkgabel eines Kreuzgelenks) ist Ihnen ausgefallen. Als kurzfristige Ersatzlösung kommt nur eine Schweißkonstruktion in Frage. Erstellen Sie eine Handskizze Ihrer Lösung mit allen nötigen Ansichten!





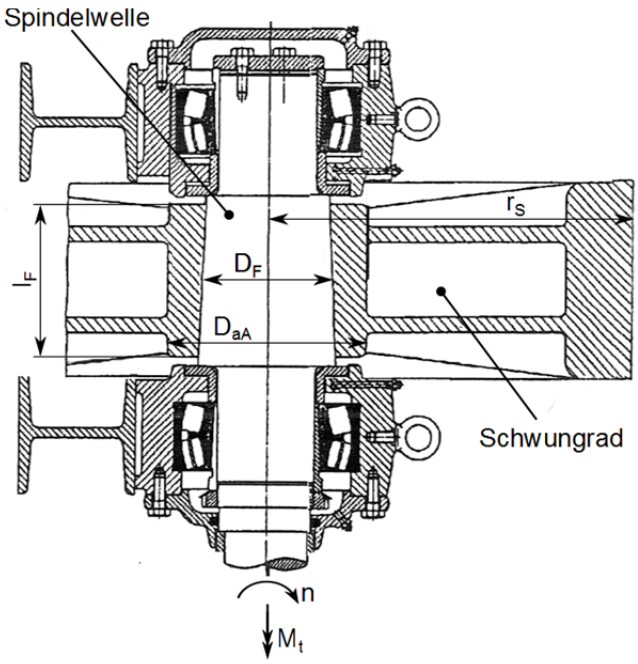
Fehlersuchaufgabe

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!



Aufgabe 1:

Zur Massivumformung werden häufig Spindelpressen eingesetzt. Die Spindelwelle wird mit einem reibschlüssig verbundenen Schwungrad motorisch angetrieben und die Drehbewegung über ein steilgängiges Vielfachgewinde in eine geradlinige Stößelbewegung umgesetzt. Eine zwischen Spindelwelle und Spindel befindliche Schaltkupplung erlaubt das lastfreie Hochfahren des Schwungrades auf Nenndrehzahl.



Technische Daten:

Schwungradmasse	m_S	=	1000 kg
Schwungradradius	r_S	=	500 mm
Wellenwerkstoff	42CrMo4		
Streckgrenze	$R_{e,I}$	=	635 MPa
E-Modul	E_I	=	210000 MPa
Querkontraktionszahl	ν_I	=	0,3
Nabenwerkstoff	EN-GJS-600-3 (GGG-60)		
Streckgrenze	$R_{e,A}$	=	370 MPa
E-Modul	E_A	=	170000 MPa
Querkontraktionszahl	ν_A	=	0,275

Passfugenlänge	L_F	=	100 mm
Mittl. Passfugendurchm.	D_F	=	90 mm
Kegelsteigung	c	=	1 : 5
Nabenaußendurchm.	D_{Aa}	=	200 mm
Rautiefe Welle	$R_{za,I}$	=	3 µm
Rautiefe Nabe	$R_{zi,A}$	=	5 µm
Fließsicherheit	j_F	=	1,5
Rutschsicherheit	j_R	=	1,5

a) Berechnen Sie das maximal zu übertragende Moment T_{max} des Kegelschrumpfverbandes, wenn das Schwungrad (vereinfacht als homogener Kreiszylinder) beim Arbeitshub von seiner Nenndrehzahl $n = 250\ \text{min}^{-1}$ in der Zeit $t = 0{,}9$ s linear zum Stillstand verzögert wird. (Annahme: $J_{Spindel} + J_{Kupplung} = 70$ kg m^2).

b) Bestimmen Sie für das berechnete Moment T_{max} den erforderlichen Passfugendruck p_{erf} und den zulässigen Passfugendruck p_{zul} bei trockenen Reibflächen.

Hinweis: Falls T_{max} in Aufgabenteil a) nicht bestimmt werden konnte, darf mit dem Moment $T_{max} = 2618$ Nm gerechnet werden.

c) Berechnen Sie das erforderliche Übermaß P_{erf} und das zulässige Übermaß P_{zul} und bestimmen Sie den minimalen und maximalen Verschiebeweg.

d) Führen Sie einen Festigkeitsnachweis für den Schrumpfverband ohne Berücksichtigung des Drehmomentes durch. Bestimmen Sie die Vergleichsspannungen von Welle und Nabe sowie deren Ausnutzung A!

e) Wie groß ist die maximale Axialkraft F_{auf} zum Aufziehen der Nabe (trocken) unter Berücksichtigung der Schwungradmasse (Montagestellung gemäß Bild).

gegeben:

$R_{p0.2I} = 635MPa$

$R_{p0.2A} = 370MPa$

$j_R = 1.5$

$j_F = 1.5$

$\nu_I = 0.3$

$\nu_A = 0.275$

$E_I = 210000MPa$

$E_A = 170000MPa$

$R_{za.I} = 3\mu m$

$R_{zi.A} = 5\mu m$

$\mu_H = 0.09$

$D_F = 90mm$ $\qquad r_F = \frac{D_F}{2}$ $\qquad r_F = 45 \cdot mm$ $\qquad r_{Ai} = r_F$ $\qquad r_{Ia} = r_F$

$D_{Aa} = 200mm$ $\qquad r_{Aa} = \frac{D_{Aa}}{2}$ $\qquad r_{Aa} = 100 \cdot mm$

$D_{Ii} = 0mm$ $\qquad r_{Ii} = \frac{D_{Ii}}{2}$ $\qquad r_{Ii} = 0 \cdot mm$

$L_F = 100mm$

$m_S = 1000kg$

$r_S = 500mm$

$n = \frac{250}{min}$

$\Delta t = 0.9s$

$c = \frac{1}{5}$

$F_{ax} = 0N$

a) Berechnen Sie das maximal zu übertragende Moment Tmax des Kegelschrumpfverbandes, wenn das Schwungrad (vereinfacht als homogener Kreiszylinder) beim Arbeitshub von seiner Nenndrehzahl n=250min-1 in der Zeit t=1,2 Sekunden linear zum Stillstand verzögert wird. (Vereinfachung: JSpindel=JKupplung=0kgm2).

