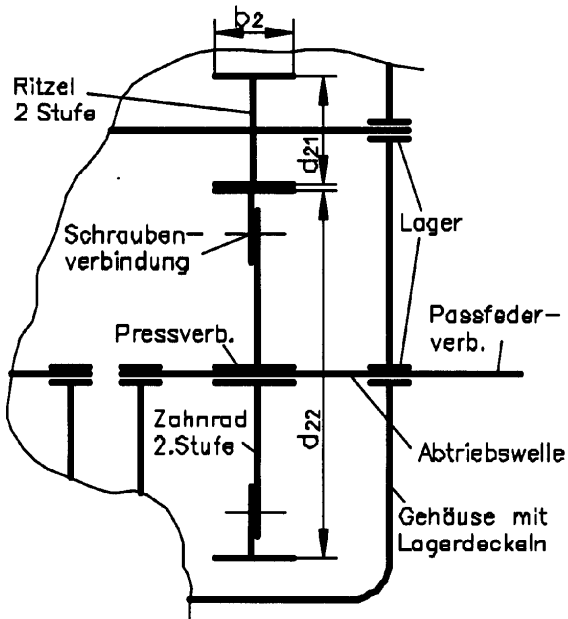


Maschinen- und Apparateelemente - 2. Belegaufgabe WS 2007/2008



In der Skizze ist das Schema der **Abtriebswelle** eines zweistufigen Zahnradgetriebes mit koaxialen An- und Abtrieb dargestellt. Die Abtriebswelle übernimmt von der Zwischenwelle durch das schrägverzahnte Ritzel und das schrägverzahnte Großrad der zweiten Getriebestufe eine **schwellige Leistung** und überträgt sie über eine Kupplung an eine Arbeitsmaschine. Hierfür ist am Wellenende eine **Passfedernut** vorzusehen. Die Drehmomentübertragung zwischen Zahnrad und Welle soll über eine **Pressverbindung** und zwischen Steg und Zahnkranz über eine **Schraubenverbindung** erfolgen. Für die Lagerung der Welle sind **Radial-Rillenkugellager** zu verwenden.

Gegeben:

Aufgabe Nr.: 2007 / 189

Leistung (Oberwert)	$P_0 =$	55	kW
Drehzahl der Abtriebswelle	$n_3 =$	75	min^{-1}
Übersetzung der 2. Stufe	$i_2 =$	3,0	
überschläglicher Ritzeldurchmesser	$d_{i1} =$	$1,15 \cdot \sqrt[3]{M_{t1} / M_0}$	mm ($M_0 = 1 \text{ Nmm}$)
Breite der Zahnräder	$b_i \approx$	d_{i1}	
Eingriffswinkel der Verzahnung	$\alpha =$	20	$^\circ$
Schrägungswinkel der Verzahnung	$\beta =$	9	$^\circ$
überschlägliche Torsionsbeanspruchbarkeit	$\tau_{t \text{ üb}} =$	20	N/mm^2

Weitere Größen und Abmessungen sind individuell festzulegen.

Zu lösende Teilaufgaben für die Abtriebswelle:

1. Ermittlung eines überschläglichen Wellendurchmessers nach $d_{w \text{ üb}} = \sqrt[3]{5 M_t / \tau_{t \text{ üb}}}$
2. Ermittlung der Zahnradabmessungen
3. Vorauswahl der Lager und der Wellendichtung nach $d_{w \text{ üb}}$ und nach konstruktiven Gesichtspunkten
4. Entwurf der Welle als maßstäbliche Skizze (vorläufige Festlegung der Durchmesser und Längen der einzelnen Wellenabschnitte)
5. Nachrechnung der Welle an gefährdeten Querschnitten (wenn notwendig, Korrektur der vorläufigen Festlegungen)
6. Dimensionierung der Welle-Nabe-Verbindungen am Zahnrad und am Wellenende (wenn notwendig, Korrektur der vorläufigen Festlegungen) sowie der Schraubenverbindung zwischen Steg und Kranz des Großrades
7. Endgültige Festlegung der Abmessungen für die gesamte Baugruppe unter Beachtung der Berechnungsergebnisse
8. Zusammenstellungszeichnung der gesamten Baugruppe einschließlich der Gehäuseausschnitte mit Lagerdeckeln im Bereich der Lagerungen, Stückliste

Bei der Lösung der Aufgabe sind die in der Arbeitsblattsammlung und anderen Unterlagen enthaltenen Angaben zu einzelnen Bauteilen und die Hinweise zur Gestaltung von Lagerstellen zu nutzen.

Die erfolgreiche Bearbeitung und Abgabe dieser Belegaufgabe ist Voraussetzung für die Teilnahme an der Abschlussprüfung / Testatklausur in Maschinen- und Apparateelemente.

Name: **Sandig, Frank**

Matr.-Nr.: **48127**

Studiengang: **WWT**

Abgabetermin: Woche **21.01. – 25.01.2008** in der jeweiligen Übung

Abgabe:

1. Überschläglicher Wellendurchmesser

Zunächst wird ein überschläglicher Wellendurchmesser ermittelt nach

$$d_{wüb} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_t}{\tau_{tüb}}} \quad (1)$$

wobei das Torsionsmoment aus dem über das Getriebe als konstant angenommenen Oberwert der Leistung und der geforderten Abtriebsdrehzahl nach der Beziehung

$$P = M_t \cdot 2\pi \cdot n \quad (2)$$

bestimmt werden kann zu

$$M_{t_o} = \frac{P_o}{2\pi \cdot n_3} = \frac{55 \text{ kW}}{2\pi \cdot 75 \text{ min}^{-1}} \quad (3)$$

$$\underline{\underline{M_{t_o} = 7002817 \text{ Nmm}}} \quad .$$

Es ist also nach (1)

$$d_{wüb} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 7002817 \text{ Nmm}}{20 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\underline{\underline{d_{wüb} = 120,523 \text{ mm}}} \quad .$$

Unter Beachtung der gegebenen Beanspruchbarkeit $\tau_{tüb}$ wird als Ausgangsmaterial warmgewalzter Rundstahl Rd 140 DIN 1013 - St60-2 gewählt. Für die unter 3. folgende Auswahl der Wälzlager ist ein Aufrunden auf 122mm nötig (vgl. Entwurf der Welle, Zeichnung 1).

