

Aufgabenkatalog zur Konstruktion 1 - 3

Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik
Fachgebiet Konstruktion & Produktzuverlässigkeit

Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich

Erstellt und überarbeitet von Dipl.-Ing. Boris Gieseler, Dipl.-Ing. Oliver Capek, Dipl.-Ing. Henrike Nimmig, Dr.-Ing. Jules Njinku, Dipl.-Ing. Niels Ockert, Dipl.-Ing. Daniel Pucknat, Dipl.-Ing. Torsten Sadowski, Dipl.-Ing. Tobias Bach, M. Sc. Tomasz Pronobis, M. Sc. Hanns Michel

Die hier befindlichen Aufgaben sollen einen Überblick über die Fächer Konstruktion 1-3 bieten und stellen den Anspruch, sie mit Hilfe von Fachliteratur und Selbststudium lösen zu können.

Zum Wintersemester 16/17 wurde der Aufgabenkatalog neu sortiert und die Themengebiete der jeweiligen Veranstaltung K1, K2 oder K3 zugeordnet. Dennoch können einzelne Aufgaben veranstaltungsübergreifende Teilfragen enthalten. Zum Teil wurden und werden Aufgaben aus dem Aufgabenkatalog als Klausuraufgaben in veränderter Form verwendet, und dienen damit der Orientierung. Als Hilfestellung zur Vorbereitung existiert ein Ergebniskapitel. Dieses beinhaltet zum Teil die Zahlenergebnisse der Aufgaben und kann als Kontrolle der eigenen Rechnung dienen.

Bei Fragen und Problemen zum Verständnis der Aufgaben ist ein Besuch der angebotenen Sprechstunden sehr zu empfehlen. Musterlösungen zu den Aufgaben werden jedoch keinesfalls herausgegeben.

Bei Anmerkungen und Verbesserungsvorschlägen wenden sie sich bitte an M. Sc. Hanns Michel:
h.michel@tu-berlin.de.

Stand: 12. Oktober 2016

Inhaltsverzeichnis

0	Konstruktion und allgemeine Festigkeit	5
0.1	Allgemeines	5
0.2	Festigkeit	8
1	Konstruktion 1	11
1.1	Wälzlager	11
2	Konstruktion 2	17
2.1	Zahnradgetriebe	17
2.2	Federn	24
2.3	Schraubenverbindungen	29
3	Konstruktion 3	39
3.1	Kupplungen und Bremsen	39
3.2	Zugmittelgetriebe	45
3.3	Passungen	48
4	Lösungen	51

- (c) Wie ändert sich die rechnerische Lebensdauer eines Kugellagers, wenn die Belastung auf den 1,6 fachen Wert erhöht und die Drehzahl um 50% gesenkt wird?
- (d) Wie ändert sich die Sommerfeldzahl eines Gleitlagers, wenn bei gleichbleibender Belastung, gleichem Öl, gleicher Betriebstemperatur und gleicher Drehzahl alle geometrischen Abmessungen mit dem Faktor $\lambda = 1,25$ vergrößert werden?

0.1.3 Keilwellen (3 Punkte)

- (a) Welche Profilformen finden für Keilwellen–Keilnaben–Verbindungen Verwendung?
- (b) Wie erfolgt die Zentrierung der Keilnabe auf der Keilwelle bei den von Ihnen genannten Profilformen?
- (c) Wie werden die Profile der Keilwellen und Keilnaben gefertigt?

0.1.4 Werkstoffe (3 Punkte)

Wählen Sie für folgende Bauteile aus der Liste der angegebenen Werkstoffe den geeigneten aus. Begründen Sie Ihre Wahl in Stichworten.

- (a) Kurbelwelle für Kfz-Motor
- (b) geschweißte Vorrichtung
- (c) gegossenes Getriebegehäuse (500mm, 300mm, 400mm)
- (d) Zahnrad (σ_F, σ_H hoch, $m = 3mm, z = 23$)
- (e) Welle eines E-Motors ($P = 10kW$)
- (f) Drehstabfeder

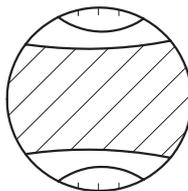
Werkstoffe: GG-20, GGG-60, GS-38, St 37-2, St 52-3, St 60-2, Ck 45, 42 CrMo 4, C 15, 16 MnCr 5, 50 CrV 4, 58 Si 7

0.1.5 Dauerbruch (3 Punkte)

Die Bruchfläche einer durch Dauerbruch gebrochenen Welle hat das untenstehend abgebildete Aussehen.

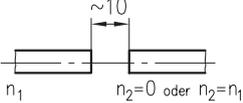
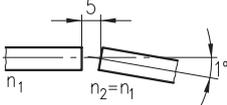
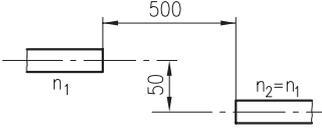
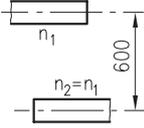
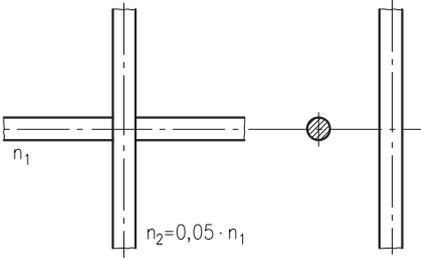
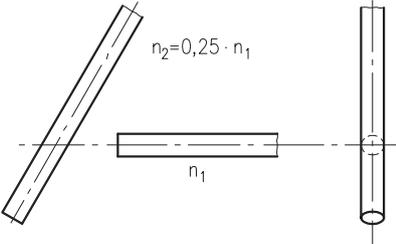
- (a) Welche Belastung lag vor?
- (b) War die Welle hoch oder niedrig belastet?

Begründen Sie in Stichworten die Antworten zu o.g. Fragen.



0.1.6 Drehmomentenübertragung bei Wellen (3 Punkte)

Nennen Sie Maschinenelemente, die geeignet sind ein Drehmoment zwischen zwei Wellen zu übertragen, welche die in den Skizzen angegebene Lage zueinander haben und deren Drehzahlen sich wie angegeben verhalten.

 <p>n_1 $n_2=0$ oder $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=n_1$</p>	
 <p>n_1 $n_2=0,05 \cdot n_1$</p>	
 <p>$n_2=0,25 \cdot n_1$ n_1</p>	

0.1.7 Umformen (3 Punkte)

Umformende Fertigungsverfahren eignen sich besonders zur Herstellung hochbeanspruchter Bauteile.

- Nennen Sie 3 derartige Fertigungsverfahren und jeweils ein typisches Bauteil, das nach diesem Verfahren hergestellt wird.
- Erläutern Sie die Vorteile der umformenden gegenüber den spanenden Fertigungsverfahren anhand der Herstellung und der Eigenschaften von Schrauben.

0.2 Festigkeit

0.2.1 Theorie (3 Punkte)

2 Wellen mit den Durchmessern $d_1 = d$ und $d_2 = 2d$ aus dem gleichen Werkstoff werden

- durch eine Zugkraft F_z
- durch ein Drehmoment M_t

belastet.

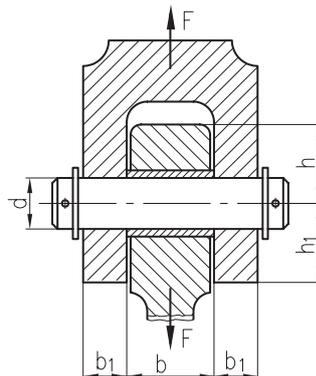
- (a) Welche Verhältnisse F_{z1}/F_{z2} bzw. M_{t1}/M_{t2} ergeben sich für die ertragbaren Belastungen?
- (b) In welchem Verhältnis stehen die Torsionssteifigkeiten, wenn die Wellen die Längen $l_1 = l$ und $l_2 = 2l$ haben?

0.2.2 Bolzen (4 Punkte)

Die dargestellte Gelenkverbindung mit Bolzen (Bolzendurchmesser: $30h6$) ist mit einer Kraft $F = 30$ kN belastet. Zulässige Beanspruchungen:

- Gleitsitz: $p_{zul} = 20N/mm^2$
- Festsitz: $p_{zul} = 90N/mm^2$
- Biegung: $\sigma_{b,zul} = 125N/mm^2$

- (a) Geben Sie geeignete Passungen für die Bohrungen in der Gabel und im Stangenkopf an.
- (b) Bestimmen Sie die erforderliche Breite der Gabel (b_1) und des Stangenkopfes (b). Hinweis: $2b_1/b \approx 0,25$
- (c) Prüfen Sie, ob die Biegebeanspruchung des Bolzens den zulässigen Wert überschreitet



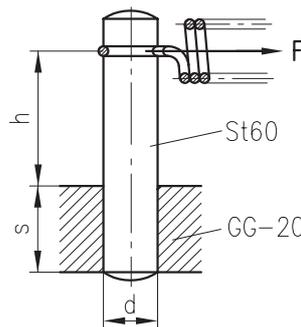
0.2.3 Wöhlerdiagramm (2 Punkte)

Skizzieren Sie qualitativ das Wöhlerdiagramm für einen Baustahl. Tragen Sie die Linien für die Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{ij} = 10\%$, 50% , 90% ein. Kennzeichnen Sie den Zeitfestigkeits- und den Dauerfestigkeitsbereich. (Achsen genau bezeichnen!)

0.2.4 Stift (6 Punkte)

Ein eingepreßter Stift mit Rille dient zur Befestigung einer Zugfeder die mit einer Kraft F gespannt ist.

- Zeichnen sie qualitativ den Verlauf der Pressung in der Bohrung, der sich aus der Belastung durch die Kraft F ergibt.
- Wie groß darf F werden, wenn folgende zulässige Spannungen und Flächenpressungen nicht überschritten werden dürfen?



für St 50: $\sigma_{b,zul} = 110\text{N/mm}^2$, $\tau_{Sch,zul} = 50\text{N/mm}^2$, $p_{zul} = 160\text{N/mm}^2$

für GG 20: $p_{zul} = 70\text{N/mm}^2$

Geometriedaten: $s = 20\text{mm}$, $h = 35\text{mm}$, $d = 10\text{mm}$

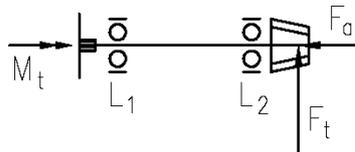
1 Konstruktion 1

1.1 Wälzlager

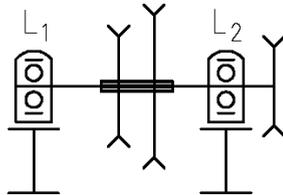
1.1.1 Auswahl (5 Punkte)

Nennen Sie geeignete Wälzlager für die Lagerstellen L_1 und L_2 für die unter a) bis d) angeführten Lagerungsfälle. Begründen Sie Ihre Wahl in Stichworten.

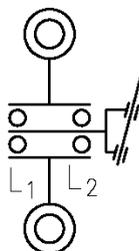
- (a) Kegelritzellagerung mit hoher Axial- und Radialbelastung. Welches Lager nimmt die Axialkraft auf?



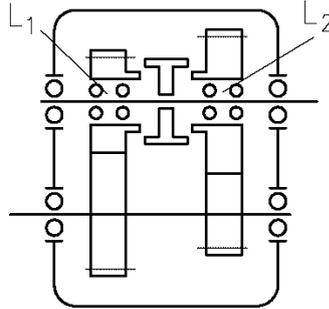
- (b) Keilriemenvorgelegewelle in Stehlagern gelagert, die auf einem geschweißten Stahlgerüst (z.B. Kran) montiert sind.



- (c) Lagerung eines nicht angetriebenen Kfz - Vorderrads.



- (d) Lagerung der Losräder in einem Schaltgetriebe



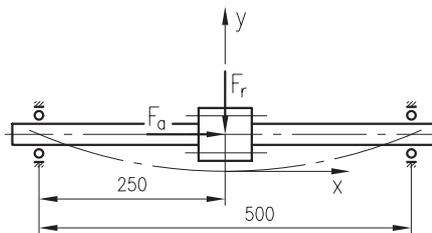
1.1.2 Wellenlagerung (10 Punkte)

Eine zweifach gelagerte Welle wird durch die beiden Kräfte $F_a = 4500N$ und $F_r = 4000N$ belastet. Unter dieser Last biegt sie sich in der Mitte um $f = 650\mu m$ dadurch. Sie ist in einem Loslager und einem Festlager gelagert. Der Einbauraum für das Festlager ist mit $d = 55mm$, $D = 120mm$ und $B = 19mm$ festgelegt. Daher stehen die folgenden 4 Lager zur Verfügung:

- (a) Rillenkugellager 6311, DIN 625
- (b) Pendelkugellager 1311, DIN 630
- (c) Zylinderrollenlager NUP 311, DIN 5412
- (d) Pendelrollenlager 21311, DIN 5412

Untersuchen Sie, welche dieser 4 Lager bei einer Wellendrehzahl $n = 360 \frac{1}{min}$ und einer geforderten Mindestlebensdauer von 10000 Betriebsstunden für den genannten Lagerungsfall infrage kommen. Wählen Sie aus den Lagern, die diese Bedingungen erfüllen, ein Lager aus und begründen Sie diese Auswahl.

Hinweis: Die Welle ist so gestaltet, dass ihre Biegelinie in guter Näherung durch eine Parabel ($y = ax^2$) beschrieben wird.



Lagerdaten: (Angaben nach FAG-Katalog Publ.- Nr.: 41600 DA)

- (a) Rillenkugellager 6311
Einstellwinkel: $5' \dots 10'$ für niedrige Belastung, $8' \dots 16'$ für hohe Belastung
 $C = 58,5kN$, $C_0 = 45kN$, $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$
- (b) Pendelkugellager 1311
Einstellwinkel bis 4°
 $C = 39kN$, $C_0 = 22,4kN$, $e = 0,24$
 $F_a/F_r \leq e : Y = 2,6$, $P = F_r + Y \cdot F_a$

$$F_a/F_r > e : Y = 4,1, P = 0,65 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

(c) Zylinderrollenlager NUP 311 E

Einstellwinkel: 1' ... 2' für niedrige Belastung, 3' ... 4' für hohe Belastung

$$C = 98kN, C_{\perp} = 65,5kN$$

$$P = F_r \text{ wenn } F_a/F_r \leq 0,11, \text{ sonst } P = 0,93 \cdot F_r + 0,69 \cdot F_a$$

(d) Pendelrollenlager 21311

Einstellwinkel: bis 2° für niedrige Belastung, bis 0,5° für hohe Belastung

$$C = 100kN, C_0 = 93kN, e = 0,24$$

$$F_a/F_r \leq e : Y = 2,8, P = F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_a/F_r > e : Y = 4,1, P = 0,67 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

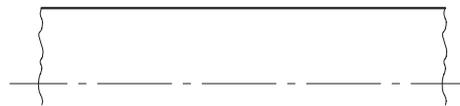
zu (a):

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0,0025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

1.1.3 Gestaltung (3 Punkte)

Skizzieren Sie ein Festlager für folgende Anforderungen:

- nur Schrägkugellager zulässig
- hohe Steifigkeit gegen Kippmomente bzw. Winkelverlagerungen
- Fettschmierung
- Drehzahl $n \leq 1000 \frac{1}{min}$
- Wellenende wird nach links aus dem Gehäuse herausgeführt
- (Welle kann konstruktiv verändert werden, Gehäuse soweit erforderlich zeichnen.)