$$I_S = \frac{1}{2} m_S \cdot r_S^2 + 70\mathrm{kg\,m}^2 = 195\,\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{kg}$$

$$\Delta\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 26.18\,\frac{1}{s}$$

$$M_t = \frac{I_S \cdot \Delta\omega}{\Delta t} = 5672.32 \cdot \mathrm{N{\cdot}m}$$

b) Bestimmen Sie für das berechnete Moment Tmax den erforderlichen Paßfugendruck Perf und den zulässigen Paßfugendruck Pzul. Hinweis: Falls Tmax nicht bestimmt werden konnte, darf mit dem Moment Tmax=6000 Nm gerechnet werden!

$$Q_A = \frac{r_{Ai}}{r_{Aa}} \qquad Q_A = 0.45$$

$$Q_I = \frac{r_{Ii}}{r_{Ia}} \qquad Q_I = 0$$

erforderlicher Passfugendruck:

$$p_{erf} = \frac{j_R}{\pi \cdot D_F \cdot L_F \cdot \mu_H} \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_t}{D_F}\right)^2 + F_{ax}^2} \qquad p_{erf} = 74.3 \cdot \mathrm{MPa}$$

zulässiger Passfugendruck:

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{p0.2A}}{j_F}$$

$$p_{zul} = \sigma_{zul} \cdot \frac{1 - Q_A^2}{2} \qquad p_{zul} = 98.36 \cdot \mathrm{MPa}$$

c) Berechnen Sie das minimale Übermaß Perf und das maximale Übermaß Pzul und bestimmen Sie den minimalen und maximalen Verschiebeweg.

$$G = 0.8 \cdot \left(R_{zi.A} + R_{za.I}\right)$$

erforderliches Übermaß:

$$P_{erf} = p_{erf} \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_A} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} \right) + \nu_A \right] + \frac{1}{E_I} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} \right) - \nu_I \right] \right] + G = 98.82 \cdot \mu m$$

zulässiges Übermaß:

$$P_{zul} = p_{zul} \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_A} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} \right) + \nu_A \right] + \frac{1}{E_I} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} \right) - \nu_I \right] \right] = 122.34 \cdot \mu m$$

erforderlicher Verschiebeweg:

$$u_{erf} = \frac{P_{erf}}{c} = 0.49 \cdot mm$$

zulässiger Verschiebeweg:

$$u_{zul} = \frac{P_{zul}}{c} = 0.61 \cdot mm$$

d) Führen Sie einen Festigkeitsnachweis für den Schrumpfverband ohne Berücksichtigung des Drehmomentes durch. Bestimmen Sie die Vergleichsspannungen von Welle und Nabe sowie deren Ausnutzung A!

$$p_{F.max} = p_{zul}$$

Berechnung der Spannungen am Außendurchmesser der Welle:

$$S_{r.aI} = -p_{F.max} = -98.36 \cdot MPa$$

$$S_{\varphi.aI} = -p_{F.max} = -98.36 \cdot MPa$$

Vergleichsspannung am Nabeninnendurchmesser (GEH):

$$S_{v.aI} = \sqrt{S_{r.aI}^2 + S_{\varphi.aI}^2 - S_{r.aI} \cdot S_{\varphi.aI}} = 98.36 \cdot MPa$$

$$\sigma_{zul.I} = \frac{R_{p0.2I}}{j_F} \qquad \sigma_{zul.I} = 423.33 \cdot MPa \quad S_{v.aI} = 98.36 \cdot MPa$$

$$A_I = \frac{S_{v.aI}}{\sigma_{zul.I}} = 0.23$$

Berechnung der Spannungen am Innendurchmesser der Nabe:

$$S_{r.iA} = -p_{F.max} \qquad S_{r.iA} = -98.36 \cdot MPa$$

$$S_{\varphi.iA} = \frac{1 + Q_A^{\,2}}{1 - Q_A^{\,2}} p_{F.max} \qquad S_{\varphi.iA} = 148.31 \cdot MPa$$

Vergleichsspannung am Nabeninnendurchmesser (HH):

$$S_{v.iA} = \max\left(\left|S_{r.iA}\right|, \left|S_{\varphi.iA}\right|\right) = 148.31 \cdot MPa$$

$$\sigma_{zul.A} = \frac{R_{p0.2A}}{j_F} \qquad \sigma_{zul.A} = 246.67 \cdot MPa \quad S_{v.iA} = 148.31 \cdot MPa$$

$$A_A = \frac{S_{v.iA}}{\sigma_{zul.A}} = 0.6$$

e) Wie groß ist die maximale Axialkraft Fauf zum Aufziehen der Nabe (trocken) unter Berücksichtigung der Schwungradmasse (Montagestellung gemäß Bild).

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{auf} = \pi \cdot D_F \cdot L_F \cdot \left(\mu_H + \frac{c}{2}\right) \cdot p_{F.max} - m_S \cdot g = 518.59 \cdot kN$$

Berechnung mit Hinweis in Aufgabenteil b):

$$M_t = 2836.16\,N{\cdot}m$$

b) Bestimmen Sie für das berechnete Moment Tmax den erforderlichen Paßfugendruck Perf und den zulässigen Paßfugendruck Pzul.

$$Q_A = \frac{r_{Ai}}{r_{Aa}} \qquad Q_A = 0.45$$

$$Q_I = \frac{r_{Ii}}{r_{Ia}} \qquad Q_I = 0$$

erforderlicher Passfugendruck:

$$p_{erf} = \frac{j_R}{\pi \cdot D_F \cdot L_F \cdot \mu_H} \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_t}{D_F}\right)^2 + F_{ax}^{\,2}} \qquad p_{erf} = 37.15 \cdot MPa$$

zulässiger Passfugendruck:

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{p0.2A}}{j_F}$$

$$p_{zul} = \sigma_{zul} \cdot \frac{1 - Q_A^{\,2}}{2} \qquad p_{zul} = 98.36 \cdot MPa$$

c) Berechnen Sie das minimale Übermaß Perf und das maximale Übermaß Pzul und bestimmen Sie den minimalen und maximalen Verschiebeweg.