2. Zahnradabmessungen

Die Bestimmung der Zahnradabmessungen erfolgt über das Ritzel an der Zwischenwelle. Das Übersetzungsverhältnis einer Getriebestufe kann über die Übersetzung des Torsionsmomentes definiert werden mit

$$i = \frac{M_{t2}}{M_{t1}} \quad (4)$$

Im Fall der Aufgabenstellung ist M_{t2} das unter 1. errechnete Moment M_{t_o} der Abtriebswelle, i das gegebene Übersetzungsverhältnis i_2 der zweiten Stufe und M_{t1} das zur Bemessung des Ritzels erforderliche Torsionsmoment in der Zwischenwelle.

Damit wird Gleichung (4) zu

$$i_2 = \frac{M_{t_o}}{M_{t1}} \quad \text{bzw.} \quad M_{t1} = \frac{M_{t_o}}{i_2} = \frac{7002817 \text{ Nmm}}{3} \quad ;$$

$$\underline{\underline{M_{t1} = 2234273 \text{ Nmm}}} \quad .$$

Dies stellt ebenfalls den Oberwert einer schwelenden Belastung dar.

Der überschlägliche Durchmesser des Ritzels d_{21} folgt aus der Gleichung

$$d_{21} = 1,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tl}}{M_0} \cdot mm} \quad \text{mit } M_0 = 1 \text{ Nmm}; \quad (5)$$

$$d_{21} = 1,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{2234273 \text{ Nmm}}{1 \text{ Nmm}}} \cdot mm$$

$$\underline{d_{21} = 150,341 \text{ mm}} \quad .$$

Für die Breite der Zahnradpaarung b_2 gilt die Forderung

$$b_2 \approx d_{21} \quad \text{also} \quad \underline{b_2 = 150 \text{ mm}} \quad .$$

Der Durchmesser d_{22} des Großrades ergibt sich wiederum aus dem Übersetzungsverhältnis i_2 zu

$$d_{22} = i_2 \cdot d_{21} = 3 \cdot 150,341 \text{ mm} \quad (6)$$

$$\underline{d_{22} = 451,022 \text{ mm}} \quad .$$

2. Vorauswahl Wälzlager und Wellendichtung

Wälzlager und deren Sicherung:

Die Welle soll mittels zweier Radial-Rillenkugellager im Getriebegehäuse gelagert werden. Mit dem aufgerundeten überschläglichen Wellendurchmesser von 122mm ergibt sich aus den Empfehlungen des imkf (Tabelle „Ausgewählte Abmessungen von Kugellagern und anliegenden Teilen“) ein Lagerinnendurchmesser von 110mm.

Die Reihe wird ohne Betrachtung der Lagertragfähigkeit mit 62 festgelegt; also zwei Radial-Rillenkugellager DIN 625, Kurzzeichen 6222.

Die Befestigung der Lagerinnenringe auf der Welle soll mit zwei einfachen Sicherungsringen für Wellen, DIN 471 - 110 x 4, erfolgen.

Wellendichtring:

Die Welle verlässt das Gehäuse auf der rechten Seite mit dem Durchmesser 110mm. An dieser Stelle ist ein Abdichten des Gehäusedeckels mit einem Radial-Wellendichtring vorgesehen.

Für die geringe Abtriebsdrehzahl ist lt. Tabelle Nitril-Butadien-Kautschuk als Werkstoff für die Dichtlippe ausreichend.

Es wird also folgender Dichtring gewählt: A 110 x 130 x 12 DIN 3760 - NB.

4. Entwurf der Welle

Der Entwurf zur vorläufigen Festlegung von Durchmessern und Längen findet sich auf Zeichnung 1. Hier sind auch die für die Nachrechnung unter 5. wichtigen Längen und die untersuchten gefährdeten Querschnitte zur Übersicht bereits eingetragen.

Bemerkung:

Die dargestellten Durchmesser und Längen der Sitze von Großrad und Lagern ergeben sich aus den Überlegungen in 1. und 2. sowie zur Beweglichkeit der Baugruppe nötigem Spiel; wobei beim Sitz des rechten Lagers (B, als Festlager gewählt) noch Platz für die Wellendichtung vorgesehen ist. Diese Dichtfläche sollte drallfrei geschliffen werden und mit einem Radius abschließen, um Beschädigung des Dichtringes bei der Montage und im Betrieb zu vermeiden. Die Länge des Kupplungszapfens wurde vorläufig so gewählt, dass eine Passfeder von 110mm Länge eingesetzt werden kann, was bei dem lt. Tabelle für den unten errechneten Durchmesser des Kupplungszapfens passenden Passfederquerschnitt von 14mm x 25mm eine mittlere Größe darstellt. Dies ist unter Umständen bei der Dimensionierung der Passfeder Verbindung unter 6. zu korrigieren.

Der notwendige Durchmesser des Kupplungszapfens wurde wie folgt berechnet:

Der Zapfen wird auf Torsion belastet, also ist die Sicherheit S_{tD} entscheidend. Diese sollte allgemein zwischen 1,5...2,0 liegen. Gewählt wird vorläufig 1,8. Die Belastung wirkt schwellend, also ist $\kappa(M_t)=0$. Damit findet sich für den gewählten Werkstoff St60-2 eine Dauerfestigkeit $\tau_{t0}=220\text{N/mm}^2$.