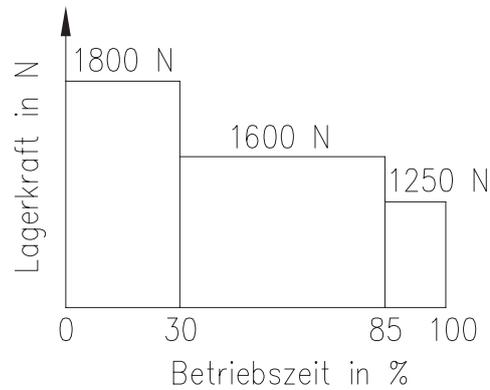


1.1.4 Theorie (3 Punkte)

- (a) Wie ist die dynamische Tragzahl für Wälzlager definiert?
- (b) Wie bestimmt man die äquivalente Lagerbelastung P , wenn gleichzeitig axiale und radiale Lagerkräfte wirken?

- (c) Bestimmen Sie die äquivalente Lagerbelastung P für die im Diagramm gegebene stufenweise veränderliche Lagerkraft.

Es werden Rillenkugellager verwendet, für die Drehzahl gilt $n = const.$



1.1.5 Drucklager (7 Punkte)

Die Zeichnung zeigt eine Drucklagerkonstruktion zur Aufnahme der Schubkraft eines Schiffspropellers. F_A und F_R sind äußere Lasten, aus denen sich die Lagerlasten F_a und F_r bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt entsprechend ergeben.

$$n = 400 \text{ min}^{-1}, F_A = 150 \text{ kN}, F_R = 2,5 \text{ kN}$$

Pendelrollenlager	$C = 1050 \text{ kN}$	$e = 0,33$	
	$X = 1$	$Y = 2$	für $F_a/F_r \leq e$
	$X = 0,67$	$Y = 3$	für $F_a/F_r > e$
Axial-Pendelrollenlager	$C = 1100 \text{ kN}$		
	$P = F_a + 1,2F_r$		für $F_r \leq 0,55F_a$

- (a) Erläutern Sie in kurzen Worten die Funktion der Lager bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt. Bei Vorwärtsfahrt wirkt die axiale Schubkraft in der eingezeichneten Richtung.
- (b) Berechnen Sie die Lebensdauer L_{10h} der Lager für 96% Vorwärtsfahrt und 4% Rückwärtsfahrt während der Gesamtbetriebszeit.
- (c) Bei zu hoher axialer Belastung versagt das Pendelrollenlager vorzeitig. Wie kann das Problem behoben werden? Nennen Sie dazu zwei alternative Lagerungsarten sowie deren Vor- und Nachteile.

2 Konstruktion 2

2.1 Zahnradgetriebe

2.1.1 Stirnradgetriebe mit Leistungsteilung (12 Punkte)

Ein dreirädriges, geradzahntes Getriebe ist durch das nebenstehende Getriebeschema (Skizze 1) und durch die angeführten Daten bestimmt. Die Verzahnung der Räder ist eine genormte Evolventenverzahnung. Der Antrieb des Getriebes erfolgt über Rad 2, das Antriebsdrehmoment verteilt sich im Verhältnis 1:2 auf Rad 1 und Rad 3. Die Einleitung des Drehmomentes M_t in die Welle W_2 geschieht biegemomentfrei. Gegeben:

$$\begin{aligned} P_2 &= 12,5 \text{ kW} & n_2 &= 250 \text{ min}^{-1} \\ n_3 &= n_1 = 375 \text{ min}^{-1} \pm 5\% & z_2 &= 31 \\ \alpha &= 20^\circ & \text{Achsabstand } a &= 76,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Berechnen Sie:

- die Zähnezahl z_3
- den Modul m
- den Teil-, den Fuß-, den Kopf- und den Grundkreisdurchmesser des Rades 2.
- Zeichnen Sie die auf das Rad 2 wirkenden Zahnkräfte mit Beschriftung in die Skizze 2 ein.
- Berechnen Sie die auf das Zahnrad 2 wirkenden Zahnkräfte.
- Bestimmen Sie für das Rad 2 die für die geforderte Flankentragfähigkeit erforderliche Zahnbreite und die Sicherheit gegen Dauerbruch im Zahnfuß. Die Flankenpressung errechnet sich aus

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_E \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u}} \text{ mit } Z_H = 2,495 ; \\ Z_E &= 190 \sqrt{N/\text{mm}^2} ; \sigma_{H,lim} = 1600 \text{ N/mm}^2 ; S_H = 1,6 . \end{aligned}$$

Für die Zahnfuß-Biegespannung gilt:

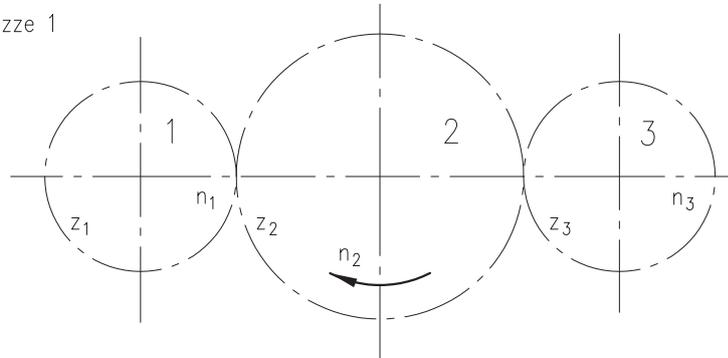
$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm} Y_F Y_\epsilon ; Y_F = 2,6 ; Y_\epsilon = 1,8 , \sigma_{F,lim} = 450 \text{ N/mm}^2$$

Für nicht aufgeführte Werte gilt der Wert 1.

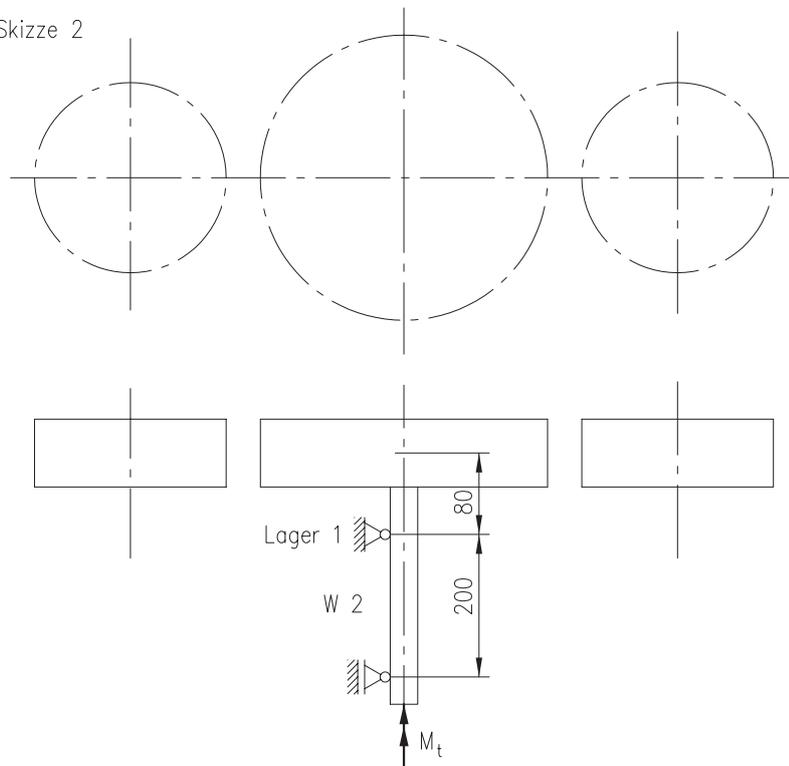
- Berechnen Sie die auf das Lager 1 wirkenden Lagerkräfte und die Lagerlebensdauer L in Umdrehungen und L_h in Stunden. Das Lager 1 ist als Festlager ausgebildet. Verwendet wird ein zweireihiges Schrägkugellager 3208 mit folgenden Daten:

$$\begin{aligned}
 C &= 41,8kN & e &= 0,86 \\
 X &= 1 & Y &= 0,73 & \text{für } F_a/F_r \leq e \\
 X &= 0,62 & Y &= 1,17 & \text{für } F_a/F_r > e
 \end{aligned}$$

Skizze 1



Skizze 2

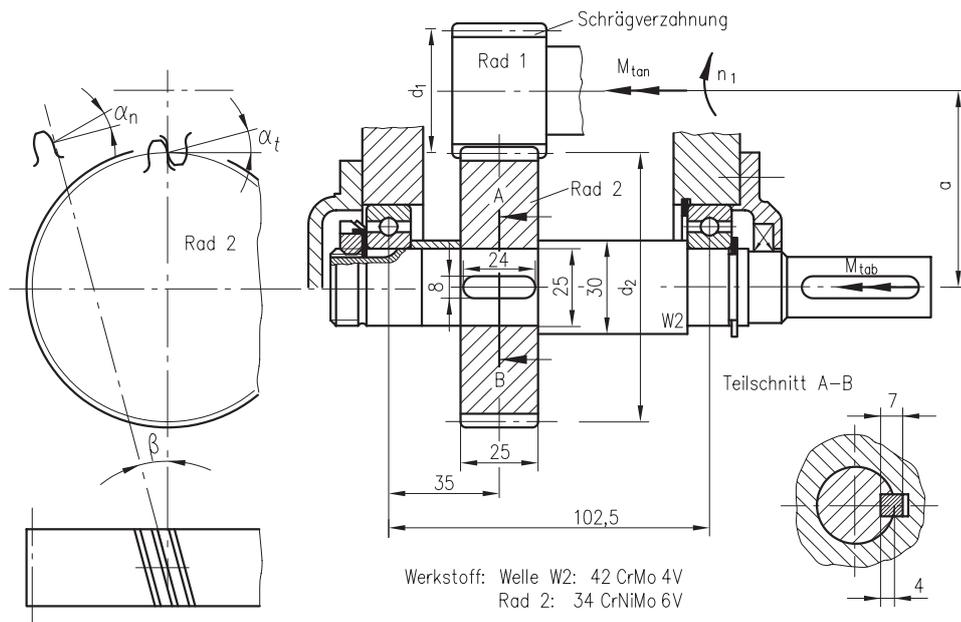


2.1.2 Stirnradgetriebe mit Nullverzahnung (13 Punkte)

Das Rad 1 eines schrägverzahnten Stirnradgetriebes mit Nullverzahnung wird mit einer Leistung von $P = 6kW$ angetrieben. (siehe Bild 1) Gegeben:

Teilkreisdurchmesser	$d_1 = 39,340mm$
Teilkreisdurchmesser	$d_2 = 82,822mm$
Modul	$m_n = 2,0mm$
Schrägungswinkel	$\beta = 15^\circ$
Eingriffswinkel	$\alpha_n = 20^\circ$
Drehzahl	$n_1 = 950min^{-1}$

- (a) Berechnen Sie das Übersetzungsverhältnis, den Achsabstand, die Zähnezahlen, den Kopfkreisdurchmesser und den Fußkreisdurchmesser des Rades 2.
- (b) Welchen Schrägungswinkel β^* müssten Sie wählen, wenn Sie einen Achsabstand $a = 60mm$ erreichen wollen?
- (c) Berechnen Sie die Zahnkräfte bei dem ursprünglichen Schrägungswinkel β die auf das Rad 2 wirken und zeichnen Sie diese vorzeichenrichtig in die Skizze ein.
- (d) Berechnen Sie die Lagerkräfte der Welle W_2 . Über welches Bauteil wird die Axialkraft in das Gehäuse eingeleitet? (Lagerdeckel oder Sicherungsring)?
- (e) Berechnen Sie die nominelle Lebensdauer L_{10h} des höher belasteten Lagers. Tragzahlen des verwendeten Lagertyps: $C_{dyn} = 16kN$, $C_0 = 7,8kN$, $f_0 = 12,4$



zu (e):

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8
0,9	0,28	1	0	0,56	1,6
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4
3	0,36	1	0	0,56	1,2
6	0,43	1	0	0,56	1

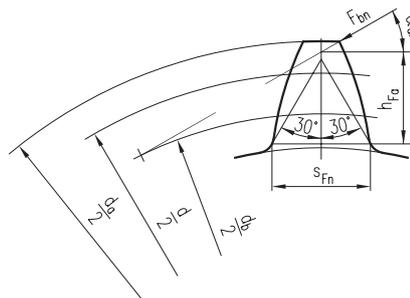
2.1.3 Zahnfußspannung (5 Punkte)

(a) Leiten Sie anhand der Skizze die folgende Formel zur Berechnung der Zahnfußspannung ab.

$$\sigma_{Fo} = \frac{F_{tm}}{bm} Y_{Fa}$$

(b) Welche Größen werden im Zahnformfaktor Y_{Fa} zusammengefasst?

(c) Von welchen Parametern ist der Zahnformfaktor Y_{Fa} abhängig?



2.1.4 Stirnradgetriebe mit Vorgelegewelle (5 Punkte)

Ein zweistufiges geradverzahntes Getriebe mit koaxialen Antriebs- und Abtriebswellen hat folgende Daten:

Achsabstand	$a = 85\text{mm}$
Gesamtübersetzung	$i_{ges} = 5,8421$
Zähnezahlen	$z_1 = z_{gth}$ (theoretische Grenzzähnezahl)
	$z_3 = 19$
	$z_4 = 37$

- (a) Bestimmen Sie einen geeigneten Modul m_1 und die Zähnezahlen z_1, z_2 für die erste Stufe als Nullverzahnung.
- (b) Bestimmen Sie einen geeigneten Modul m_2 und die Summe der Profilverschiebungsfaktoren für die zweite Stufe. **Machen Sie einen Vorschlag für die Aufteilung der Profilverschiebung auf die Zahnräder 3 und 4.**

Verwenden Sie die Formeln:

$$\begin{aligned}\operatorname{inv}\alpha_w &= \frac{2 \tan \alpha (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv}\alpha \\ a &= \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = a_0 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \\ \operatorname{inv}\alpha &= \tan \alpha - \hat{\alpha}\end{aligned}$$

Modul m in mm aus DIN 780: 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8
(Hinweis: $\hat{\alpha}$ im Bogenmaß!)