$$G = 0.8 \cdot \left(R_{zi.A} + R_{za.I}\right)$$

erforderliches Übermaß:

$$P_{erf} = p_{erf} \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_A} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_A^{\ 2}}{1 - Q_A^{\ 2}} \right) + \nu_A \right] + \frac{1}{E_I} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_I^{\ 2}}{1 - Q_I^{\ 2}} \right) - \nu_I \right] \right] + G = 52.61 \cdot \mu m$$

zulässiges Übermaß:

$$P_{zul} = p_{zul} \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_A} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_A^{\ 2}}{1 - Q_A^{\ 2}} \right) + \nu_A \right] + \frac{1}{E_I} \cdot \left[\left(\frac{1 + Q_I^{\ 2}}{1 - Q_I^{\ 2}} \right) - \nu_I \right] \right] = 122.34 \cdot \mu m$$

erforderlicher Verschiebeweg:

$$u_{erf} = \frac{P_{erf}}{c} = 0.26 \cdot mm$$

zulässiger Verschiebeweg:

$$u_{zul} = \frac{P_{zul}}{c} = 0.61 \cdot mm$$

d) Führen Sie einen Festigkeitsnachweis für den Schrumpfverband ohne Berücksichtigung des Drehmomentes durch. Bestimmen Sie die Vergleichsspannungen von Welle und Nabe sowie deren Ausnutzung A!

$$p_{F.max} = p_{zul}$$

Berechnung der Spannungen am Außendurchmesser der Welle:

$$S_{r.aI} = -p_{F.max} = -98.36 \cdot MPa$$

$$S_{\varphi.aI} = -p_{F.max} = -98.36 \cdot MPa$$

Vergleichsspannung am Nabeninnendurchmesser (GEH):

$$S_{v.aI} = \sqrt{S_{r.aI}^{\ 2} + S_{\varphi.aI}^{\ 2} - S_{r.aI} \cdot S_{\varphi.aI}} = 98.36 \cdot MPa$$

$$\sigma_{zul.I} = \frac{R_{p0.2I}}{j_F} \qquad \sigma_{zul.I} = 423.33 \cdot MPa \quad S_{v.aI} = 98.36 \cdot MPa$$

$$A_I = \frac{S_{v.aI}}{\sigma_{zul.I}} = 0.23$$

Berechnung der Spannungen am Innendurchmesser der Nabe:

$$S_{r.iA} = -p_{F.max} \qquad S_{r.iA} = -98.36 \cdot MPa$$

$$S_{\varphi.iA} = \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} p_{F.max} \qquad S_{\varphi.iA} = 148.31 \cdot MPa$$

Vergleichsspannung am Nabeninnendurchmesser (HH):

$$S_{v.iA} = \max\left(\left|S_{r.iA}\right|, \left|S_{\varphi.iA}\right|\right) = 148.31 \cdot MPa$$

$$\sigma_{zul.A} = \frac{R_{p0.2A}}{j_F} \qquad \sigma_{zul.A} = 246.67 \cdot MPa \quad S_{v.iA} = 148.31 \cdot MPa$$

$$A_A = \frac{S_{v.iA}}{\sigma_{zul.A}} = 0.6$$

e) Wie groß ist die maximale Axialkraft Fauf zum Aufziehen der Nabe (trocken) unter Berücksichtigung der Schwungradmasse (Montagestellung gemäß Bild).

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

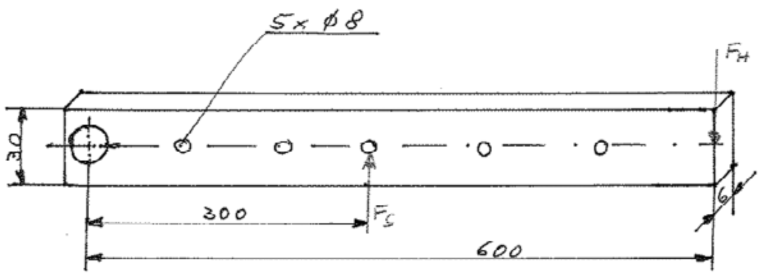
$$F_{auf} = \pi \cdot D_F \cdot L_F \cdot \left(\mu_H + \frac{c}{2}\right) \cdot p_{F.max} - m_S \cdot g = 518.59 \cdot kN$$

Aufgabe 2:

Die nebenstehende Papierschneidemaschine soll optimiert werden. Das Augenmerk wird dabei auf den Handhebel aus blindgehärtetem Einsatzstahl 17Cr3, der mit dem Messer über Schrauben (Durchgangsbohrung 8 mm) und mit der Schneidemaschine über einen Bolzen verbunden ist, gelegt. Überprüfen Sie unter den Randbedingungen, dass eine Schadensfolge gering ist, keine regelmässigen Inspektionen stattfinden und die Wahrscheinlichkeit des Auftretens hoch ist, ob eine Verringerung der Hebelstärke auf 6 mm möglich ist. Die weiteren geometrischen Abmessungen entnehmen Sie der nebenstehenden Skizze.

Daten:

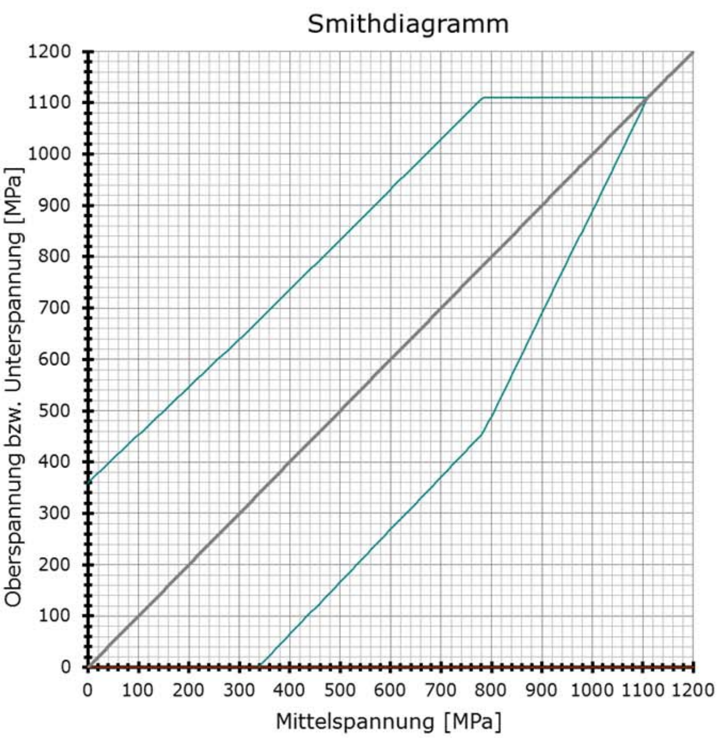
Handkraft	F_H	= 500 N
Schnittkraft	F_S	= 1000 N
Bruchfestigkeit Normprobe	$R_{m,N}$	= 800 MPa
Streckgrenze Normprobe	$R_{p,N}$	= 545 MPa
Randschichtfaktor	K_V	= 1,2
Rauheitsfaktor	$K_{R,\sigma}$	= 0,92
Formzahl	$K_{t,b}$	= 1