Es gilt

$$S_{tD} = \frac{\tau_{tOG}}{\tau_{t0}} \quad \text{mit} \quad \tau_{tOG} = \frac{\varphi_1}{\beta_k} \cdot \tau_{t0} \quad , \quad \tau_{t0} = \frac{M_{t0}}{W_t} \quad , \quad W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \quad ; \quad (7,8,9,10)$$

das ist eingesetzt in (7)

$$S_{tD} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \varphi_1 \cdot \tau_{t0}}{16 \cdot \beta_k \cdot M_{t0}} \quad (11)$$

und umgestellt nach d

$$d = \sqrt[3]{\frac{S_{tD} \cdot M_{t0} \cdot \beta_k \cdot 16}{\pi \cdot \varphi_1 \cdot \tau_{t0}}} \quad . \quad (12)$$

Mit dem unter 1. ermitteltem Moment M_{t0} , der vorläufig festgelegten Sicherheit S_{tD} , der oben gefundenen Dauerfestigkeit und der für diesen Fall (Passfeder, Torsion, Zugfestigkeit $\sigma_{zB} \approx 600\text{N/mm}^2$) ungünstigsten Kerbwirkungszahl von $\beta_k=1,75$ ergibt das

$$d = \sqrt[3]{\frac{1}{\varphi_1}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 7002817 \text{ Nmm} \cdot 16 \cdot 1,75}{\pi \cdot 220 \text{ N/mm}^2}} = \sqrt[3]{\frac{1}{\varphi_1}} \cdot 79,930 \text{ mm}$$

Der noch unbekannte Größeneinflussfaktor φ_1 kann daraus und mit dem entsprechenden Diagramm durch eine Iteration bestimmt werden:

Schritt	φ_1	d / mm
I	1,0	79,930
II	0,71	89,596
III	0,7	90,020
IV	dto.	dto.

Tabelle 4.1

Als Durchmesser wird 90mm gewählt. Die Gegenprobe mit Gleichung (11) ergibt $S_{tD}=1,92$; das heißt ein Durchmesser von 90mm liegt im zulässigen Bereich.

5. Nachrechnung an drei gefährdeten Querschnitten

Die Leistung P wirkt schwellend, d.h. $\kappa(P, M_t, \tau_t)=0$. Durch die Zahn- und Lagerkräfte wird die Welle zudem auf Umlaufbiegung belastet, so dass $\kappa(\sigma_b)=-1$ ist.

Die Gesamtsicherheit S_D in den jeweils betrachteten Querschnitten setzt sich also aus den Teilsicherheiten S_{tD} und S_{bD} zusammen.

Zur Berechnung der Lagerkräfte und Momentenverläufe siehe auch Skizzen (Zeichnung 2 und 3, Abb. 5.1ff).

5.1 Zahn- und Lagerkräfte, Momentenverläufe

Die in der folgenden Rechnung erscheinenden Längen l_1 und l_2 haben folgende Bedeutung:

l_1 : Abstand Mitte Loslager bis Mitte Großrad;

$$L_1 = \frac{b_2}{2} + \frac{b_{Lager}}{2} + 10\text{mm} + 25\text{mm} = 135\text{mm}$$

(10mm für Anschlag des Großrades und 25mm für Gehäusewandung und Bewegungsspiel);

l_2 : Abstand Mitte Großrad bis Mitte Festlager; $l_2 = \frac{b_2}{2} + \frac{b_{Lager}}{2} + 12\text{mm} = 112\text{mm}$

(12mm Spiel für Gehäusewandung und Beweglichkeit des Großrades).

Unter 1. wurde der Oberwert des zu übertragenden Torsionsmomentes M_{t0} berechnet, unter 2. der Durchmesser des Großrades d_{22} .

Mit den in der Aufgabe gegebenen Winkeln der Verzahnung lassen sich nun die Zahnkräfte folgendermaßen ermitteln:

$$F_u = \frac{2 \cdot M_{to}}{d_{22}} = \frac{2 \cdot 7002817 \text{ Nmm}}{451,0221 \text{ mm}} , \quad (13)$$

$$\underline{F_u = 31053,101 \text{ N} \approx 31,05 \text{ kN}} .$$

$$F_r = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \cdot F_u = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9^\circ} \cdot 31053,101 \text{ N} \quad (14)$$

$$\underline{F_r = 11443,290 \text{ N} \approx 11,44 \text{ kN}}$$

$$F_a = \tan \beta \cdot F_u = \tan 9^\circ \cdot 31053,101 \text{ N} \quad (15)$$

$$\underline{F_a = 4918,328 \text{ N} \approx 4,92 \text{ kN}}$$

Die Lagerkräfte und das Biegemoment in der x-z-Ebene sind (vgl. Abb. 5.2, Zeichnung 2):

$$z \rightarrow: \quad B_z - F_a = 0 \quad \text{also} \quad B_z = F_a \quad (16)$$

$$\underline{B_z = 4,92 \text{ kN}}$$

$$x \uparrow: \quad A_x + B_x - F_r = 0 \quad \text{also} \quad B_x = F_r - A_x \quad (17)$$

$$M_{umB}^-: \quad -A_x \cdot (l_1 + l_2) + F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_{22}}{2} = 0 \quad ; \quad A_x = \frac{F_a \cdot d_{22} + 2 \cdot F_r \cdot l_2}{2 \cdot (l_1 + l_2)} \quad (18)$$

$$A_x = \frac{4918,328 \text{ N} \cdot 451,022 \text{ mm} + 2 \cdot 11443,290 \text{ N} \cdot 112 \text{ mm}}{2 \cdot (135 \text{ mm} + 112 \text{ mm})}$$

$$\underline{A_x = 9679,294 \text{ N} \approx 9,68 \text{ kN}} , \quad \text{und damit ist}$$

$$B_x = 31053,101 \text{ N} - 9679,294 \text{ N} , \quad \underline{B_x = 21373,807 \text{ N} \approx 21,37 \text{ kN}} .$$