2.1.5 Theorie 1 (3 Punkte)

Durch Profilverschiebung an beiden Rädern einer Zahnradstufe soll die Zahnfußtragfähigkeit erhöht werden.

- Welches Vorzeichen muss die Profilverschiebung haben?
- Wie wird diese Profilverschiebung bei der Fertigung der Zahnräder erzeugt?
- Wie ändern sich dadurch die folgenden Größen?

	kleiner	größer	gleich
Grundkreisdurchmesser			
Eingriffswinkel			
Wälzkreisdurchmesser			
Achsabstand			
Eingriffsteilung			
Flankentragfähigkeit			

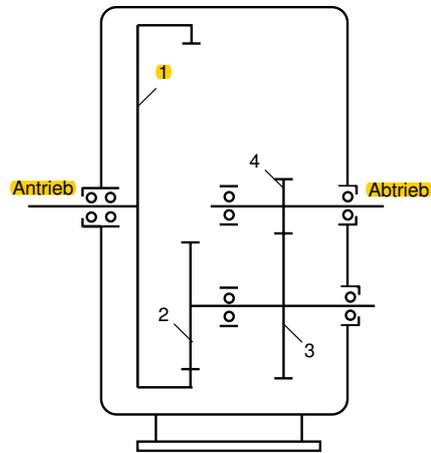
2.1.6 Stirnradgetriebe mit Profilverschiebung (7 Punkte)

Von einem geradzahnten koaxialen Stirnradgetriebe sind folgende Daten bekannt:

1. Stufe	$z_1 = 71$	$z_2 = -23$	$m_{12} = 4,0mm$
2. Stufe	$z_4 = 25$		$m_{34} = 3,5mm$
Abtriebsleistung			$P_b = 18,8kW$
Getriebewirkungsgrad			$\eta_G = 94\%$
Drehzahl der Zwischenwelle			$n_{23} = 1482min^{-1}$

- Welche Drehrichtungen haben die Wellen zueinander (gleich- oder gegensinnig)?
- Wie groß ist der Achsabstand, wenn die Profilverschiebungssumme der ersten Stufe Null ist?
- Wie groß ist die Zähnezahl z_3 , wenn Rad 4 ein V-Plus-Rad mit $x = 0,5$ und Rad 3 ein Null-Rad ist?
- Welche Antriebs- und Abtriebsdrehzahl hat das Getriebe und welche Antriebsleistung ist erforderlich?

(e) Wie groß werden die Lagerkräfte der Abtriebswelle bei symmetrischer Lageranordnung und querkraftfreiem Wellenende?

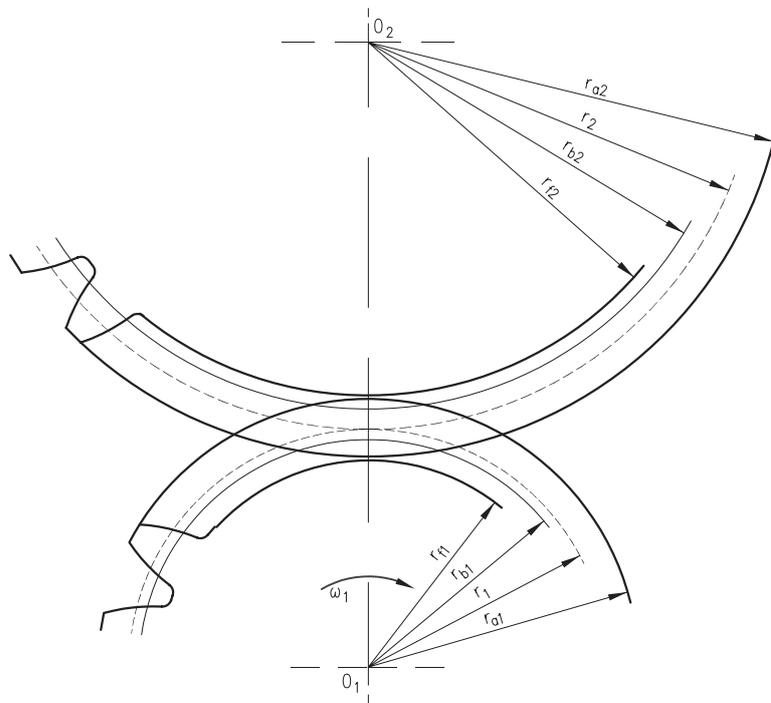


2.1.7 Theorie 2 (5 Punkte)

- (a) Nennen Sie drei Gründe für die Anwendung von Profilverschiebung.
- (b) Welche Grenzen haben positive und negative Profilverschiebung bei Evolventenverzahnungen?
- (c) Wodurch ist die Grenzzähnezahl bestimmt und warum ist die praktische Grenzzähnezahl kleiner als die theoretische?
- (d) Was versteht man unter einer V-Getriebe-, einer Null-Getriebe- und einer V-Null-Getriebestufe?
- (e) Warum kann man den genauen Achsabstand einer V-Getriebestufe nicht mit der Formel $a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2) + m(x_1 + x_2)$ berechnen?

2.1.8 Theorie 3 (5 Punkte)

- (a) Durch welche Maßnahmen kann man bei gegebenem Achsabstand und Übersetzung Unterschnitt vermeiden? Nennen Sie mindestens zwei Maßnahmen.
- (b) Das Rad 2 einer V-Null-Verzahnung hat die Profilverschiebung $v_2 = -m_2x_2$. Welche Profilverschiebung hat das Rad 1?
- (c) Zeichnen Sie die Eingriffslinie und die Eingriffsstrecke für das nicht profilverschobene Zahnradpaar mit genormter Evolventenverzahnung. Rad 1 treibt. Drehrichtung beachten!
- (d) Wie groß ist die Profilüberdeckung des Zahnradpaares. (Modul $m = 6\text{mm}$, Eingriffsstrecke aus der Zeichnung zu (b)). Warum soll die Profilüberdeckung $\epsilon_\alpha > 1$ sein?
- (e) Wie wird die Profilüberdeckung bei der Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit berücksichtigt?



2.2 Federn

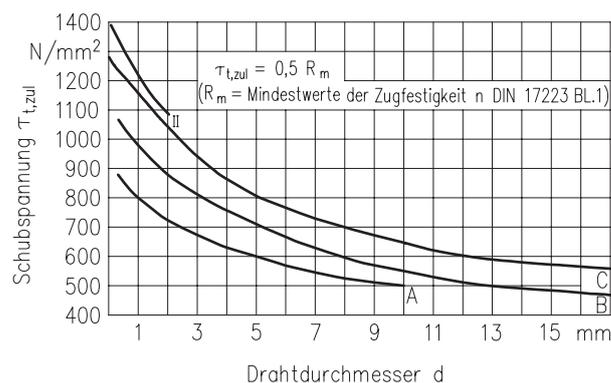
2.2.1 Federschaltung (10 Punkte)

Eine zylindrische Schraubenfeder nach DIN 2098 (Feder 1) wurde für eine Belastung durch eine statische Kraft $F_{max} = 2200N$ ausgelegt.

Abmessungen der Feder 1:

Drahtdurchmesser	$d_1 = 8mm$
Mittl. Windungsdurchmesser	$D_{m1} = 63mm$
Zahl der federnden Windungen	$i_f = 12,5$
Schubmodul	$G = 80.000N/mm^2$
Federsteifigkeit einer Windung	$c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$
Werkstoff	Federstahl C

- Ist die Feder richtig dimensioniert?
- Welcher Federweg ergibt sich bei der Belastung mit F_{max} ?
- Ist dieser Federweg nach der angegebenen Norm realisierbar?



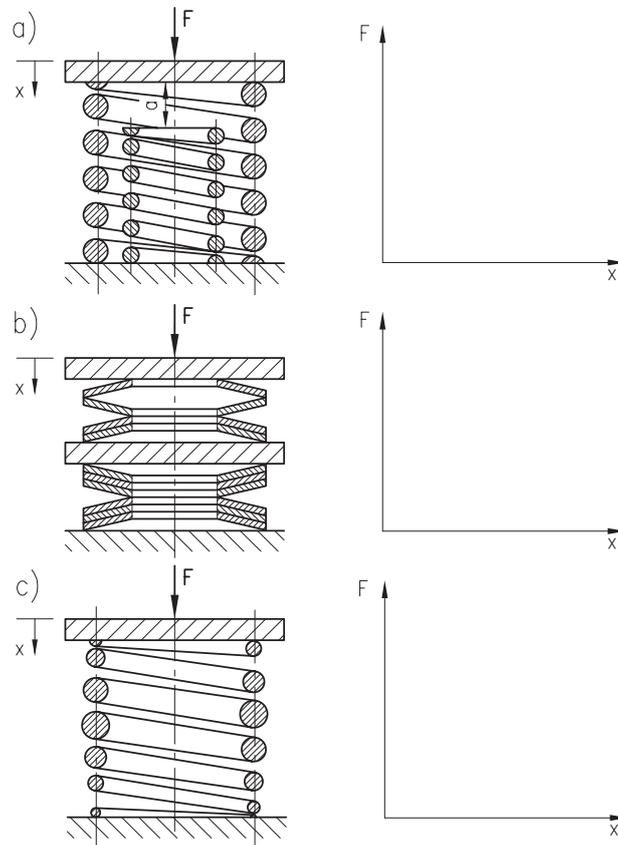
Für den konkreten Anwendungsfall soll ein Federpaket, bestehend aus Feder 1 in geeigneter Kombination mit einer zweiten Feder (Feder 2), mit einer Gesamtkraft von $F_{ges} = 2435N$ belastet werden. Gleichzeitig darf der Federweg aus konstruktiven Gründen einen Wert von $f_{neu} = 120mm$ nicht überschreiten.

- Wie müssen die Federn geschaltet werden?
- Wie würden Sie die Federn anordnen, um eine möglichst raumsparende Konstruktion zu erreichen? (Skizze)
- Welche Federsteifigkeit c_2 muss die Feder 2 haben?
- Bestimmen Sie den mittleren Windungsdurchmesser und die Windungszahl der Feder 2 unter der Bedingung gleicher Beanspruchung für beide Federn und wählen Sie eine geeignete Feder nach Norm (DIN 2098) aus! Drahtdurchmesser der Feder 2: $d_2 = 6,3mm$.
- Überprüfen Sie, ob mit der aus der Norm gewählten Feder 2 der konstruktiv maximal mögliche und der aus der Norm zulässige Federweg überschritten wird?

(i) Lassen sich die Federn entsprechend Ihrem Vorschlag unter Punkt e) montieren?

2.2.2 Federkennlinien (4 Punkte)

Zeichnen Sie qualitativ die Federkennlinie der folgenden Federn bzw. Federanordnungen.



Die Federsteifigkeit der Einzelfedern in a) und b) ist als linear anzunehmen.

2.2.3 Federschaltung (9 Punkte)

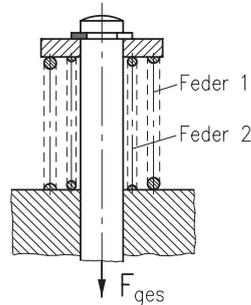
Gegeben ist ein Federsatz mit den Abmessungen:

$$\begin{aligned} d_1 &= 4\text{mm} & D_{m1} &= 28\text{mm} \\ d_2 &= 2\text{mm} & D_{m2} &= 14\text{mm} \\ G &= 80000\text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

Im entspannten Zustand haben beide Federn die gleiche Baulänge. Die Steifigkeit einer Federwindung beträgt $c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$.

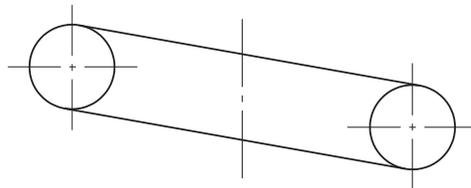
- (a) In welchem Verhältnis F_1/F_2 müssen die Federkräfte stehen, damit die Beanspruchung der beiden Federn gleich groß wird?

- (b) In welchem Verhältnis müssen die Windungszahlen der federnden Windungen i_1/i_2 stehen, damit sich das unter a) ermittelte Kräfteverhältnis einstellt?
- (c) Bei einer Belastung $F_{ges} = 500N$ wird der Federsatz um $f = 15,5mm$ zusammengedrückt. Wie groß ist die Spannung τ_{id} in beiden Federn?



- (d) Welche Windungszahlen haben die Federn?
- (e) Skizzieren Sie qualitativ die Schubspannungsverteilung im Drahtquerschnitt unter Berücksichtigung der Drahtkrümmung.
- (f) Skizzieren Sie ein maßstäbliches Federdiagramm für die Federn 1 und 2 und den Federsatz.
- (g) Welche Federarbeit wird in dem Federsystem gespeichert, wenn die Federn im montierten Zustand mit einer Kraft $F_V = 100N$ vorgespannt sind und mit $F_{ges} = 500N$ belastet werden? Kennzeichnen Sie die dieser Federarbeit entsprechende Fläche im Federdiagramm.

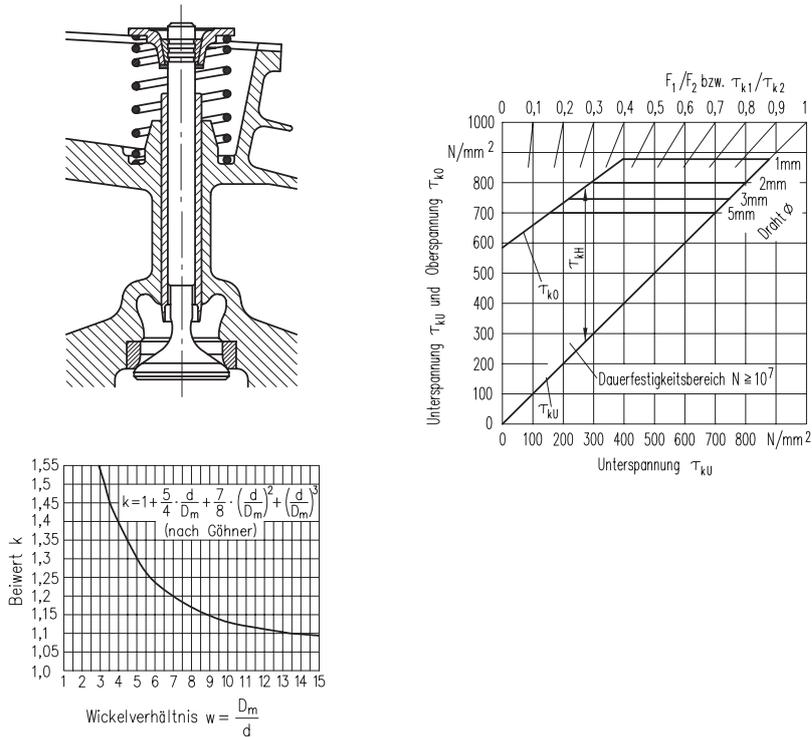
zu e)



2.2.4 Ventilfeeder (5 Punkte)

Überprüfen Sie, ob die Feder plastisch verformt wird und ob eine Dauerfestigkeit der Ventilfeeder gewährleistet ist.