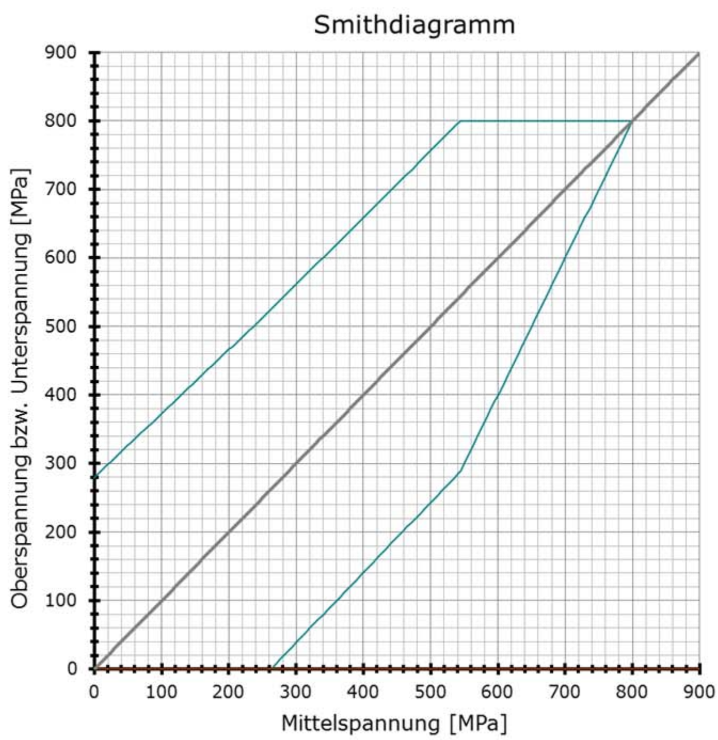


a) Zeichnen Sie das mechanische Ersatzbild sowie qualitativ die Belastungsverläufe!
Annahme: Das Messer hat das Papier durchtrennt, die oben angeführten Kräfte greifen an!

b) Führen Sie für die höchstbeanspruchte Stelle einen statischen Festigkeitsnachweis nach FKM durch!
Hinweis: Spannungen kleiner 5 MPa sollen vernachlässigt werden!

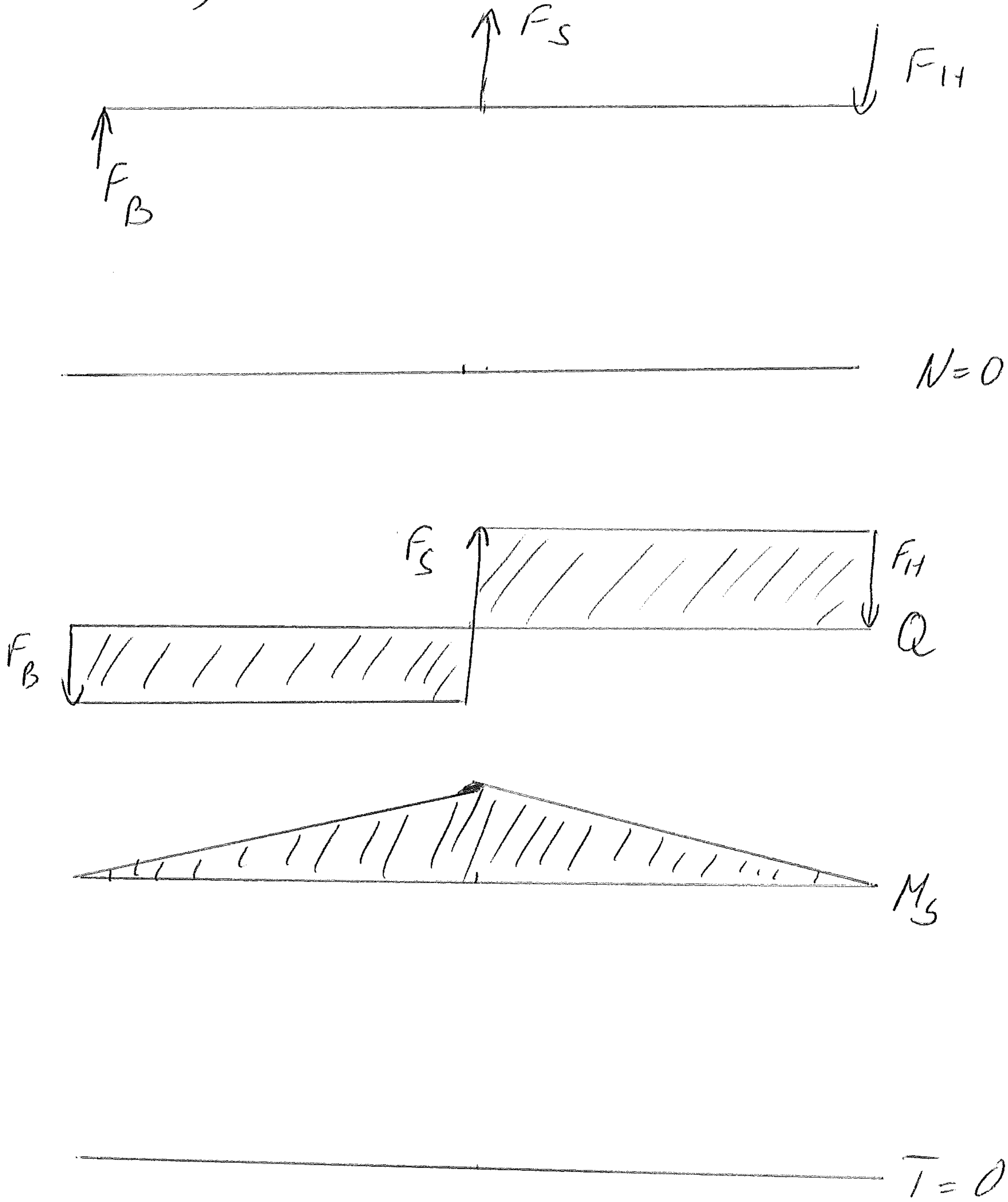
c) Führen Sie für die höchstbeanspruchte Stelle einen dynamischen Festigkeitnachweis nach FKM durch! Wählen Sie hierzu den korrekten Überlastfall und das zu den vorliegenden Bedingungen gehörige Smithdiagramm aus!