Der in Abb 5.2 skizzierte Momentenverlauf der x-z-Ebene ergibt sich aus folgenden Überlegungen: Schneidet man zwischen dem linken Lager (Loslager, Lager A) und dem Großrad, so ist das Momentengleichgewicht um die Schnittstelle (Koordinate z positiv nach rechts)

$$M_{bx} - A_x \cdot z = 0 \rightarrow M_{bx} = A_x \cdot z , \quad (19)$$

für einen Schnitt rechts vom Großrad (Koordinate z' positiv nach links) gilt dagegen

$$M_{bx} - B_x \cdot z' = 0 \rightarrow M_{bx} = B_x \cdot z' . \quad (20)$$

An der Stelle GR des Großrades erfährt das Biegemoment einen Sprung durch einleiten des Biegemoments der Axialkraft über den Radius des Großrades von

$$F_a \cdot \frac{d_{22}}{2} , \quad \text{so dass man für das maximale Biegemoment in der x-z-Ebene}$$

$$M_{bx}^{max} = B_x \cdot l_2 = A_x \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_{22}}{2} = 21,73 \text{ kN} \cdot 112 \text{ mm} ; \quad (21)$$

$$\underline{M_{bx}^{max} = 2433760 \text{ Nmm}} \text{ findet.}$$

Die Lagerkräfte und das Biegemoment in der y-z-Ebene sind (vgl. Abb. 5.3, Zeichnung 2):

$$y \downarrow: A_y - F_u - B_y = 0 \text{ also } B_y = A_y - F_u \quad (22)$$

$$M_{umB}^{\leftarrow}: A_y \cdot (l_1 + l_2) - l_2 \cdot F_u = 0 ; A_y = \frac{l_2 \cdot F_u}{l_1 + l_2} \quad (23)$$

$$A_y = \frac{112 \text{ mm} \cdot 31053,101 \text{ N}}{135 \text{ mm} + 112 \text{ mm}}$$

$$\underline{A_y = 14080,758 \text{ N} \approx 14,08 \text{ kN}} , \text{ und damit ist}$$

$$B_y = 14080,758 \text{ N} - 31053,101 \text{ N} , \underline{B_y = -16972,343 \text{ N} \approx -16,97 \text{ kN}} .$$

Der in Abb 5.3 skizzierte Momentenverlauf der y-z-Ebene ergibt sich aus folgenden Überlegungen: Schneidet man zwischen dem linken Lager (Loslager, Lager A) und dem Großrad, so ist das Momentengleichgewicht um die Schnittstelle (Koordinate z positiv nach rechts)

$$A_y \cdot z + M_{by} = 0 \rightarrow M_{by} = -A_y \cdot z , \quad (24)$$

für einen Schnitt rechts vom Großrad (Koordinate z' positiv nach links) gilt dagegen

$$M_{by} - B_y \cdot z' = 0 \rightarrow M_{by} = B_y \cdot z' . \quad (25)$$

Für das maximale Biegemoment in der y-z-Ebene ergibt sich also offenbar

$$M_{by}^{max} = B_y \cdot l_2 = -A_x \cdot l_1 = -16,97 \text{ kN} \cdot 112 \text{ mm} ; \quad (26)$$

$$\underline{M_{bx}^{max} = -1900640 \text{ Nmm}} .$$

Für das Torsionsmoment gilt das Gleichgewicht (vgl. Abb. 5.4, Zeichnung 3):

$$M_{to} - M_{tk} = 0 \quad (27)$$

Es wirkt also zwischen dem Großrad GR und der Kupplung K das über die Strecke zwischen Großrad und Kupplung konstante Torsionsmoment

$$\underline{M_{to} = 7002817 \text{ Nmm}} .$$

5.2 Auswahl der Querschnitte und Nachrechnung

Als gefährdete Querschnitte werden folgende Stellen der Welle untersucht:

- I: Die Mitte des Großradsitzes als Stelle des maximalen Biegemomentes; Beginn der Torsionsbelastung
- II: Der Wellenabsatz vom Sitz des Großrades zum Sitz des Festlagers (B); belastet auf Torsion und Biegung
- III: Der Absatz von o.g. Lagersitz bzw. der Dichtfläche zum Kupplungszapfen, belastet auf Torsion

Die Querschnitte sind auch in Zeichnung 1 gekennzeichnet.

Die einzelnen Schritte der Nachrechnung folgen der besseren Übersicht halber in tabellarischer Form (Tab. 5.1):

Größen / Formeln	Maßeinheit	Werte für Querschnitt		
		I	II	III
d	mm	122,000	110,000	90,000
$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$	mm ³	178270,461	130670,619	71569,408
$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	mm ³	356540,921	261341,239	143138,815
M_{bx}	Nmm	2433760,000	534345,175	-
M_{by}	Nmm	-1900640,000	-424308,575	-
$M_b = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2}$	Nmm	3087979,946	682321,429	-
$M_{ta} = \frac{1}{2} \cdot M_{to}$	Nmm	3501408,500	3501408,500	3501408,500
$\sigma_{ba} = \frac{M_b}{W_b}$	N/mm ²	17,322	5,222	-
$\tau_{ta} = \frac{M_{ta}}{W_t}$	N/mm ²	9,820	13,398	24,462
φ_1	-	0,7	0,7	0,7
Kerbfall	-	-	Absatz	Absatz
ρ/d	-	-	0,01909	0,02222
D/d	-	-	0,90164	0,81818
β_{kb}	-	1,0	1,2	1,2
β_{kt}	-	1,0	1,3	1,3
$\sigma_{ba} = \sigma_{bo}$	N/mm ²	430	430	430
$\tau_{ta} = \frac{1}{2} \tau_{to}$	N/mm ²	80	80	80
$\sigma_{bAG} = \frac{\varphi_1}{\beta_{kb}} \cdot \sigma_{ba}$	N/mm ²	301,000	250,833	250,833
$\tau_{tAG} = \frac{\varphi_1}{\beta_{kt}} \cdot \tau_{ta}$	N/mm ²	56,000	43,077	43,077
$S_{bD} = \frac{\sigma_{bAG}}{\sigma_{ba}}$	-	17,377	48,037	-
$S_{tD} = \frac{\tau_{tAG}}{\tau_{ta}}$	-	5,702	3,215	1,761
$S_D = \sqrt{\frac{S_{bD}^2 \cdot S_{tD}^2}{S_{bD}^2 + S_{tD}^2}}$	-	5,418	3,208	1,761

Tabelle 5.1

6. Dimensionierung der Verbindungen

6.1 Pressverbindung Zahnrad - Welle

Als Passung für den Presssitz der Zahnradnabe auf der Welle wird die empfohlene Presspassung

$\emptyset 122_{s6}^{H7}$ gewählt, woraus sich lt. Tabelle die Abmaße der Welle zu $\emptyset 122_{+92}^{+132}$ und die der Bohrung zu $\emptyset 122_{+0}^{+40}$ ergeben.