Mittlerer Windungsdurchmesser	$D_m = 25mm$	
Drahtdurchmesser	$d = 3mm$	
Windungszahl (federnd)	$i_f = 8,5$	
Federkraft bei geschlossenem Ventil	$F_V = 200N$	$F_g = F_v + F_h?????$
Ventilhub	$h_H = 9mm$	
Schubmodul	$G = 8,3 \cdot 10^4 N/mm^2$	
Federsteifigkeit einer Windung	$c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$	
Geforderte Sicherheit gegen Dauerbruch	$S_D = 2$	

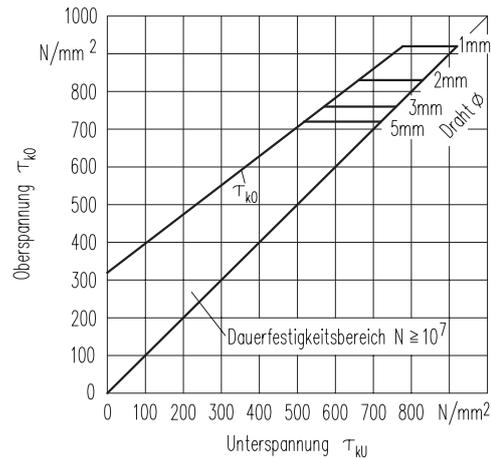
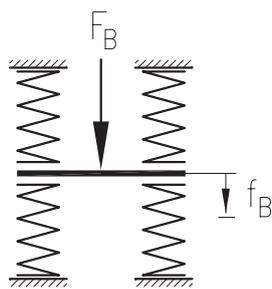


2.2.5 Federschaltung (7 Punkte)

Das skizzierte Federsystem besteht aus 4 gleichen Federn. Die Federn sind vorgespannt, der für die Vorspannung erforderliche Federweg beträgt $f_V = 25\text{mm}$.

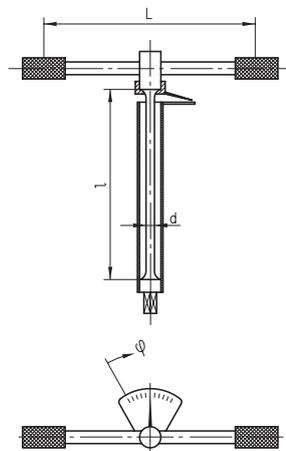
Mittlerer Windungsdurchmesser	$D_m = 32,5\text{mm}$
Drahtdurchmesser	$d = 5\text{mm}$
Windungszahl	$i_f = 10,5$
Schubmodul	$G = 8 \cdot 10^4\text{N/mm}^2$
Korrekturfaktor zur Berechnung der maximalen Schubspannung	$k = 1,23$
Federsteifigkeit einer Windung	$c = \frac{Gd^4}{8D_m^3}$

- Wie groß ist die Vorspannkraft einer Feder?
- Im Betrieb wird dem Federsystem ein zusätzlicher Federweg $f_B = 12\text{mm}$ schwellend aufgezogen (siehe Skizze). Wie groß ist die Betriebskraft, die zur Erzeugung des Federweges f_B erforderlich ist?
- Wie groß ist die Sicherheit gegen Dauerbruch der Federn bei der unter b) angegebenen Belastung?
- Welche Eigenkreisfrequenz hat das System im Betrieb, wenn der Balken eine Masse $m_B = 5\text{kg}$ besitzt?



2.2.6 Drehmomentenschlüssel (5 Punkte)

Die Abbildung zeigt schematisch einen Drehmoment-Schraubenschlüssel, wie er zum Anziehen von hochbelasteten Schrauben mit vorgegebenem Anziehdrehmoment benutzt wird. Zum Messen des Drehmomentes dient eine Drehstabfeder von der Länge l und dem Durchmesser d . Der Schlüssel soll für ein maximales Drehmoment $M_d = 200\text{Nm}$ ausgelegt werden. Um eine ausreichende Ablesegenauigkeit zu gewährleisten, soll der Verdrehwinkel bei vollem Drehmoment $\varphi = 30^\circ$ betragen. Bestimmen Sie die Länge l und den Durchmesser d sowie den Hebelarm L für eine Handkraft $F_H = 300\text{N}$.



Werkstoffkennwerte: Federstahl 50 CrV4

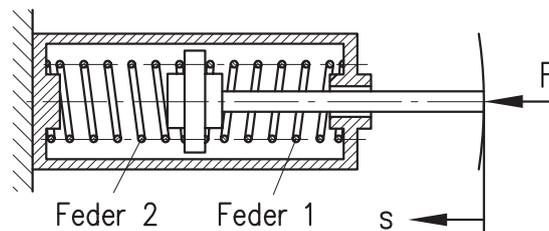
$$\begin{aligned}
 \sigma_B &= 1400\text{N/mm}^2 & \sigma_{0,2} &= 1200\text{N/mm}^2 \\
 \sigma_{schw} &= 1000\text{N/mm}^2 & \tau_{tB} &= 1100\text{N/mm}^2 \\
 \tau_{tF} &= 800\text{N/mm}^2 & \tau_{t,schw} &= 700\text{N/mm}^2 \\
 G &= 81\text{kN/mm}^2
 \end{aligned}$$

Werte auf volle mm runden.

2.2.7 Pufferfeder (5 Punkte)

Die Abbildung zeigt schematisch einen Puffer. Die Federn 1 und 2 haben folgende Abmessungen:

$$\begin{aligned} D_m &= D_{m1} = D_{m2} = 75\text{mm} \\ d_1 &= 12,5\text{mm}, \quad d_2 = 10,5\text{mm} \\ i_f &= i_{f1} = i_{f2} = 15,5 \end{aligned}$$



Kraftaufteilung
mit Unterspannung $k=?$

Die Federn sind mit einer Vorspannkraft $F_V = 2500\text{N}$ vorgespannt.

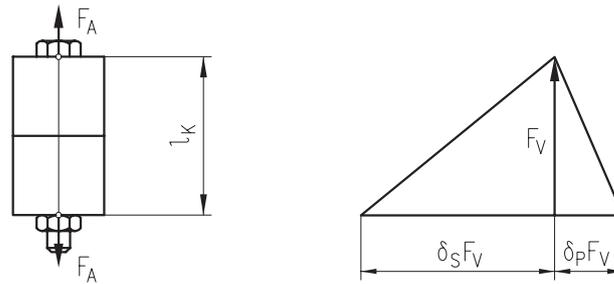
- Welche Federschaltungen liegen bei der Montage (Zustand 1) und im Betrieb unter der Kraft F (Zustand 2) vor?
- Welche Federsteifigkeit hat das Federsystem des Puffers im Betrieb?
Federsteifigkeit einer Windung: $c = \frac{Gd^4}{8D^3}$, $G = 80\text{kN/mm}^2$
- Der Puffer wird mit einer Kraft $F = 3500\text{N}$ belastet. Wie groß sind die Hubspannungen τ_{ih} in beiden Federn?

2.3 Schraubenverbindungen

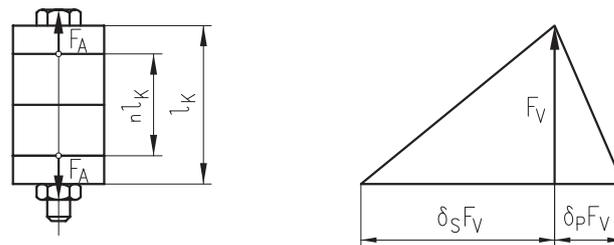
2.3.1 Verspannungsschaubilder (5 Punkte)

In den unterstehenden schematischen Abbildungen einer Schraubenverbindung sind verschiedene Fälle für die Einleitung bzw. Richtung der axialen Betriebskraft F_A dargestellt. Daneben ist jeweils das Verspannungsschaubild für den Montagezustand gezeichnet.

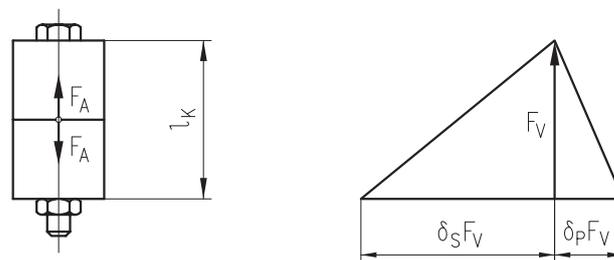
- Ergänzen Sie die Verspannungsschaubilder für den jeweiligen Betriebsfall. Zeichnen Sie die Änderung des jeweiligen Verspannungsschaubildes qualitativ einschließlich der Kraft F_A ein! Kennzeichnen Sie ebenfalls F_{SA} und F_{PA} .
 - Krafteinleitung in der Auflagefläche von Kopf und Mutter



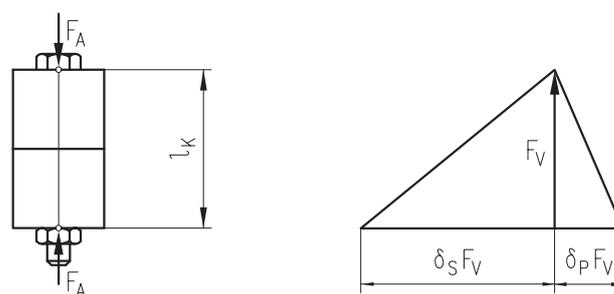
b) Krafteinleitung im Bauteil zwischen Auflagefläche und Trennfuge



c) Krafteinleitung in der Trennfuge



d) Druckkraft auf die Oberfläche des Bauteils

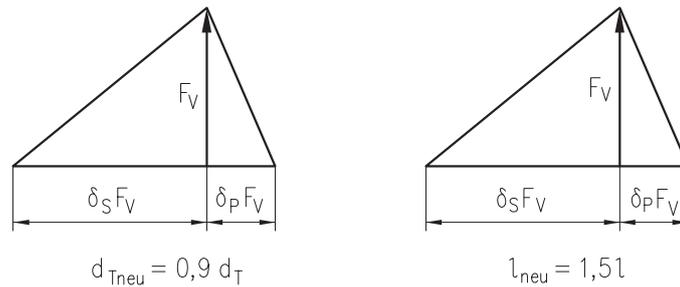


(b) Wie ändert sich das Spannungsschaubild einer Dehnschraubenverbindung, wenn bei gleichbleibender Vorspannkraft F_V

a) der Dehnschaftdurchmesser um 10% verkleinert wird,

b) die Länge des Dehnschafts und die Klemmlänge um 50% vergrößert werden?

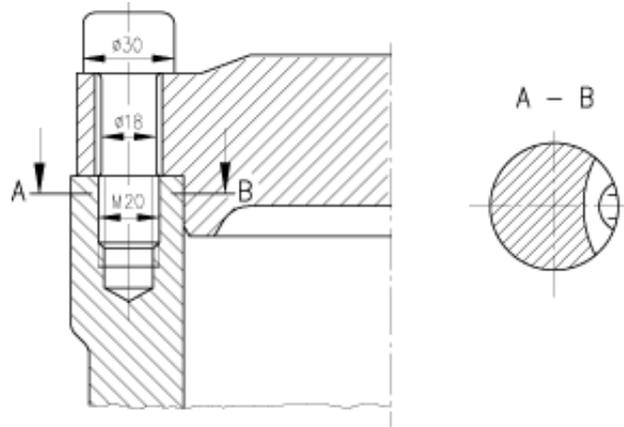
Tragen Sie die Änderungen qualitativ in die Verspannungsschaubilder ein.



2.3.2 Deckelverschraubung (5 Punkte)

Die abgebildete Deckelverschraubung erwies sich trotz Verwendung von 12.9 Schrauben als nicht ausreichend dimensioniert für die durch pulsierende Drücke hervorgerufene schwelende Betriebsbelastung. Die Dauerbrüche hatten das abgebildete Aussehen, wobei die Brüche immer von innenliegenden Anrissen ausgingen.

- Welche Beanspruchungen führten zum Dauerbruch der Schrauben?
- Machen Sie Vorschläge (Skizzen) für konstruktive Änderungen zur Steigerung der Gestaltfestigkeit der Schraubenverbindung und des Deckels. Eine Erhöhung der Schraubenzahl, eine Änderung des Deckelaußendurchmessers und des Gewindedurchmessers ist nicht möglich.



2.3.3 Theorie (6 Punkte)

- Erläutern Sie anhand des Verspannungsdiagramms, warum Dehnschrauben für dynamische Beanspruchungen besser geeignet sind als Schaftschrauben (Starrschrauben).
- Durch welche konstruktiven und fertigungstechnischen Maßnahmen kann die Sicherheit gegen Dauerbruch bei Schraubenverbindungen gesteigert werden? (Erläuterung in Stichworten und Skizzen).
- Skizzieren Sie in einem Diagramm das Dauerfestigkeitsschaubild für eine hochfeste Schraube

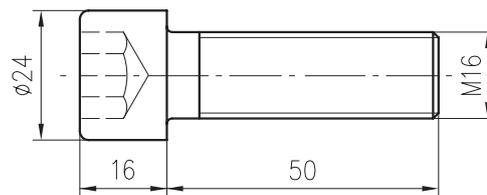
(z.B. 10.9) und zum Vergleich das Dauerfestigkeitsschaubild für den Werkstoff aus dem die Schraube gefertigt wurde. Erläutern Sie die Unterschiede.

- (d) Warum ist die Verwendung von federnden Elementen (z.B. genormte Federringe) zur Sicherung hochfester Schrauben nicht sinnvoll?
- (e) Welche Einflußgrößen bestimmen die Größe des Vorspannverlustes F_z beim Setzen von Schraubenverbindungen?
- (f) Wie werden die Festigkeitsklassen von Schrauben angegeben? Welche Bedeutung haben die Angaben?

2.3.4 Schraubenbrüche (6 Punkte)

Eine Schraubenverbindung mit Zylinderkopfschrauben mit Innensechskant DIN 912 – M 16 50 – 8.8, wird mit einem Anziehdrehmoment $M_A = 225Nm$ angezogen. Die Schrauben werden normalerweise in entfettetem Zustand ($\mu = 0,16$) montiert. Durch einen Fehler im Fertigungsablauf gelangen geölte Schrauben ($\mu = 0,11$) zum Einsatz. Kurze Zeit nach Auslieferung dieser Serie treten im Betrieb zahlreiche Schraubenbrüche auf.