Aufgabe 2

Aufgabenteil a)



Aufgabenteil b)

$F = 0N \qquad \pm 0\ N$

$Q = 0N \qquad +500\ N$

$M_b = 0N \cdot m \qquad +150\ Nm$

$M_t = 0N \cdot m \qquad \pm 0Nm$

Für die Minimal- und Maximalspannungen ergibt sich:

$$\tau_{min.s} = \frac{Q_{min}}{b \cdot h} = \frac{0N}{30 \cdot 6mm^2} = 0 \cdot MPa$$

$$\tau_{max.s} = \frac{Q_{max}}{b \cdot h} = \frac{500N}{30 \cdot 6mm^2} = 2.78 \cdot MPa$$

$$\sigma_{min.b} = \frac{6M_{b.min}}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 0N \cdot m}{6mm \cdot (30mm)^2} = 0 \cdot MPa$$

$$\sigma_{max.b} = \frac{6M_{b.max}}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 150N \cdot m}{6mm \cdot (30mm)^2} = 166.67 \cdot MPa$$

$R_{m.N} = 800MPa \qquad R_{p.N} = 545MPa$

Technologischer Größenfaktor

$$d_{eff} = \frac{2b \cdot h}{b + h} = 10 \cdot mm$$

Die Durchmesser der Proben, an denen die Festigkeitswerte ermittelt wurden sind für blindgehärteter Einsatzstahl:

$d_{eff.N.m} = 16mm \qquad d_{eff.N.p} = 16mm$

$a_{d.m} = 0.5 \qquad a_{d.p} = 0.5$

$K_{.d.m} = 1.0$

$K_{.d.p} = 1.0$

Anisotropiefaktor $K_A = 1.0$ (Nur Biegespannung)

$$R_m = K_{d.m} \cdot K_A \cdot R_{m.N} = 1.0 \cdot 1.0 \cdot 800MPa = 800 \cdot MPa$$

$$R_p = K_{d.p} \cdot K_A \cdot R_{p.N} = 1.0 \cdot 1.0 \cdot 545MPa = 545 \cdot MPa$$

Die plastische Formzahl für einen Rechteckquerschnitt sind:

$K_{p.b} = 1.5$

$$n_{pl.b} = min\left(\sqrt{\frac{1050MPa}{R_p}}, K_{p.b}\right) = min\left(\sqrt{\frac{1050MPa}{545}}, 1.5\right) = min(1.39, 1.5) = 1.39$$

oder auch $n_{pl.b} = 1.0$ wegen gehärtet , (Werte in Klammer)

Konstruktionsfaktoren

$$K_{SK.b} = \frac{1}{n_{pl.\sim}} = \frac{1}{.39} = 0.72 \qquad (1)$$

Bauteilfestigkeit

$$S_{SK.b} = \frac{R_m}{K_{SK.b}} = \frac{800MPa}{0.72} = 1111.11 \cdot MPa \quad (800MPa)$$

$$j_m = 1,75 \qquad\qquad j_p = 1.3$$

$$j_{ges} = max\left(j_m, j_p \cdot \frac{R_m}{R_p}\right) = max\left(1.75, 1.3 \cdot \frac{800MPa}{545MPa}\right) = max(1,75, 1.3 \cdot 1.47) = 1.9$$

$$a_{SK.b} = \frac{max(|S_{max.b}|, |S_{min.b}|) \cdot j_{ges}}{S_{SK.b}} = \frac{max(166.67MPa, 0MPa) \cdot 1.9}{(1111MPa)} = 0.29 \quad (0.4)$$

Einzelauslastung kleiner 1

Auslastung für zusammengesetzte Spannungsarten ist in diesem Fall gleich der Einzelauslastung gegen Biegung

$$a_{SK.Sv} = \sqrt{(a_{SK.zd} + a_{SK.b})^2 + (a_{SK.s} + a_{SK.t})^2} = \sqrt{(0 + 0.29)^2 + (0 + 0)^2} = 0.29 \quad (0.4)$$

Damit ist der statische Festigkeitsnachweis erbracht. Das Bauteil wird von den angegebenen Belastungen zu 29 % (40%) ausgelastet.