Daraus folgen als Nennübermaße $u_k=0.052\text{mm}$ und $u_g=0,132\text{mm}$.

Die effektiven Übermaße berechnet man mit

$$z = u - 3 \cdot (R_{aW} + R_{aB}) ; \quad (28)$$

wobei die Wellenoberfläche durch Längsdrehen und die Bohrungsoberfläche durch Aufbohren oder Reiben hergestellt werden, so dass für die Mittenrauhwerte die typischen Werte $R_{aW}=1,6\mu\text{m}$ und $R_{aB}=0,8\mu\text{m}$ gewählt werden können. Damit gilt:

$$z_k = (52 - 3 \cdot 2,4) \mu\text{m} = 44,8 \mu\text{m} \quad , \quad z_k = (132 - 3 \cdot 2,4) \mu\text{m} = 124,8 \mu\text{m} \quad .$$

Die für die wirksame Pressung gilt die Gleichung

$$P = \frac{z \cdot E^*}{2 \cdot d} \quad \text{mit} \quad E^* = E \cdot (1 - Q_A^2) \quad \text{und} \quad Q_A = \frac{d_i}{D_A} \quad . \quad (29,30,31)$$

Darin bedeuten E den Elastizitätsmodul von Stahl mit dem Wert $E=210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$, d_i den Nabeninnendurchmesser von $122\text{mm}=d$ und D_A den Nabenaußendurchmesser von 166mm (vgl. Skizze des Großrades, Zeichnung 4).

Es sind also

$$P_k = \left[\frac{0,0448 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{122}{166}\right)^2\right)}{2 \cdot 122} \right] \text{N/mm}^2 = 17,731 \text{ N/mm}^2 \quad \text{und}$$

$$P_g = \left[\frac{0,1248 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{122}{166}\right)^2\right)}{2 \cdot 122} \right] \text{N/mm}^2 = 49,486 \text{ N/mm}^2 \quad .$$

Das Versagen einer Pressverbindung kann durch Fließen oder Rutschen erfolgen.

Die Sicherheit gegen Fließen ist

$$S_F = \frac{\sigma_{zF}}{\sigma_v} \quad \text{mit} \quad \sigma_v = \frac{P_g \cdot \sqrt{3 + Q_A^4}}{1 - Q_A^2} \quad . \quad (32,33)$$

Für den für beide Teile der Verbindung gewählten Werkstoff St60-2 findet man $\sigma_{zF}=330\text{N/mm}^2$, damit gilt

$$S_F = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{49,484 \text{ N/mm}^2 \cdot \left(\frac{\sqrt{3 + \left(\frac{122 \text{ mm}}{166 \text{ mm}}\right)^4}}{1 - \left(\frac{122 \text{ mm}}{166 \text{ mm}}\right)^2} \right)} ; \underline{S_F = 1,69}$$

Die Sicherheit gegen Rutschen folgt aus

$$S_R = \frac{M_R}{M_{to}} = \frac{\mu \cdot P_k \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}{2 \cdot M_{to}} \quad (34)$$

Gewählt wird ein Reibwert von 0,2. Mit den oben ermittelten Größen folgt

$$S_R = \frac{0,2 \cdot 17,731 \text{ N/mm}^2 \cdot \pi \cdot (122 \text{ mm})^2 \cdot 150 \text{ mm}}{2 \cdot 7002817 \text{ Nmm}} ; \underline{S_R = 1,78}$$

6.2 Schraubverbindung Zahnkranz - Zahnradnabe

Die Schraubenverbindung versagt, wenn die Reibung nicht ausreicht um die vom Drehmoment verursachte Betriebskraft aufzunehmen, die Verbindung also rutscht und die Schrauben unzulässig auf Scherung belastet werden.

Für die Dimensionierung der Schraubenverbindung werden folgende Festlegungen getroffen: $\mu_G=0,15$, $S_R=2$, $D_L=334\text{mm}$ (vgl. Zeichnung 4).

Für die Schraubenkraft gilt die Beziehung

$$F_S \cdot i = \frac{2 \cdot S_R \cdot M_{to}}{\mu_G \cdot D_L} \quad (35)$$

$$F_S \cdot i = \frac{2 \cdot 2 \cdot 7002817 \text{ Nmm}}{0,15 \cdot 334 \text{ mm}} = 559,11 \text{ kN}$$

Damit wird aus dem Diagramm folgende Dimensionierung gewählt:

8 Zylinderschrauben mit Innensechskant DIN 912 M16 x 50 , Werkstoffklasse 10.9.

Anmerkung:

Für den Zahnkranz des Großrades wird der induktionshärtbare Werkstoff 42Cr4 gewählt um die Zahnflanken z.B durch Randschichthärten ausreichend verschleißest gestalten zu können.

6.3 Passfederverbindung Welle - Kupplung

Eine Passfederverbindung versagt, sobald entweder der Werkstoff der Nabe oder der der Welle zu fließen beginnt.

Für den Wellenwerkstoff St60-2 ist $\sigma_{zB}=330\text{N/mm}^2$ (s.o.). Für die Kupplung soll vom verbreiteten Stahlgusswerkstoff GS45 ausgegangen werden, für den man $\sigma_{zB}=225\text{N/mm}^2$ findet. Folglich ist die Festigkeit der Kupplung bestimmend für die Dimensionierung der Passfederverbindung.

Die geforderte Sicherheit gegen Fließen wird mit $S_F=1,6$ festgelegt.

Es gilt:

$$P_{N,zul} = \frac{2 \cdot M_{to}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_n} \leq \frac{\sigma_{zF}}{S_F} \quad . \quad (36)$$

Für den Durchmesser des Kupplungszapfens von 90mm findet man in der Tabelle die Passfedermaße $b=25\text{mm}$ und $h=14\text{mm}$, zu denen die Nuttiefe $t_1=9\text{mm}$ gehört.