- (a) Welche Ursache haben die Schraubenbrüche?
- (b) Weisen Sie die Richtigkeit Ihrer Antwort zu a) durch Berechnung nach.



– Flankendurchmesser $d_2 = 14,70mm$

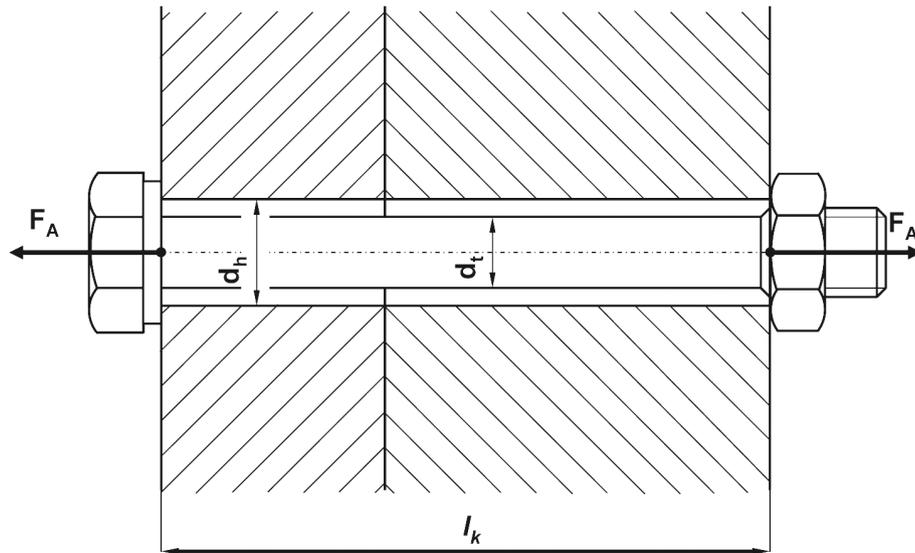
– Kerndurchmesser $d_3 = 13,55mm$

– Steigung $p = 2mm$

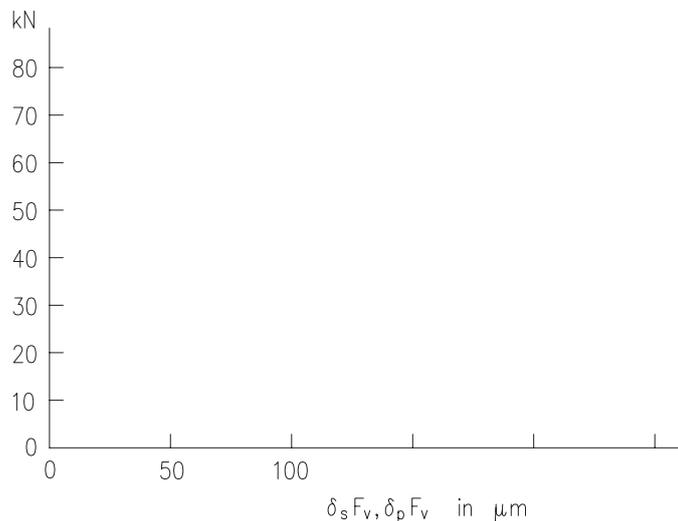
Hinweis: $\mu' \approx \mu$

2.3.5 Dehnschraube (5 Punkte)

Eine Dehnschraubenverbindung (siehe Abb.) wird mit einem Anziehdrehmoment $M_A = 235Nm$ angezogen. Damit soll eine Montagevorspannkraft von $70kN$ erreicht werden. Durch Schwankungen der Reibungszahlen und Ungenauigkeiten des Anziehverfahrens (Drehmomentschlüssel) können Abweichungen bis zu $\pm 15\%$ der geforderten Montagevorspannkraft eintreten. Die Schraubenverbindung ist im Betrieb mit einer schwellenden Kraft $F_A = 30kN$ belastet.



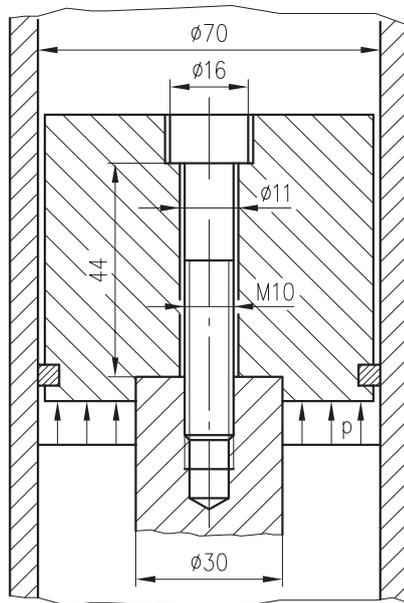
- (a) Die Nachgiebigkeiten von Platten und Schraube werden mit $\delta_p = 2,9 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$ und $\delta_s = 3,2 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$ angegeben. Zeichnen Sie unter Vernachlässigung des Setzbetrages ein maßstäbliches Verspannungsdiagramm der Schraubenverbindung für den Betriebszustand.
- (b) Prüfen sie, ob die erforderliche Mindestklemmkraft $F_{K,erf} = 30 \text{ kN}$ unter ungünstigen Verhältnissen vorhanden ist,
- (c) und ob die Sicherheit gegen Dauerbruch den geforderten Mindestwert $S_{D,min} = 3$ erreicht ($\sigma_A = 60 \text{ N/mm}^2$ für Festigkeitsklasse 10.9, Taillenquerschnitt $A_T = 113,1 \text{ mm}^2$; Spannungsquerschnitt $A_S = 156,7 \text{ mm}^2$).



2.3.6 Hydraulikzylinder (9,5 Punkte)

Der Kolben eines Hydraulikzylinders ist mit der Kolbenstange durch eine Innensechskantschraube DIN 912 – M10 x 60 – 12.9 verschraubt. Der Druck im Zylinder beträgt maximal 5 N/mm^2 . Die Rest-

klemmkraft bei maximalem Druck soll wegen der Dichtfunktion der Schraube aus Sicherheitsgründen noch mindestens 800 N betragen. Nehmen Sie den verschraubten Bereich der Kolbenstange vereinfacht als Mutter an.



Gegeben:

maximale Schrauben-
vorspannkraft $F_{Mmax} = 46000 \text{ N}$
Dauerfestigkeit
der Schraube $\sigma_A = \pm 55 \text{ N/mm}^2$
Anziehfaktor $\alpha_A = 1,6$
Kolbenwerkstoff C 45 V

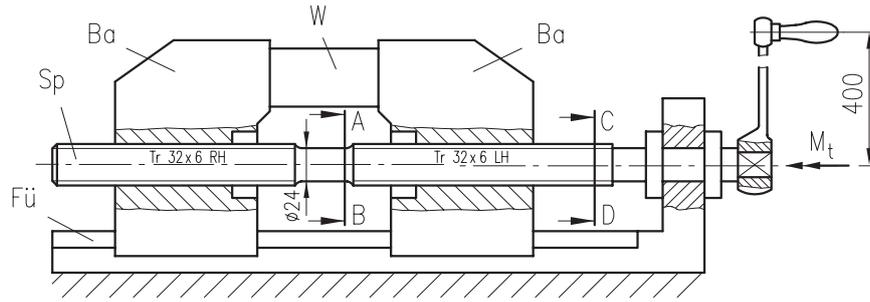
Krafteinleitungshöhe $n \cdot l_k = 0,3 \cdot l_k$

Für 3 Trennfugen ergibt
sich ein Setzbetrag $f_z = 6 \mu\text{m}$

- Zeichnen Sie qualitativ das Verspannungsschaubild der Schraubenverbindung mit und ohne Berücksichtigung der Krafteinleitungshöhe $n \cdot l_k$.
- Berechnen Sie das Kraftverhältnis Φ_n . (Hinweis: Bestimmen Sie die Nachgiebigkeiten nach DUBBEL. Die fehlenden Größen können der DIN entnommen werden.)
- Berechnen Sie die zusätzlich auf die Schraube wirkende Betriebskraft F_{SA} .
- Überprüfen Sie, ob die geforderte Restklemmkraft gewährleistet wird.
- Nehmen Sie an, daß der Druck p durch die Kolbenbewegung rein schwellend auf den Kolben wirkt. Berechnen Sie die maximale Dauerschwingbeanspruchung der Schraube und die zugehörige Sicherheit gegen Dauerbruch.

2.3.7 Schraubstock (6 Punkte)

Die Abb. zeigt schematisch einen zentrisch spannenden Maschinenschraubstock. Das Werkstück W wird zwischen den Backen Ba gespannt. Die Spannkraft wird durch die Spindel Sp aufgebracht, die zu diesem Zweck mit einem Links- und einem Rechtsgewinde versehen ist. Die Backen werden in einer Führung Fü parallel geführt.



Daten:

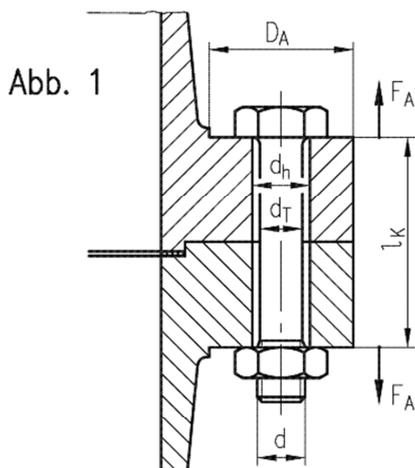
Gewinde	Tr 32 x 6 (rechts bzw.links)
Flankendurchmesser	$d_2 = 29\text{mm}$
Kerndurchmesser des Spindelgewindes	$d_3 = 25\text{mm}$
Kerndurchmesser des Muttergewindes	$D_1 = 26\text{mm}$
Zulässige Flächenpressung	$p_{zul} = 10\text{N/mm}^2$
Reibwert des Gewindes	$\mu' = 0,125$
Gewindetragfaktor	$k = 1$

- (a) Welches Drehmoment M_t ist erforderlich, wenn das Werkstück mit einer Kraft $F = 25\text{kN}$ gespannt werden soll? (Die Reibung in der Führung ist zu vernachlässigen.)
- (b) Ist das Gewinde selbsthemmend?
- (c) Wie groß sind die Spannungen, die beim Spannen des Werkstücks in den Querschnitten A–B und C–D auftreten? Welcher Querschnitt ist höher beansprucht?
- (d) Welche Handkraft ist an der Kurbel erforderlich? Ist dieser Wert realistisch?

2.3.8 Dehnhülse (7 Punkte)

Die in der linken Abbildung dargestellte Schraubenverbindung (Sonderschraube) ist mit der Vorspannkraft $F_V = 25,5\text{kN}$ vorgespannt und mit einer schwellenden Betriebskraft $F_A = 10\text{kN}$ belastet.

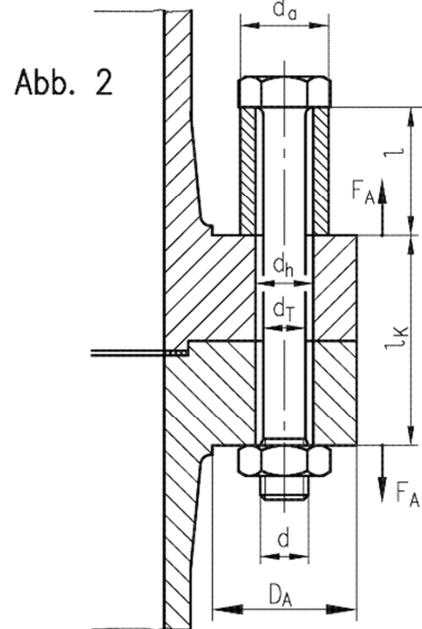
- (a) Wie hoch ist die Sicherheit gegen Dauerbruch, wenn Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 Verwendung finden? ($\sigma_A = 50\text{N/mm}^2$, $d_T = 8,5\text{mm}$, $d_S = 10,7\text{mm}$) (Hinweis: Gehen Sie zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten vereinfachend davon aus, dass die Nachgiebigkeit der Schraube gleich der Nachgiebigkeit des Dehnschafts ist und die Nachgiebigkeit der Platten durch die Nachgiebigkeit eines Hohlzylinders abgeschätzt werden kann. Holen Sie weitere notwendige)
- (b) Durch Änderung des Betriebsdruckes der Anlage steigt die Betriebskraft auf $F_{A,neu} = 13\text{kN}$. Prüfen Sie nach, ob mit der Konstruktion der rechten Abbildung die gleiche Sicherheit gegen Dauerbruch wie unter a) erreicht wird.
- (c) Skizzieren Sie qualitativ die Verspannungsschaubilder in einem Diagramm und erläutern Sie die Wirkung der konstruktiven Änderungen.



Abmessungen der
Schraubenverbindung:

$d = \text{M12}$
 $d_T = 8,5 \text{ mm}$
 $l_K = 40 \text{ mm}$
 $d_h = 13 \text{ mm}$
 $D_A = 22,5 \text{ mm}$

Festigkeitsklasse
der Schraube: 8.8



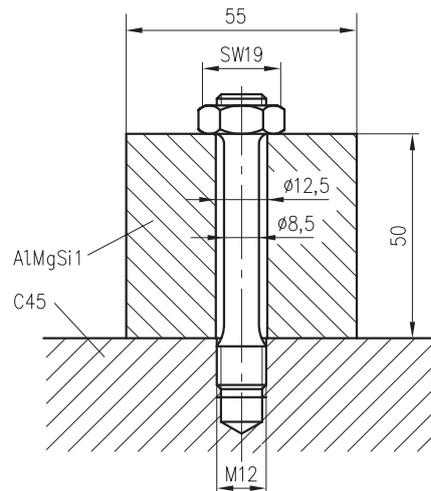
$d_a = 19 \text{ mm}$
 $l = 25 \text{ mm}$

alle übrigen Maße wie Abb.1

2.3.9 Stehbolzen (6 Punkte)

Die skizzierte Schraubenverbindung ist bei Raumtemperatur $t_R = 293\text{K}$ mit einer Vorspannkraft $F_V = 16,5\text{kN}$ vorgespannt. Im Betrieb erwärmen sich alle Teile auf $t_B = 363\text{K}$.

- Ermitteln Sie die Beanspruchung im gefährdeten Querschnitt der Schraube im erwärmten Zustand durch Berechnung oder aus dem Verspannungsschaubild. Ist diese Beanspruchung zulässig? (Hinweis: Gehen Sie zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten vereinfachend davon aus, dass die Nachgiebigkeit der Schraube gleich der Nachgiebigkeit des Dehnschafts ist und die Nachgiebigkeit der Platten durch die Nachgiebigkeit eines Hohlzylinders abgeschätzt werden kann.)
- Berechnen Sie die Flächenpressung in der Mutterauflagefläche. Ist dieser Wert zulässig?
- Zeichnen Sie in der Abbildung den Birger-Kegel ein und beurteilen Sie die unter Punkt a) gemachte Annahme.