Aufgabenteil c)

$$S_{m.b} = \frac{6M_{b.max} \cdot 0.5}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 150N \cdot m \cdot 0.5}{6mm \cdot (30mm)^2} = 83.33 \cdot MPa$$

$$S_{a.b} = \frac{6M_{b.max} \cdot 0.5}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 150N \cdot m \cdot 0.5}{6mm \cdot (30mm)^2} = 83.33 \cdot MPa$$

$$\sigma_{W.zd.N} = f_{(w_\sigma)} \cdot R_m = \cdot 0.4 \cdot 800 = 320MPa$$

$$\tau_{W.s.N} = 0.577 \cdot \sigma_{W_{zu.N}} = \cdot 0.577 \cdot 320 = 185MPa$$

$$\sigma_{W.zd} = K_{d.m} \cdot K_A \cdot \sigma_{W.zd.N} = 1.0 \cdot 1.0 \cdot 320MPa = 320 \cdot MPa$$

$$\tau_{W.s} = K_{d.m} \cdot K_A \cdot \tau_{W.s.N} = 1.0 \cdot 1.0 \cdot 185MPa = 185 \cdot MPa$$

Formzahl Biegung lt. Aufgabenstellung

$$K_{t.b} = 1.0$$

Damit sind die bezogenen Spannungsgefälle für die Kerbe

$$G_\sigma(r) = \frac{2.3}{r} = \frac{2.3}{4.0mm} = 0.58 \cdot \frac{1}{mm}$$

...und für die Spannungsart

$$G_\sigma(d) = \frac{2}{b} = \frac{2}{30mm} = 0.07 \cdot \frac{1}{mm}$$

$$a_g = 0.5$$

$$b_g = 2700$$

Die Stützzahlen für die Kerbe:

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

$$n_\sigma(r) = 1 + \sqrt{G_\sigma(r) \cdot mm} \cdot 10^{-\left(a_g + \frac{R_m}{b_g \cdot MPa}\right)} = 1 + \sqrt{0.58} \cdot 10^{-\left(0.5 + \frac{800}{2700}\right)} = 1.12$$

Die Stützzahlen für die Spannungsart:

$$n_\tau(d) = 1 + G_\sigma(d) \cdot mm \cdot 10^{-\left(a_g - 0.5 + \frac{R_m}{b_g \cdot MPa}\right)} = 1 + 0.07 \cdot 10^{-\left(0.5 - 0.5 + \frac{800}{2700}\right)} = 1.04$$

$$K_{f.b} = max\left(\frac{K_{t.b}}{n_\sigma(r) \cdot n_\sigma(d)}, \frac{1}{n_\sigma(d)}\right) = max\left(\frac{1.0}{1.12 \cdot 1.04}, \frac{1}{1.04}\right) = 0.96$$

Der Randschichtfaktor

$K_V = 1.2$ da harte Randschicht vorliegt lt. Aufgabenstellung

Rauheitsfaktor

$K_{R.\sigma} = 0.9$ lt. Aufgabenstellung

Konstruktionsfaktoren

$$K_{WK.b} = \left(K_{f.b} + \frac{1}{K_{R.\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V} = \left(0.96 + \frac{1}{0.9} - 1\right) \cdot \frac{1}{1.2} = 0.89$$

$$S_{WK.b} = \frac{\sigma_{W.zd}}{K_{WK.b}} = \frac{320MPa}{0.89} = 359.55 \cdot MPa$$

Vergleichsspannungen

$$S_{m.v} = \sqrt{\left(S_{m.zd} + S_{m.b}\right)^2 + 3\left(T_{m.s} + T_{m.t}\right)^2}$$

$$= \sqrt{(0MPa + 83.33MPa)^2 + 3\,(0MPa + 0MPa)^2} = 83.33 \cdot MPa$$

Bauteil-Ausschlagfestigkeit aus linkem Smithdiagramm, Uberlastfall 2

$S_{AK.b} = 340MPa$ bei $S_m = 83.33$ MPa

$j_D = 1.3$

$$a_{AK.b} = \frac{S_{a.b} \cdot j_D}{min\left(S_{AK.b}, 0.75 \cdot R_p\right)} = \frac{83.33MPa \cdot 1.3}{\min(340MPa, 0.75 \cdot 1.5 \cdot 545MPa)} = 0.32$$

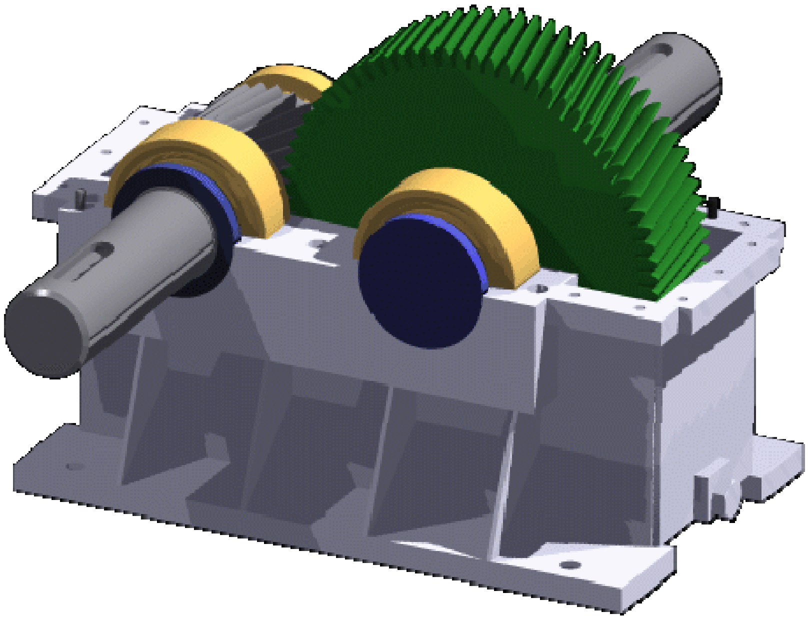
Auslastungen für zusammengesetzte Spannungsarten

$$a_{AK.Sv} = \sqrt{\left(a_{AK.zd} + a_{AK.b}\right)^2 + \left(a_{AK.s} + a_{AK.t}\right)^2} = \sqrt{(0.0 + 0.32)^2 + (0.0 + 0.0)^2} = 0.32$$

Die Einzelauslastung sowie die Gesamtauslastung sind kleiner 1, damit ist die Dauerfestigkeit gegeben.