Stellt man Gleichung (36) nach l_n um und setzt die bekannten Werte ein ergibt sich

$$l_n \geq \frac{2 \cdot 7002817 \text{ Nmm} \cdot 1,6}{225 \text{ N/mm}^2 \cdot 90 \text{ mm} \cdot (14 \text{ mm} - 9 \text{ mm})} = 221,32 \text{ mm} \quad .$$

Da bei einer Passfeder der Form A die nicht anliegenden Radien berücksichtigt werden müssen ($l=l_n+b$) ist die Mindestlänge der Passfeder

$$\underline{l = 221,32 \text{ mm} + 25 \text{ mm} = 246,32 \text{ mm} \quad .}$$

Es wird die nächstgrößere genormte Passfeder gewählt:

Passfeder A 25 x 14 x 250 DIN 6885

Anmerkung:

Eine bessere Lösung für die Übertragung des hohen Torsionsmomentes wäre sicherlich der (wesentlich aufwendigere) Einsatz einer Keilwellenverbindung.

7. Zusammenfassung

Die Nachrechnung der gefährdeten Wellenquerschnitte unter 5. ergab, dass alle Sicherheiten im zulässigen Bereich liegen, die Durchmesser der Welle also wie im Entwurf beibehalten werden können.

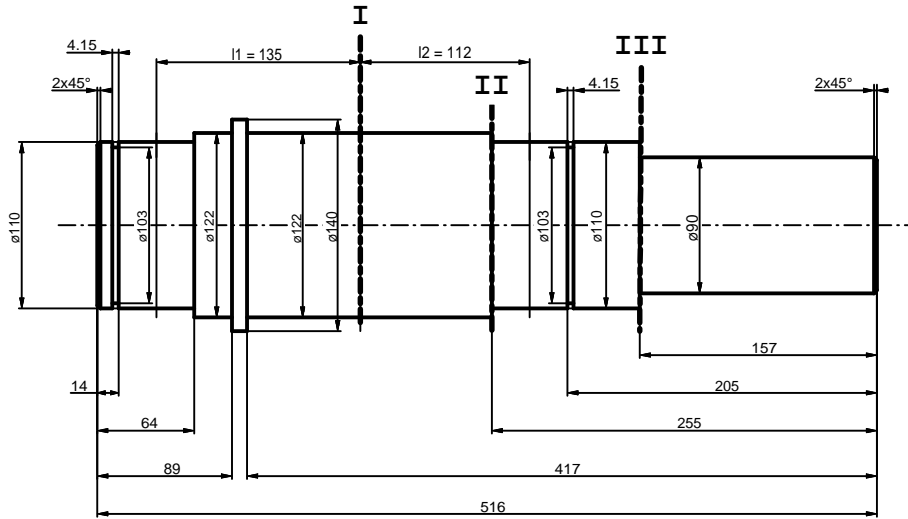
Die Betrachtung der Verbindungen brachte folgende Geometrieänderungen: die Länge der Passfeder muss nun statt der vorläufig gewählten 110mm 250mm betragen, um die festgelegte Fließeicherheit in der Kupplung einzuhalten. Damit verlängert sich der Kupplungszapfen auf 270mm und die Gesamtlänge der Welle auf 629mm.

8. Baugruppenzeichnung

Die Zeichnung der fertigen Baugruppe inkl. Stückliste findet sich auf Zeichnung 5.

9. Quellennachweis

elementare Formeln:	Technisches Taschenbuch von Prof. em. Paland, Uni Hannover; Hrsg. INA-Scheffler KG Herzogenaurach, ersch. 2002 bei Stürtz AG, Würzburg; S. 119Ff
Festigkeitswerte, Tabellen der Normteile, Darstellungsgrundlagen u. ä.	Arbeitsblätter „Konstruktionslehre & Maschinenelemente“ des Instituts für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung an der TU Bergakademie Freiberg (imkf); S. 43, 45f
Lagerabmessungen, Anlagemaße	Tabelle „Ausgewählte Abmessungen von Kugellagern und anliegenden Teilen“, Website des imkf
Normen für Stabstahl:	Tabellenbuch Metall, Verlag Europa-Lehrmittel Haan-Gruiten, 42. Auflage 2002; S. 139f



Verwendungsbereich			Zul. Abw.		Oberfläche		Maßstab M 1:5		Gewicht	
							Werkstoff-Halbzeug			
							Rohteil-Nr.			
							Modell- oder Gesenk-Nr.			
			Datum		Name		Benennung			
			Bearb. 12.01.08		Sandig		Abtriebswelle - Entwurf			
			Gepr.							
			Norm							
							Zeichnungs-Nr.			Blatt
							Zeichnung 1			1
							(Ers. f. :)			Bl.
Zust.	Änderung		Datum	Name	(Urspr.)		(Ers. d. :)			