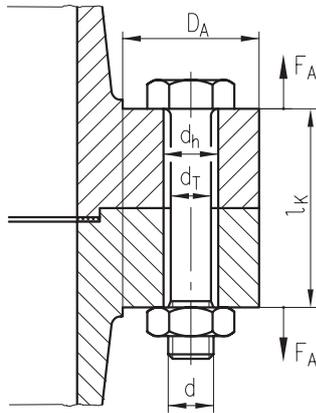


Festigkeitsklasse der Schraube	6.8
Flankendurchmesser	$d_2 = 10,9\text{mm}$
Kerndurchmesser	$d_3 = 9,85\text{mm}$
Auflagedurchmesser	$d_w = 19\text{mm}$
Gewindesteigung	$p = 1,75\text{mm}$
Gewindereibungszahl	$\mu' = 0,125$
lineare Wärmeausdehnungskoeffizienten	
AlMgSi1	$\alpha_{al} = 23,5 \cdot 10^{-6}\text{m/mK}$
Stahl	$\alpha_{St} = 11,0 \cdot 10^{-6}\text{m/mK}$
Festigkeitswerte	
AlMgSi1	$\sigma_B = 320\text{N/mm}^2$ $\sigma_{0,2} = 250\text{N/mm}^2$

Hinweis: $E_{Al} = 7,0 \cdot 10^4\text{N/mm}^2$

2.3.10 Flanschverbindung (7 Punkte)

Die Schraubenverbindung ist mit einer Montagevorspannkraft $F_V = 50\text{kN}$ vorgespannt. Im Betrieb wirkt auf die Verbindung eine statische axiale Betriebskraft $F_{A,stat} = 16\text{kN}$ und zusätzlich eine gleichgroße schwelende Betriebskraft $F_{A,schw} = 16\text{kN}$. Flankendurchmesser $d_2 = 14,7\text{mm}$, Kerndurchmesser $d_3 = 13,5\text{mm}$.



Abmessungen der Schraubenverbindung:

$d = \text{M16}$
 $d_T = 12,5 \text{ mm}$
 $l_K = 60 \text{ mm}$
 $d_h = 18 \text{ mm}$
 $D_A = 36 \text{ mm}$

Festigkeitsklasse der Schraube: 8.8

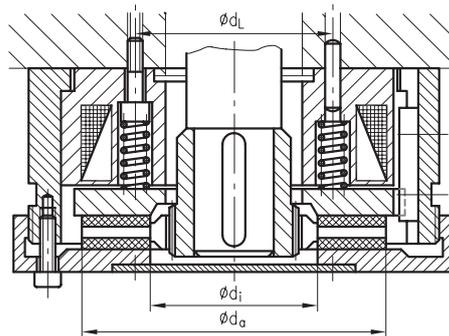
- (a) Zeichnen Sie maßstäblich das Verspannungsschaubild für den Montagezustand. Berechnen Sie alle dazu erforderlichen Größen. (Hinweis: Gehen Sie zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten vereinfachend davon aus, dass die Nachgiebigkeit der Schraube gleich der Nachgiebigkeit des Dehnschafts ist und die Nachgiebigkeit der Platten durch die Nachgiebigkeit eines Hohlzylinders abgeschätzt werden kann.)
- (b) Wie groß ist die Ausschlagsspannung σ_{sa} im relevanten Querschnitt der Schraube? (Bestimmung aus dem Verspannungsdiagramm oder durch Rechnung).
- (c) Bestimmen Sie, wie groß die Vorspannkraft höchstens werden darf, wenn die maximale Spannung der Schraube im Betrieb den Wert $\sigma_{s,max} = 0,8 \cdot R_{p0,2}$ nicht überschreiten soll (vernachlässigen sie das auf die Schraube wirkende Torsionsmoment).
- (d) Welchen kleinsten Wert darf die Vorspannkraft nicht unterschreiten, wenn die geforderte minimale Restklemmkraft von $F_{KR,min} = 15\text{kN}$ nicht unterschritten werden soll?

3 Konstruktion 3

3.1 Kupplungen und Bremsen

3.1.1 Federdruckbremse (13 Punkte)

Die Abbildung zeigt eine Federdruckbremse, die elektromagnetisch gelöst wird. Das Massenträgheitsmoment der abgebremsten Maschinenteile beträgt $J = 1,25 \text{ kgm}^2$. Die Maschine wird in $t_B = 3,2 \text{ s}$ aus der Betriebsdrehzahl $n_B = 2200 \frac{1}{\text{min}}$ bis zum Stillstand abgebremst (Drehzahlabfall linear).



- (a) Welches Bremsmoment ist dafür erforderlich?
- (b) Welcher Flächenpressung ist der Reibbelag beim Bremsen ausgesetzt? ($\mu = 0,33$) Abmessungen: Außendurchmesser $d_a = 140 \text{ mm}$, Innendurchmesser $d_i = 78 \text{ mm}$
- (c) Die Anpresskraft wird mit Schraubendruckfedern aufgebracht. Wieviele Federn sind erforderlich? (Wenn Sie b) nicht gelöst haben, rechnen Sie mit $F_A = 2500 \text{ N}$)

Drahtdurchmesser	$d = 2,4 \text{ mm}$
Windungsdurchmesser	$D_m = 10,5 \text{ mm}$
zul. Schubspannung	$\tau_{t,zul} = 750 \text{ N/mm}^2$
wirksame Windungszahl	$n_f = 8,5$

- (d) Welche Länge müssen die Federn im ungespannten Zustand haben?

$$\begin{aligned} \text{Steifigkeit einer Windung} \quad c &= \frac{Gd^4}{8D_m^3} \\ \text{Gesamtwindungszahl} \quad n_{f,ges} &= n_f + 2 \\ S_A &= 0,1 \cdot d \cdot n_{f,ges} \end{aligned}$$

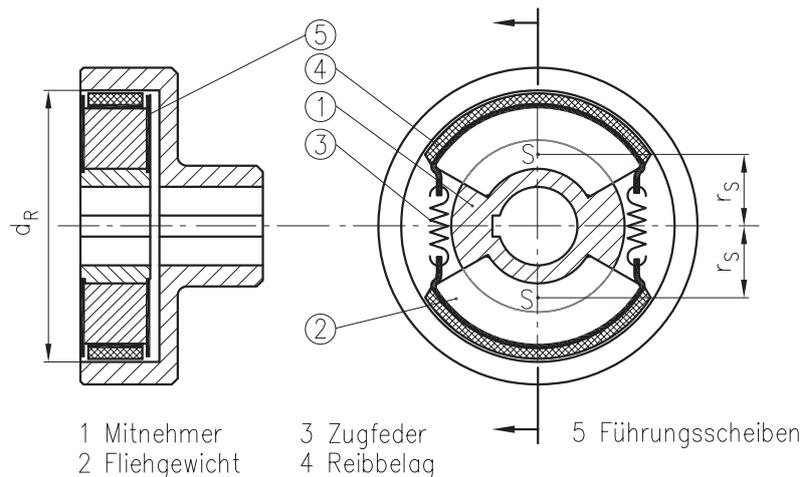
- (e) Die Bremse wird mit Innensechskantschrauben M8 EN ISO 4762–8.8 und Zylinderstiften $\varnothing 6_{m6}$ DIN 7, Werkstoff Stahl E335 (St 60) befestigt. Wieviele Schrauben sind erforderlich, wenn das Bremsmoment nur durch Reibschluss mit einer Rutschsicherheit $S_R = 2$ übertragen werden soll?

$$\begin{aligned} \text{Schraubenvorspannung} \quad \sigma_v &= 0,7\sigma_s \\ \text{Reibungszahl} \quad \mu &= 0,1 \\ \text{Flankendurchmesser} \quad d_2 &= 7,19\text{mm} \\ \text{Kerndurchmesser} \quad d_3 &= 6,47\text{mm} \\ \text{Kopfdurchmesser} \quad d_k &= 13\text{mm} \\ \text{Bohrungsdurchmesser} \quad d_h &= 9\text{mm} \\ \text{Lochkreisdurchmesser} \quad d_L &= 90\text{mm} \end{aligned}$$

- (f) Wieviele Zylinderstifte sind erforderlich, wenn das Bremsmoment nur formschlüssig übertragen werden soll? ($\tau_{schw,zul}$ siehe Doppel-Bolzenverbindungen)
- (g) Mit welchem Drehmoment müssen die Schrauben angezogen werden? ($\mu_G = \mu_K = 0,125$, $P = 1,25\text{mm}$ Durchgangsbohrung gemäß DIN EN ISO 20273.)

3.1.2 Fliehkraftkupplung (5 Punkte)

Um den Antriebsmotor einer Maschinenanlage vor Überlastung zu schützen, erfolgt der Antrieb der Arbeitsmaschine über die abgebildete Fliehkraftkupplung.



Motorleistung	$P_{mot} = 20kW$
Drehzahl	$n = 1500 \frac{1}{min}$
Massenträgheitsmoment der Maschinenanlage	$J = 2kgm^2$
konstantes Lastmoment	$M_L = 40Nm$
Masse eines Fliehkewichts	$m = 1,2kg$
Zugkraft einer Feder	$F_{Feder} = 200N$
Reibwert eines Reibbelages	$\mu = 0,37$
Schwerpunktradius der Fliehmase	$r_S = 75mm$
Reibdurchmesser	$d_R = 200mm$

Hinweis: Vereinfachend kann die Zugkraft der Feder als konstant angenommen werden.

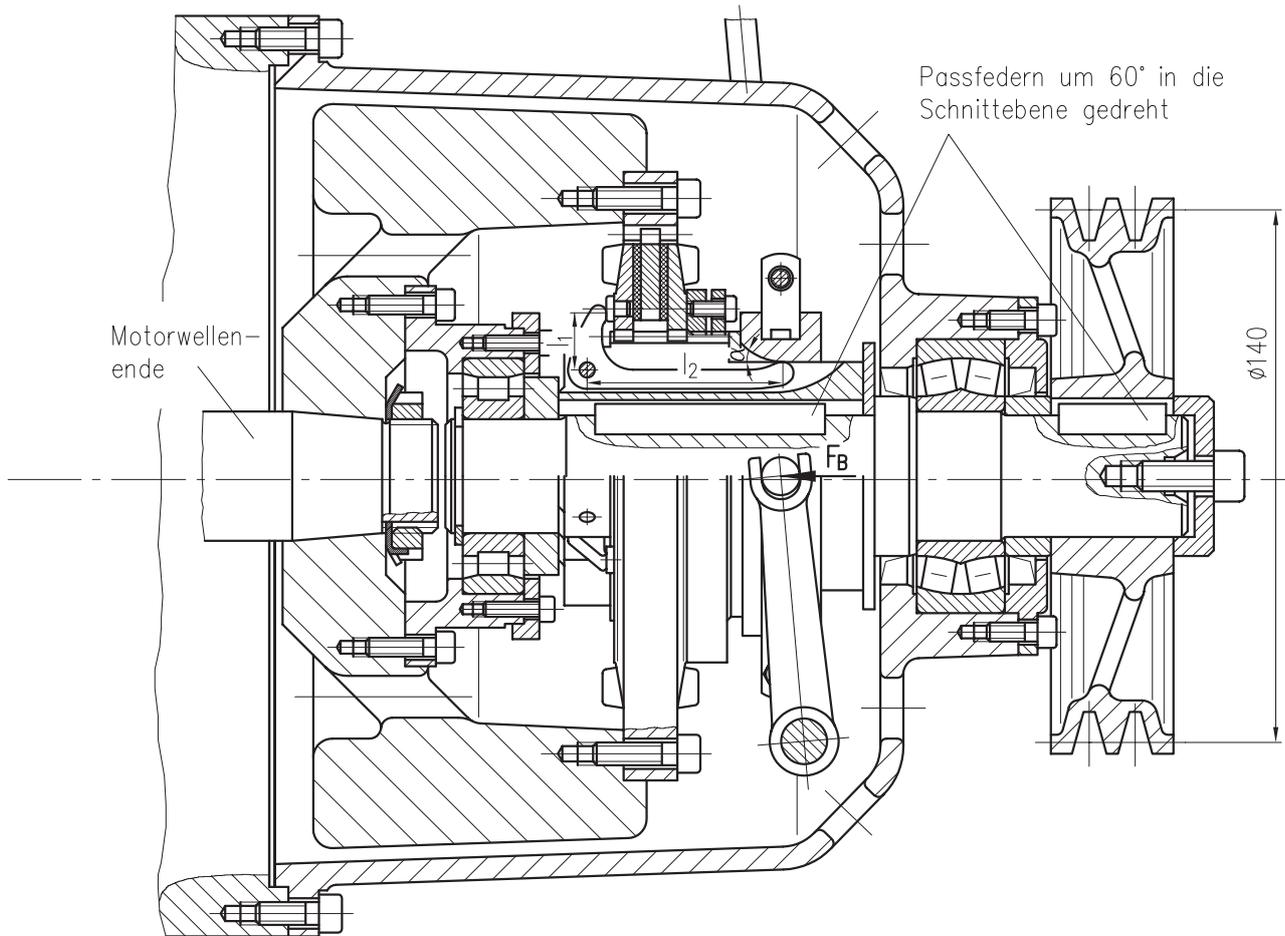
- Welche Zeit benötigt die Anlage zum Hochlaufen von $n = 0$ auf Nenndrehzahl, wenn vereinfachend angenommen wird, dass während des gesamten Beschleunigungsvorgangs das Drehmoment der Fliehkraftkupplung bei Nenndrehzahl wirkt, und der Drehzahlanstieg linear verläuft?
- Bei welcher Drehzahl beginnt der Kupplungsvorgang?
- Bei welcher Drehzahl beginnt sich die Maschinenanlage zu drehen?