Aufgabe 3:

Ein einstufiges Stirnradgetriebe (Eingriffswinkel α_n = 20°) wird zum Antrieb einer einzylindrigen Kolben-pumpe eingesetzt. Das Getriebe wird durch einen Einzylinder-Verbrennungs-motor angetrieben. Die Zähnezahlen sind mit z_1 = 19 und z_2 = 92 festgelegt. Der Achsabstand beträgt a = 670 mm und der Normalmodul m_n = 12 mm.



a) Wie groß muss der Schrägungswinkel sein, wenn die Zahnräder keine Profilverschiebung besitzen?

b) Die Zahnräder aus dem Vergütungsstahl Ck 45 werden induktiv gehärtet. Die Linienlast auf der Ersatz-Geradverzahnung beträgt 500 N/mm. Führen Sie bitte den Festigkeitsnachweis für die Zahnflankenbeanspruchung durch! Dabei können Sie folgende Annahmen treffen:

Dynamikfaktor:	$K_V = 1$
Verzahnungsqualität:	IT 5
Faktoren der Zahnflankenspannung:	$Z_B = Z_\varepsilon = Z_\beta = 1$
Faktoren der Zahnflankenbeanspruchung:	$Z_L = Z_R= Z_V = Z_N = 1$
Sicherheit gegen Grübchenbildung	ν_H=1,25

c) Welches maximale Drehmoment kann das Ritzel dauerfest im Hinblick auf die Zahnfußfestigkeit übertragen, wenn bei gleichbleibendem Achsabstand der Schrägungswinkel auf 9° erhöht wird? Zur Vereinfachung der Rechnung werden Ihnen folgende Größe zur Verfügung gestellt:

Dynamikfaktor:	$K_V = 1$
Verzahnungsqualität:	IT 5
Sprungüberdeckung:	$\varepsilon_\beta = 2$
Überdeckungsfaktor:	$Y_\varepsilon = 1$
Profilverschiebungsfaktor des Rades:	$x_2 = - 0{,}2$
Sicherheit gegen Zahnfußbruch	ν_F=1,7

Aufgabe 3:

Ein einstufiges Stirnradgetriebe (Eingriffswinkel α_n = 20°) wird zum Antrieb einer einzylindrigen Kolbenpumpe eingesetzt. Das Getriebe wird durch einen Einzylinder-Verbrennungsmotor angetrieben. Die Zähnezahlen sind mit z_1 = 19 und z_2 = 92 festgelegt. Der Achsabstand beträgt a = 670 mm und der Normalmodul m_n = 12 mm.

a) Wie groß muss der Schrägungswinkel sein, wenn die Zahnräder keine Profilverschiebung besitzen?

Lösungsteil:

Geg:

$\alpha_n = 20°$

$m_n = 12$ mm

$z_1=19$

$z_2=92$

$x_1=x_2=0$

Null-Achsabstand:

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = d_1 \cdot \frac{(1+u)}{2}$$

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos\beta}$$

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

$$ß = \arccos(\frac{z_1 \cdot m_n}{a_d} \cdot \frac{1+u}{2})$$

$$ß = \arccos(\frac{19 \cdot 12mm}{2} \cdot \frac{1+\frac{92}{19}}{670mm})$$

$$ß = 6{,}264°$$

b) Die Zahnräder aus dem Vergütungsstahl Ck 45 werden induktiv gehärtet. Die Linienlast auf der Ersatz-Geradverzahnung beträgt 500 N/mm. Führen Sie bitte den Festigkeitsnachweis für die Zahnflankenbeanspruchung durch! Dabei können Sie folgende Annahmen treffen:

Dynamikfaktor:	$K_V = 1$
Verzahnungsqualität:	IT 5
Faktoren der Zahnflankenspannung:	$Z_B = Z_\varepsilon = Z_\beta = 1$
Faktoren der Zahnflankenbeanspruchung:	$Z_L = Z_R = Z_V = Z_N = 1$
Sicherheit gegen Flankenbruch:	$\nu_H = 1{,}25$

Lösungsteil:

Flakenpressung:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_B \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{1+u}{u}} \cdot \sqrt{\frac{F_{t,eq}}{d_{ab} \cdot b_{ab}} \cdot K_v \cdot K_{H\beta}}$$

$$\sigma_H \le \sigma_{Hzul} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N}{\nu_H} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R$$ mit $Z_N = 1$ und $Z_L = Z_R = Z_V = Z_N = 1$

$$\nu_H = \frac{\sigma_{H\lim}}{\sigma_{Hzul}}$$

$K_{AB} = 2$ (siehe Skript ME II, Tabelle S. 402)

$K_{H\beta} = 1{,}3$ (siehe Skript ME II, Tabelle S. 426)

Elastizitätsfaktor:

$Z_E = 190 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$ (siehe Skript ME II, Tabelle S. 423)

Zonenfaktor:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b \cdot \cos\alpha_{wt}}{\cos^2\alpha_t \cdot \sin\alpha_{wt}}} ,$$

$\alpha_{wt} = \alpha_t$, da keine Profilverschiebung vorliegt.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b}{\cos\alpha_t \cdot \sin\alpha_t}}$$

$$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} \quad => \quad \alpha_t = 20{,}111°$$

$$\sin\beta_b = \sin\beta \cdot \cos\alpha_n \quad => \quad \beta_b = 5{,}885°$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b \cdot \cos\alpha_{wt}}{\cos^2\alpha_t \cdot \sin\alpha_{wt}}} = 2,482$$

$$\sqrt{\frac{1+u}{u}} = 1,098$$

$$\sigma_H = 190\sqrt{\frac{N}{mm^2}} \cdot 2,482 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,098 \cdot \sqrt{500\frac{N}{mm} \cdot \frac{1}{229,369mm} \cdot 1 \cdot 1,3}$$

$$\sigma_H = 872\frac{N}{mm^2}$$

Werkstofffestigkeit von Vergütungsstahl Ck 45, induktiv gehärtet: $\sigma_{H\lim} = 1100\frac{N}{mm^2}$

$\nu_H = \frac{1.100}{872} = 1,26 > 1,25$ => Die Forderung nach dauerfeste Auslegung ist gegeben!

c) Welches maximale Drehmoment kann das Ritzel dauerfest im Hinblick auf die Zahnfußfestigkeit übertragen, wenn bei gleichbleibendem Achsabstand der Schrägungswinkel auf 9° erhöht wird? Zur Vereinfachung der Rechnung sind folgende Annahmen getroffen worden:

Sprungüberdeckung:	$\varepsilon_\beta = 2$
Überdeckungsfaktor:	$Y_\varepsilon = 1$
Profilverschiebungsfaktor des Rades:	$x_2 = -0,2$
Sicherheit gegen Zahnfußbruch	$\nu_F = 1,7$

Lösungsteil:

Achsabstand:

$$a = a_d \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}} \quad => \quad \cos\alpha_{wt} = \frac{a_d}{a} \cdot \cos\alpha_t$$

Stirneingriffswinkel:

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20°}{\cos 9°}\right) = 20,229°$$

Null-Achsabstand:

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos\beta} = 230{,}842\,mm$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos\beta} = 1.117{,}761\,mm$$

$$a_d = 674{,}302\,mm$$

Betriebseingriffswinkel:

$$\alpha_{wt} = 19{,}206°$$

Summe der Profilverschiebung:

$$\sum x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan\alpha_n} \cdot \left(inv\alpha_{wt} - inv\alpha_t\right)$$

$$\mathrm{inv}\,\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \alpha_{wt} \cdot \frac{\pi}{180°} = 0{,}01317$$

$$\mathrm{inv}\,\alpha_t = \tan\alpha_t - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180°} = 0{,}01544$$

Profilschiebung des Ritzels:

$$\sum x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \tan\alpha_n} \cdot \left(inv\alpha_{wt} - inv\alpha_t\right) = -0{,}35$$

$$x_1 = \sum x - x_2 = -0{,}35 + 0{,}2 = -0{,}15$$

Ersatzzähnezahl des Ritzels:

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{19}{\cos^3 9°} = 19{,}7$$

Zahnformfaktor Y_{F1}: Diagramm aus Skript S.413

$$Y_{F1}(z_{n1} \approx 19{,}7\, u.\, x_1 = -0{,}15) = 3{,}2 \ldots 3{,}25$$

Spannungskorrekturfaktor Y_{S1}: Diagramm aus Skript S.415

$$Y_{S1}(z_{n1} \approx 19{,}7\, u.\, x_1 = -0{,}15) = 1{,}5 \ldots 1{,}55$$

Bestimmung der Zahnbreite:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \quad => \quad b = \varepsilon_\beta \cdot \frac{\pi \cdot m_n}{\sin\beta} = 481{,}980\,mm$$

$K_{F\beta}$ = 1,15 (siehe Skript ME II, Tabelle S. 417)

K_V =1 (Aufgabenstellung)

$$\sigma_{F1} = \frac{T_{1,eq} \cdot K_V \cdot K_{F\beta}}{r_1 \cdot b_1 \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{S1} \cdot Y_\varepsilon$$

$$\sigma_F \leq \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{NT}}{\nu_F}$$

$$\frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{NT}}{\nu_F} = \frac{T_{1,eq} \cdot K_V \cdot K_{F\beta}}{r_1 \cdot b_1 \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{S1} \cdot Y_\varepsilon$$

$$T_1 = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_{NT} \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot m}{\nu_F \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{S1} \cdot Y_\varepsilon}$$

Werkstofffestigkeit von Vergütungsstahl Ck 45, induktiv gehärtet: $\sigma_{F\lim} = 270\frac{N}{mm^2}$

$$T_1 = \frac{270\frac{N}{mm^2} \cdot 1 \cdot \frac{230,842}{2} mm \cdot 481,980\, mm \cdot 12mm}{1,7 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 3,25 \cdot 1,55 \cdot 1}$$

$$T_1 = 18,302\, kNm$$

TU Clausthal

24.09.2014

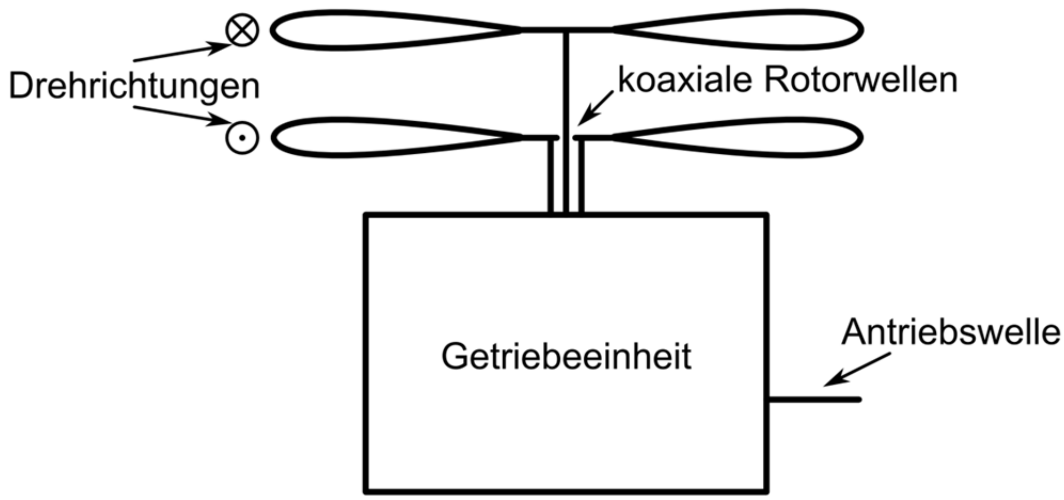
Konstruktionsaufgabe

Name: ______________________________ **Vorname:** ____________________

Mögliche Punkte: 25	**Erreichte Punkte:**

Für eine Hubschrauberdrohne mit Koaxialrotor sollen Sie das Antriebsgetriebe entwerfen. Der Antrieb erfolgt über einen Verbrennungsmotor, dessen Antriebsachse um 90° zur Drehachse der beiden Koaxialrotoren angeordnet ist. Das Getriebe muss die folgenden Anforderungen erfüllen:

- koaxiale Anordnung beider Rotoren (gleiche Drehachse)
- gleiche Drehzahlen für beide Rotoren bei entgegengesetzter Drehrichtung
- 90° zwischen An- und Abtrieb
- Untersetzung von $i = \frac{n_{An}}{n_{Ab}} = 5$



Fertigen Sie für das Getriebe eine eindeutige Handskizze (Gehäuse, Ein- und Ausgangswellen, sowie alle zur Funktionserfüllung notwendigen Komponenten) auf dem beiliegenden DIN A3 - Blatt an. Beachten Sie hierbei die Aspekte der Welle-Nabe-Verbindung, Lagerung, Schmierung, Abdichtung, Gehäusegestaltung, Montagegerechtheit, sowie eine TZ-konforme Darstellung.