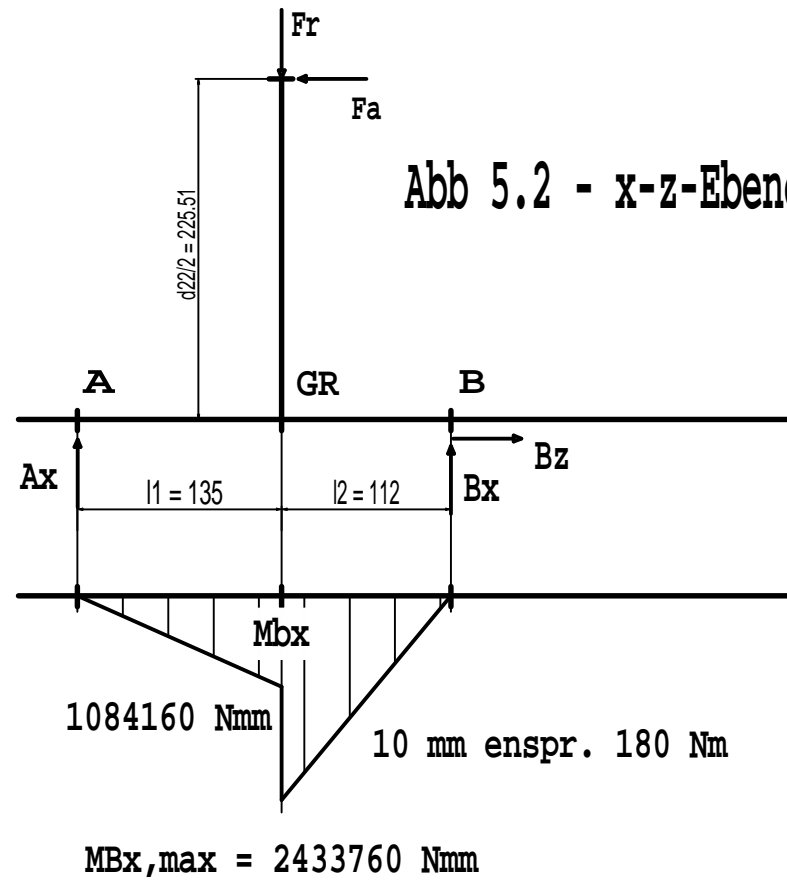
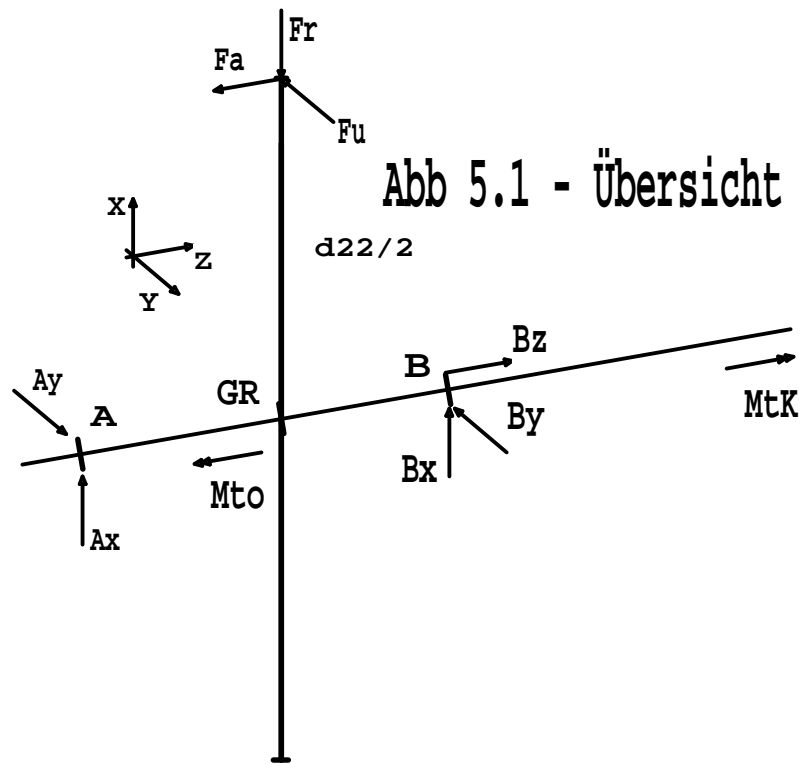