3.1.3 Scheibenkupplung (6 Punkte)

Für die dargestellte Scheibenkupplung sind zu berechnen:

- Das maximal übertragbare Moment,
- die Betätigungskraft F_B an der Schaltmuffe.

zulässige Flächenpressung der Reibbeläge	$p_{zul} = 0,3N/mm^2$
Reibungszahl der Reibbeläge	$\mu_{Reibbelag} = 0,42$
Innendurchmesser der Reibbeläge	$d_i = 80mm$
Außendurchmesser der Reibbeläge	$d_a = 120mm$
kurzer Hebelarm des Winkelhebels	$l_1 = 16mm$
langer Hebelarm des Winkelhebels	$l_2 = 48mm$
Winkel an der Schaltmuffe	$\alpha = 26,56^\circ$
Reibungszahl zw. Schaltmuffe und Winkelhebel	$\mu = 0,3$



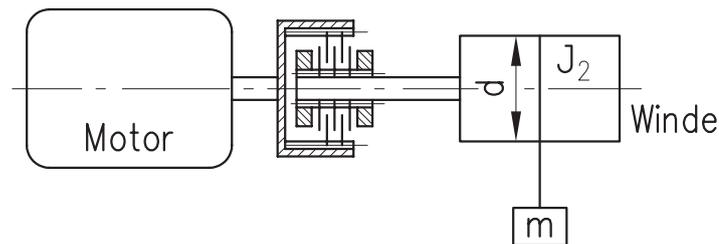
3.1.4 Seilwinde (6 Punkte)

Eine Seilwinde zum Heben von Lasten wird direkt über eine Mehrscheiben-Lamellenkupplung mit der konstanten Drehzahl $n = 300 \frac{1}{min}$ angetrieben. Der wirksame Durchmesser der Wickeltrommel beträgt $d = 350mm$. Das zu beschleunigende Massenträgheitsmoment der Seilwinde ist $J_2 = 1,5kgm^2$.

- Berechnen Sie das erforderliche konstante Rutschmoment der Kupplung, um die Seiltrommel ohne Last innerhalb von $0,35s$ aus dem Stillstand auf Betriebsdrehzahl zu beschleunigen. Annahme: Es tritt kein Drehzahlabfall des Motors auf.
- Das Rutschmoment der Kupplung beträgt $M_S = 200Nm$. Welche Schaltzeit ergibt sich für die Kupplung, wenn eine Last von $m = 30kg$ aus dem Stillstand bei gespanntem Seil angehoben werden soll? (Die Dehnung und das Gewicht des Seils sollen dabei nicht berücksichtigt werden.)
- Die Anpresskraft der Kupplung beträgt $F_a = 2500N$. Das Lamellenpaket besteht aus Lamellen mit folgenden Daten der Reibbeläge:

Innenlamelle	Belagsaußendurchmesser	$d_{1A} = 220mm$
	Belagsinnendurchmesser	$d_{1J} = 160mm$
Außenlamelle	Außendurchmesser	$d_{2A} = 230mm$
	Innendurchmesser	$d_{2J} = 150mm$
Gleitreibungszahl		$\mu_{dvm} = 0,25$

Die erste und letzte Lamelle des Paketes sind je eine Innenlamelle mit nur einer Reibfläche. Wieviele Außenlamellen muss das Lamellenpaket aufweisen, um das Rutschmoment $M_S = 800Nm$ übertragen zu können?



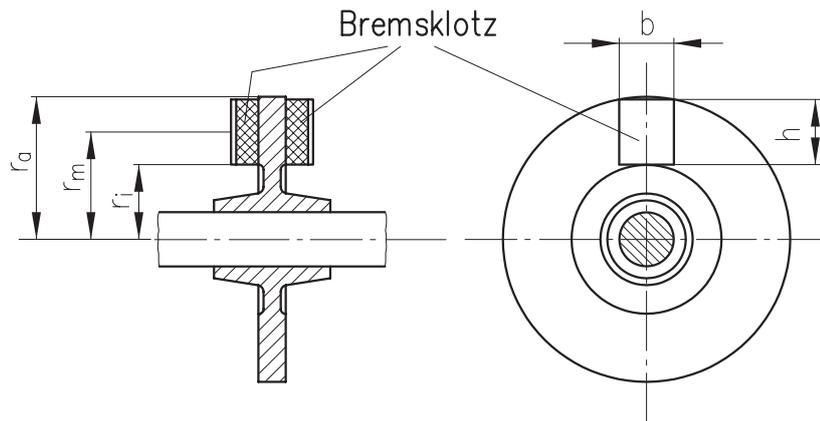
3.1.5 Scheibenbremse (6 Punkte)

Die Scheibenbremse einer schnellaufenden Maschine hat folgende Abmessungen:

$$\begin{aligned}
 r_m &= 125mm & h &= 70mm \\
 b &= 55mm & \mu &= 0,3 \\
 p_{zul} &= 1N/mm^2 & n &= 2500 \frac{1}{min}
 \end{aligned}$$

Nach dem Abschalten des Antriebs wird die Maschine bis zum Stillstand abgebremst.

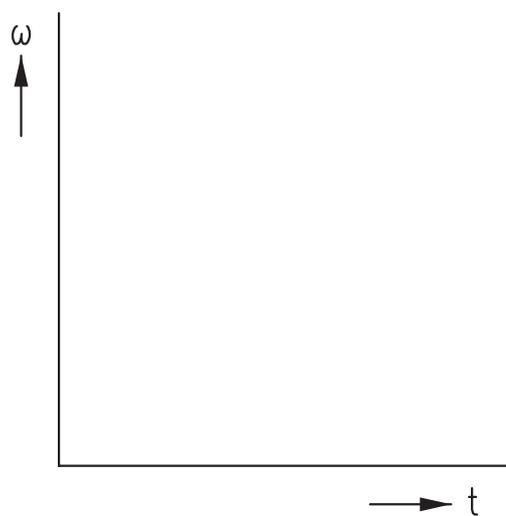
- Welches auf die Bremswelle bezogene Massenträgheitsmoment hat die Maschine, wenn die Bremszeit $t_B = 2,5s$ beträgt und während des Bremsens ein zusätzliches Reibmoment $M_R = 100Nm$ wirkt?
- Wie groß ist die bei einer Bremsung erzeugte Wärme?
- Welches Drehmoment und welche Querkraft muss die Welle während des Bremsvorgangs aufnehmen?



3.1.6 Drehzahlverlauf (4 Punkte)

Eine Arbeitsmaschine ist mit ihrer Antriebsmaschine durch eine Reibungskupplung verbunden.

- Stellen Sie den Kupplungsvorgang – Anfahren der Arbeitsmaschine aus dem Stillstand – in dem vorgegebenen $\omega - t$ -Diagramm dar, und kennzeichnen Sie wichtige Größen an den Koordinaten. Beschleunigung und Verzögerung sind konstant.
- Kennzeichnen Sie in diesem Diagramm die Flächen, die der von der Antriebsmaschine während des Kupplungsvorgangs geleisteten Arbeit und der Verlustarbeit entsprechen.
- Nennen Sie die Größen, die für die Auslegung einer Reibungskupplung maßgebend sind, und beschreiben Sie ihren Einfluss in kurzen Worten.

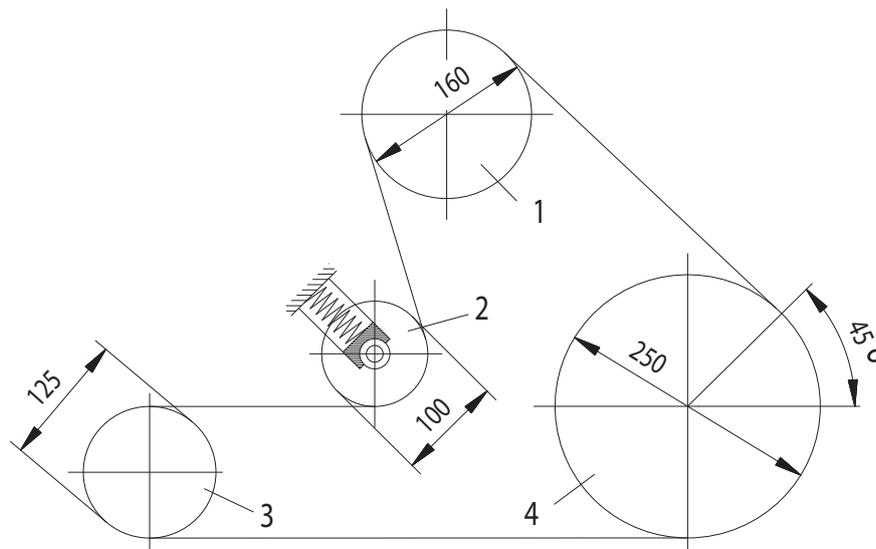


3.2 Zugmittelgetriebe

3.2.1 Riementrieb mit 3 Scheiben (7 Punkte)

Der skizzierte Flachriementrieb wird mit der Leistung $P_1 = 15\text{kW}$ bei $n_1 = 2500\text{min}^{-1}$ angetrieben. Der Antrieb erfolgt über die Riemenscheibe (1). Scheibe (2) ist eine federbelastete Spannrolle.

- Welche Drehrichtung hat der Riementrieb (Begründung)?
- Wie groß ist der Umschlingungswinkel an der Antriebsscheibe, wenn davon ausgegangen wird, dass das Antriebsmoment unter Berücksichtigung der Fliehkräfte gerade noch übertragen werden kann ($\mu = 0,27$, maximale Zugtrunkraft: $F_1 = 1400\text{N}$, Dichte des Riemens $\rho = 1100\text{kg/m}^3$, Riemenquerschnitt $A = 150\text{mm}^2$)?
- Welche Kraft muss dann die Feder auf die Spannrolle ausüben? (Hinweis: die Spannrolle ist so angeordnet, dass der Umschlingungswinkel an der Scheibe(3) gerade $\beta_3 = 180^\circ$ wird. Die Feder wirkt in Richtung der Winkelhalbierenden zwischen ein- und auslaufendem Trum.)
- Welche maximale Leistung kann an der Scheibe (4) übertragen werden?
- Nennen Sie aus der Konstruktion zwei Möglichkeiten, um Übersetzungen bei großen Achsabständen ohne Schlupf zu realisieren.



3.2.2 Ähnlichkeit (3 Punkte)

Ein Riementrieb wird in allen seinen Abmessungen geometrisch ähnlich mit dem Faktor $\lambda = 1,6$ vergrößert.

- Wie muss sich die Drehzahl des Riementriebs ändern, wenn die Fliehkraftspannung im Riemen unverändert bleiben soll?
- Wie ändert sich das übertragbare Drehmoment des Riementriebs unter der Voraussetzung, dass die maximal zulässige Spannung im Riemen gleich bleibt, die Forderung nach Aufgabenteil (a) erfüllt ist und die Biegespannung vernachlässigt wird?

3.2.3 Riementrieb bei optimalen Bedingungen (6 Punkte)

Riementriebe laufen unter optimalen Bedingungen, wenn die Umfangsgeschwindigkeit und die Fliehspannung den folgenden Bedingungen genügen:

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{\sigma_{zul} - \sigma_b}{3\rho}}$$

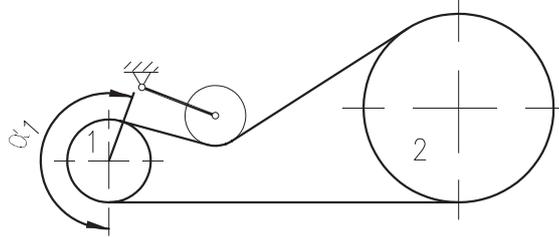
Für die Biegespannung gilt: $\sigma_b = \frac{E_b \cdot s}{d_w}$; $\sigma_{zul} = 25 \text{ N/mm}^2$. Die Daten des betrachteten Riementriebes sind:

Riemenscheibendurchmesser	$d_1 = 250 \text{ mm}$ (kleine Scheibe)
Übersetzung	$i = 1,6$
Achsabstand	$a = 600 \text{ mm}$
Riemenbreite	$b = 100 \text{ mm}$
Riemenhöhe	$s_R = 1,8 \text{ mm}$
Dichte des Riemens	$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$
E-Modul für Biegung	$E_b = 250 \text{ N/mm}^2$
Reibungszahl	$\mu = 0,3$

- Bei welcher Drehzahl n_{opt} läuft der Riemen unter diesen optimalen Bedingungen?
- Warum sinkt die übertragbare Leistung bei Drehzahlen $n > n_{opt}$ (Annahme: $\beta = 180^\circ$)?
- Wo tritt die höchste Beanspruchung im Riemen auf? Aus welchen Anteilen setzt sie sich zusammen?
- Welche Leistung in kW kann der Riementrieb bei n_{opt} übertragen?

3.2.4 Riementrieb mit 2 Scheiben (4 Punkte)

In einem Flachriementrieb mit Spannrolle (s. Skizze) wird durch die Spannrolle eine konstante Leertrunkraft $F_2 = 250N$ erzeugt. Die kleine Riemscheibe treibt.



Reibungszahl $\mu = 0,40$; Wirkdurchmesser $d_{w1} = 200mm$; Übersetzung $i = 2$

- Welcher Umschlingungswinkel α_1 ist erforderlich, damit ein Antriebsmoment $M_t = 70Nm$ durch den Riementrieb übertragen werden kann (Annahme: Der Riemen läuft fliehkraftfrei)?
- Wie groß muss die Andruckkraft der Spannrolle sein? (Die Spannrolle wird so angeordnet, dass sich für beide Riemscheiben gleiche Umschlingungswinkel ergeben, Fliehkräfte vernachlässigbar)
- Lässt sich ein Spannrollentrieb für Antriebe mit wechselnder Drehrichtung verwenden? (Begründung!)

3.2.5 Riementrieb (6 Punkte)

Gegebene Daten eines Flachriementriebs:

Maximale Trunkkraft im Betrieb*	$F_1 = 750N$
Antriebsdrehzahl	$n_2 = 2500min^{-1}$
Abtriebsdrehzahl	$n_1 = 750min^{-1}$
Achsabstand	$a = 1200mm$
Riemengeschwindigkeit	$v = 32,4m/s$
Reibungsbeiwert	$\mu = 0,3$
Dichte des Riemens	$\rho = 1140kg/m^3$
Riemenquerschnitt	$A = 160mm^2$

(*=Inklusive Fliehkraft!)

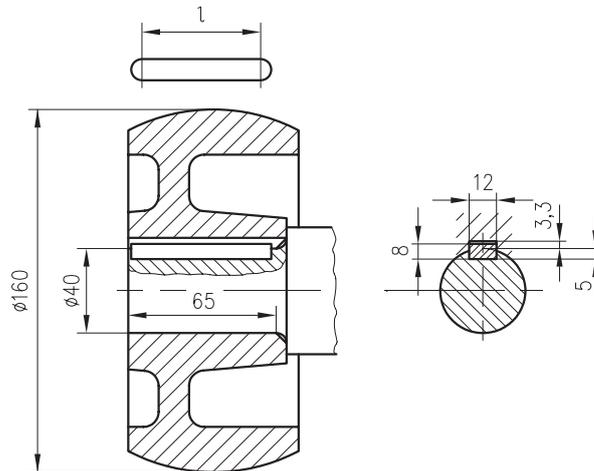
- Berechnen Sie die Durchmesser der Antriebs- und der Abtriebsriemscheibe.
- Berechnen Sie die Umschlingungswinkel β_1 und β_2 der Riemscheiben.
- Berechnen Sie das maximal übertragbare Drehmoment M_t an der Antriebsriemscheibe ohne Fliehkraft.
- Welches Drehmoment M_t ergibt sich, wenn die Fliehkräfte berücksichtigt werden?
- Berechnen Sie die Wellenspannkraft F_w unter Berücksichtigung der Fliehkräfte.