Abb 5.3 - y-z-Ebene

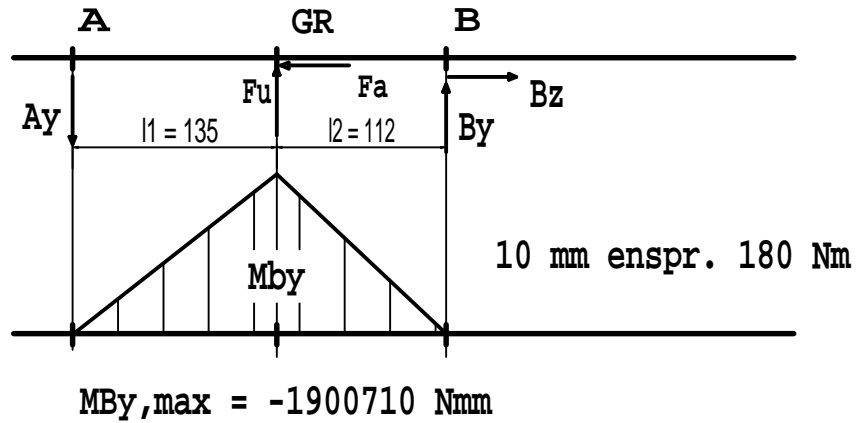
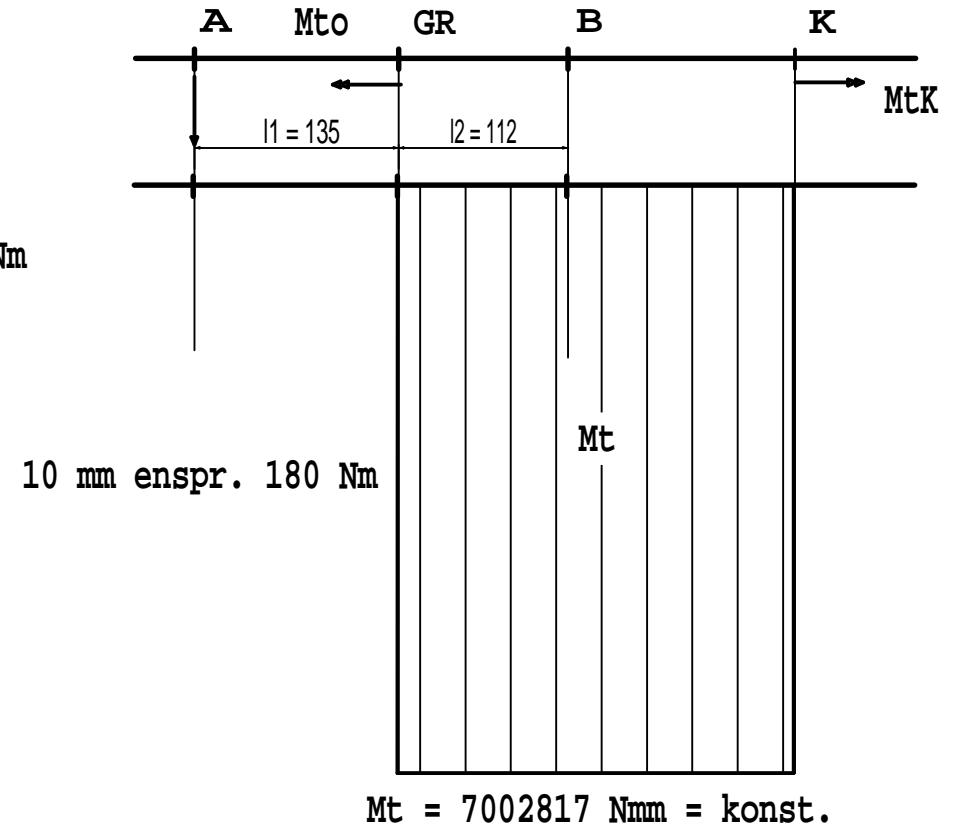
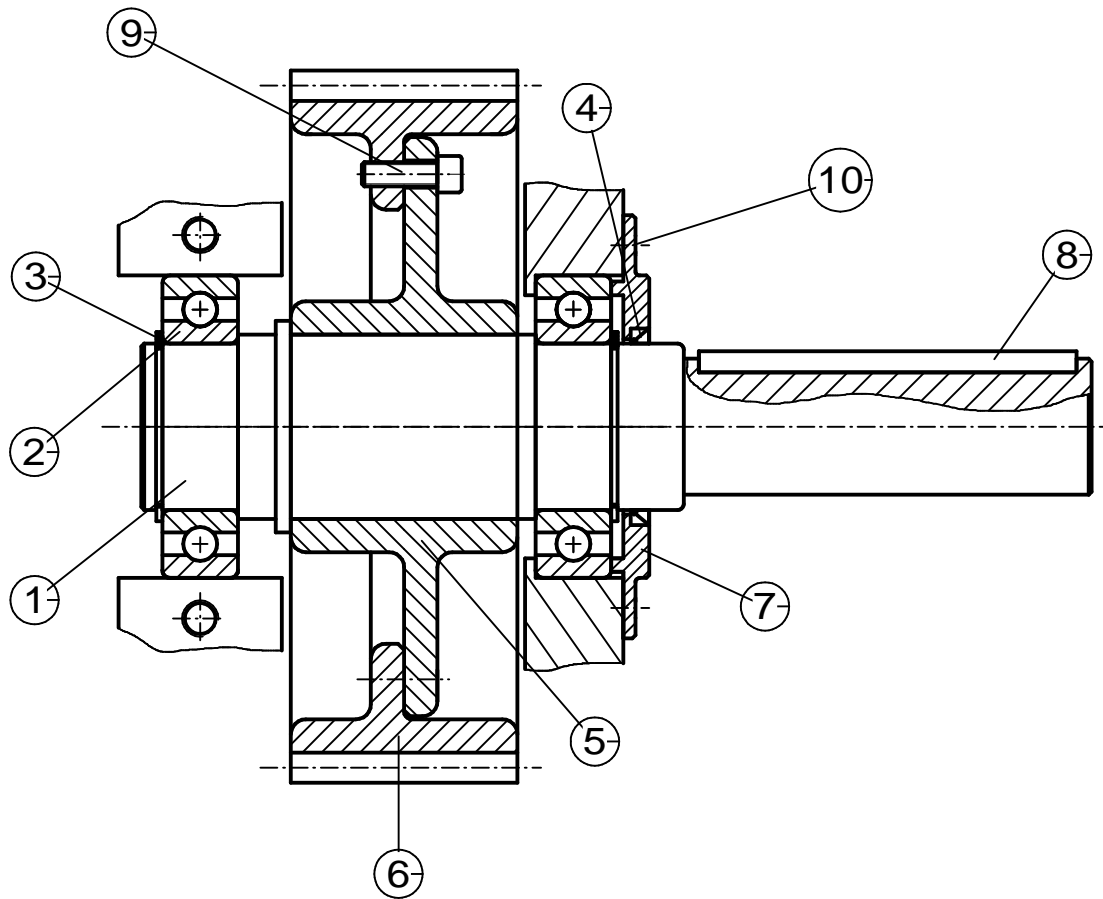


Abb 5.4 - Torsionsmoment





10	8	Stk.	Zylinderschraube mit Innensechskant	M12 x 35 DIN 912	6.8
9	8	Stk.	Zylinderschraube mit Innensechskant	M16 x 50 DIN 912	10.9
8	1	Stk.	Passfeder	A 25 x 14 x 250 DIN 6885	St50
7	1	Stk.	Lagerdeckel		St50
6	1	Stk.	Zahnkranz		42Cr4
5	1	Stk.	Zahnradnabe		St60-2
4	1	Stk.	Radial-Wellendichtring	A 110 x 130 x 12 DIN 3760 - NB	
3	2	Stk.	Sicherungsring für Wellen	DIN 471 - 110 x 4	
2	2	Stk.	Radial-Rillenkugellager	DIN 625	Kurzz. 6222
1	1	Stk.	Welle	Rd 140 x 525 DIN 1013	St60-2

Pos.	Menge	Einh.	Benennung	Halbzeug / Norm	Bemerkung
1	2	3	4	5	6

Verwendungsbereich			Zul. Abw.	Oberfläche	Maßstab M 1:5	Gewicht
					Werkstoff-Halbzeug	
					Rohteil-Nr.	
					Modell- oder Gesenk-Nr.	
			Datum	Name	Benennung	
			Bearb. 22.01.08	Sandig	Baugruppe Abtrieb	
			Gepr.			
			Norm			
					Zeichnungs-Nr.	Blatt 1 Bl.
					Zeichnung 5	
Zust.	Änderung	Datum	Name (Urspr.)	(Ers. f. :)	(Ers. d. :)	