3.2.6 Riemenscheibe (7 Punkte)

Die abgebildete Riemenscheibe aus GG 30 soll ein Drehmoment $M_t = 250Nm$ übertragen.

- Welche Leistung P_A hat der Antriebsmotor bei einer Antriebsdrehzahl $n_A = 1200min^{-1}$?
- Welche Pressung ist erforderlich, um das Drehmoment reibschlüssig mit einer Pressverbindung ($\mu_P = 0,125$) auf die Riemenscheibe zu übertragen? (Unterer Teil d. Abb.)
- Welche tragende Länge l muss eine Passfeder mindestens besitzen, wenn das Drehmoment nur formschlüssig übertragen werden soll und wie groß ist die konstruktiv zu wählende Passfeder? ($p_{zul} = 0,3\sigma_B$ für GG)
- Welche Trumkräfte sind erforderlich, um das Drehmoment mit einem Flachriemen zu übertragen?
- Beim Betrieb in winterlichen Verhältnissen rutscht der verwendete Flachriemen stets von der Riemenscheibe. Woran kann das liegen?

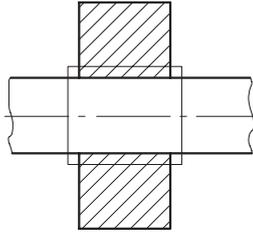
Übersetzung des Riemens: $i = 2,5$, Achsabstand: $a = 630mm$, $\mu = 0,25$



3.3 Passungen

3.3.1 Pressverband (4 Punkte)

- Skizzieren Sie 3 konstruktive Maßnahmen zur Erhöhung der Sicherheit gegen Dauerbruch bei der skizzierten Pressverbindung.
- An welcher Stelle einer zylindrischen Preßverbindung tritt die höchste Beanspruchung auf?
- Erläutern Sie in Stichworten die Begriffe Längspreßsitz und Querpreßsitz.



3.3.2 Passungstabelle (3 Punkte)

Geben Sie durch Ankreuzen in der Tabelle an, welche Passung eine Spielpassung, Presspassung oder Übergangspassung ist und ob sie dem System Einheitswelle oder Einheitsbohrung angehört.

Passung	Spielpassung	Übergangspassung	Preßpassung	Einheitsbohrung	Einheitswelle
D 10/h8					
H7/n6					
H6/j5					
U7/h6					
H7/g6					
K7/h6					

3.3.3 Presspassung (3 Punkte)

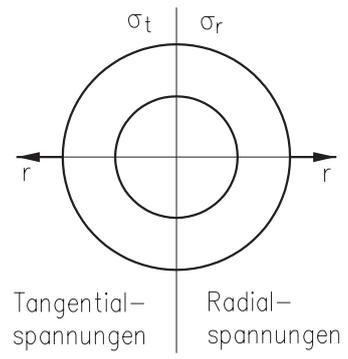
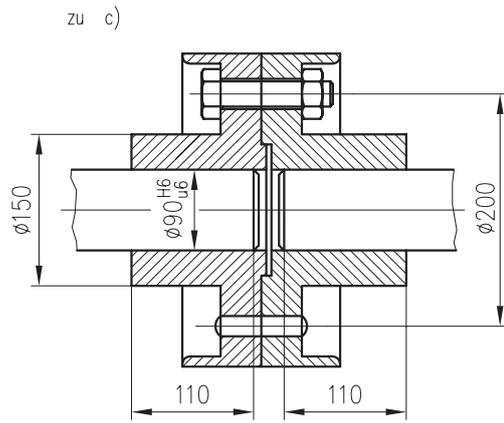
Eine Presspassung war mit $\varnothing 92 \text{ H}6/\text{r}6$ toleriert. Bei der Fertigung wurde die Bohrung auf ein Istmaß $\varnothing 92,035 \text{ mm}$ geschliffen. ISO-Grundtoleranz IT 6: $22 \mu\text{m}$ für Nennmaßbereich $80 - 120 \text{ mm}$, $\varnothing r6_{+51}^{+73}$

- Liegt das Istmaß der Bohrung innerhalb der Toleranz?
- Wie groß sind Kleinst- und Größtübermaß der vorgegebenen Passung?
- Welche Abmaße müssen für die Welle angegeben werden, damit die Presspassung mit den geforderten Übermaßen gefertigt werden kann (bei Istmaß $92,035 \text{ mm}$ für die Bohrung)?

3.3.4 Kupplungsflansch (5 Punkte)

Die Kupplungsflansche sind mit Presssitzen auf den Wellenenden befestigt. Die Abmaße der Wellenpassung sind $\varnothing 90 u6_{+124 \mu\text{m}}^{+146 \mu\text{m}}$

- Wie groß ist das kleinste und das größte mögliche Übermaß der Verbindung?
- Warum müssen die Spannungen sowohl für das kleinste als auch für das größte Übermaß berechnet werden?
- Skizzieren Sie den Verlauf der Spannungen in der Preßverbindung.
- Was versteht man unter den Begriffen Querpresspassung und Längspresspassung?
- Was versteht man unter Übermaßverlust bei Presspassungen?



4 Lösungen

Aufgabe 0.1.2

- (a) das übertragbare Drehmoment halbiert sich ungefähr
- (b) die Federsteifigkeit verdoppelt sich ungefähr
- (c) die Lebensdauer halbiert sich ungefähr
- (d) $S_{Oneu} = \frac{S_{alt}}{\lambda^2}$

Aufgabe 0.2.1

- (a) $F_{z1}/F_{z2} = 1/4$, $M_{t1}/M_{t2} = 1/8$
- (b) $c_{t1}/c_{t2} = 1/8$

Aufgabe 0.2.2

- (a) –
- (b) Breite $b = 50mm$ und Breite $b_1 = 5,56mm$
- (c) Sicherheit gegen Biegung $S_B = 1,45$

Aufgabe 0.2.4

- (a) –
- (b) Kraft $F = 309N$

Aufgabe 1.1.2

- (a) Lager 21311 mit 10250h

Aufgabe 1.1.4

- (a) äquivalente Lagerbelastung $P = 1626N$

Aufgabe 1.1.5

- (a) –
- (b) Lagerlebensdauer von A: $L_{10ahA} = 17336h$
- (c) –

Aufgabe 2.1.1

- (a) gewählt: $z_3 = 20$
- (b) Modul $m_n = 3mm$
- (c) $d_{b2} = 87,391mm$, $d_2 = 93mm$, $d_{a2} = 99mm$ d_{f2} =kopfspielabhängig
- (d) –

- (e) am Rad 1: $F_{t12} = 3423N$ und $F_{r12} = 1246N$; am Rad 3: $F_{t23} = 6845N$ und $F_{r23} = 2492N$
- (f) Breite $b = 27,2mm$ und Sicherheit $S = 1,15$
- (g) Lagerlebensdauer $L_{10h} = 36721h$

Aufgabe 2.1.2

- (a) –
- (b) $\beta^* = 10,5^\circ$
- (c) $F_{t1} = 3,07kN, F_{r1} = 1,16kN, F_{a1} = 0,8kN$
- (d) –
- (e) Lagerlebensdauer $L_{10h} = 17200h$

Aufgabe 2.1.4

- (a) $m_1 = 2,5mm$
- (b) $x_3 = 0,24; x_4 = 0,11$ bei Beachtung der Paarungslinien und Übersetzung ins Langsame

Aufgabe 2.1.6

- (a) –
- (b) Achsabstand $a = 96mm$
- (c) Zähnezahl $z_3 = 29$
- (d) Drehzahlen $n_{an} = 480min^{-1}$ und $n_{ab} = 1719min^{-1}$
- (e) Lagerkräfte $A_{res} = 1270N$ und $B_{res} = 1270N$

Aufgabe 2.2.1

- (a) Sicherheit $S = 1$
- (b) Federweg $f_{max} = 168mm$
- (c) $f_n = 169mm$
- (d) –
- (e) –
- (f) Federsteifigkeit $c_2 = 7,2N/mm$
- (g) Windungsdurchmesser $D_{m2} = 56mm$, Windungszahl $i_f = 12,4$
- (h) Neuer Federweg $f_{neu} = 105mm$
- (i) –

Aufgabe 2.2.3

- (a) Kraftverhältnis $F_1/F_2 = 4$
- (b) Windungsverhältnis $i_1/i_2 = 0,5$
- (c) Beanspruchung $\tau = 446N/mm^2$
- (d) Windung $i_1 = 4,5$ und Windung $i_2 = 9$

- (e) –
- (f) –
- (g) Federarbeit $W = 5,6J$

Aufgabe 2.2.4

- (a) Sicherheit gegen Fließen $S_F = 1,06$
- (b) Sicherheit gegen Dauerbruch $S_D = 1,25$

Aufgabe 2.2.5

- (a) Vorspannkraft einer Feder $F_V = 217N$
- (b) Betriebskraft $F_B = 832N$
- (c) Sicherheit $S_D = 1,7$
- (d) Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = 118s^{-1}$

Aufgabe 2.2.6

- (a) mit einem gewählten Durchmesser $d = 12mm$ ergeben sich die Längen $l = 432mm$ und $L = 667mm$.

Aufgabe 2.2.7

- (a) –
- (b) Federsteifigkeit des Systems $c = 56N/mm$
- (c) Hubspannungen $\tau_{1h} = 228N/mm^2$ und $\tau_{2h} = 192N/mm^2$

Aufgabe 2.3.4

- (a) –
- (b) Vergleichsspannung $\sigma_{v,\ddot{o}l} = 656N/mm^2 > \sigma_{v,entfettet} = 557N/mm^2$

Aufgabe 2.3.5

- (a) –
- (b) vorhandene Restklemmkraft $F_{kr} = 32kN$
- (c) vorhandene Sicherheit $S_D = 7,4$

Aufgabe 2.3.6

- (a) –
- (b) Kraftverhältnis $\Phi_n = 0,027$
- (c) Schraubenzusatzkraft $F_{SA} = 422N$
- (d) Restklemmkraft $F_{kr} = 12kN$
- (e) $\sigma_a = 3,6N/mm^2$, $S_D = 15,1$

Aufgabe 2.3.7

- (a) erforderliches Drehmoment $M_T = 138Nm$
- (b) Gesamtlösemoment $M_{GLges} = 43Nm > 0Nm$ Selbsthemmung

- (c) Vergleichsspannung im höher belasteten Querschnitt $\sigma_v = 71N/mm^2$
- (d) Handkraft $F_t = 346N$

Aufgabe 2.3.8

- (a) Sicherheit $S_{D0} = 5,1$
- (b) Sicherheit $S_{D.m.Hlse} = 6,7$
- (c) –

Aufgabe 2.3.9

- (a) Beanspruchung im Schaft $\sigma_s = 462N/mm^2$
- (b) Flächenpressung $p = 163N/mm^2$
- (c) –

Aufgabe 2.3.10

- (a) Kraftverhältnis $\Phi_k = 0,138$
- (b) Ausschlagspannung $\sigma_{sa} = 9,02N/mm^2$
- (c) maximale Vorspannkraft $F_{V,max} = 58,4kN$
- (d) minimale Vorspannkraft $F_{V,min} = 42,6kN$

Aufgabe 3.1.1

- (a) erforderliches Bremsmoment $M_B = 90Nm$
- (b) Flächenpressung $p = 0,236N/mm^2$
- (c) Anzahl der erforderlichen Federn $i_f = 7$
- (d) Länge der Federn im ungespannten Zustand $L_0 = 38,3mm$
- (e) erforderliche Schraubenanzahl $z = 3$
- (f) erforderliche Anzahl von Zylinderstiften $z = 2$
- (g) erforderliches Drehmoment $M_A = 20,6Nm$

Aufgabe 3.1.2

- (a) Hochlaufzeit $t = 3,6s$
- (b) Beginn des Kupplungsvorgangs bei $n = 637min^{-1}$
- (c) Anfahren der Maschinenanlage bei $n = 976min^{-1}$

Aufgabe 3.1.3

- (a) maximal übertragbares Moment $M_{max} = 79Nm$
- (b) Betätigungskraft $F_B = 591N$

Aufgabe 3.1.4

- (a) benötigtes Kupplungsmoment $M_K = 135Nm$
- (b) Rutschzeit $t_R = 0,5s$

- (c) Anzahl der Außenlamellen $z_A = 7$

Aufgabe 3.1.5

- (a) Massenträgheitsmoment $J = 3.712 \text{kgm}^2$
(b) erzeugte Wärmemenge $Q = 94 \text{kJ}$
(c) Moment $M = 289 \text{Nm}$ und Querkraft $Q = 2310 \text{N}$

Aufgabe 3.2.1

- (a) –
(b) Umschlingungswinkel $\beta_1 = 164,353^\circ$
(c) Kraft $F_{Sp} = 1181,6 \text{N}$
(d) max. Leistung $P_4 = 13,1 \text{kW}$
(e) –

Aufgabe 3.2.2

- (a) Drehzahl verringert sich auf 62,5%
(b) Moment vervierfacht sich annähernd

Aufgabe 3.2.3

- (a) Optimale Drehzahl $n_{opt} = 6636 \text{1/min}$
(b) –
(c) –
(d) $P_{max} = 140,2 \text{kW}$

Aufgabe 3.2.4

- (a) Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 191,2^\circ$
(b) Andrückkraft $F_A = 97,3 \text{N}$
(c) –

Aufgabe 3.2.5

- (a) Durchmesser $d_1 = 825 \text{mm}$
(b) Umschlingungswinkel $\beta_1 = 207,8^\circ; \beta_2 = 152,2^\circ$
(c) übertragbares Drehmoment $M_t = 37,96 \text{Nm}$
(d) übertragbares Drehmoment $M_t = 37,96 \text{Nm}$
(e) Wellenspannkraft $F_W = 1161 \text{N}$

Aufgabe 3.2.6

- (a) Leistung $P = 31,4 \text{kW}$
(b) erforderliche Pressung $p = 12,24 \text{N/mm}^2$
(c) Mindestlänge $l = 46,3 \text{mm}, l_{konstr} = 63 \text{mm}$

(d) Trumkräfte $F_1 = 6272N$ und $F_2 = 3147N$

(e) –

Aufgabe 3.3.3

(a) –

(b) $U_g = 73\mu m$, $U_k = 29\mu m$

(c) Abmaß für die Welle: 92^{+108}_{+64}