

Aufgabenstellung

Laut Aufgabenstellung ist ein geradverzahntes Stirnradgetriebe für horizontale Betriebslage mit fluchtender An- und Abtriebswelle zu konstruieren, so dass ein am Weltmarkt wettbewerbsfähiges Produkt entsteht.

In einer Entwurfs- und Nachrechnung sind die Zahnräder, Wellen, Passfedern und Wälzlager zu berechnen. Das ungeteilte Gussgehäuse in Fußausführung soll so konstruiert werden, dass die Zwischenwelle (Ritzelwelle) direkt durch den Flanschmotor „SEW DFV 180L - Schilddurchmesser 300mm“ über ein auf der Motorwelle befestigtem Zahnrad angetrieben wird.

Die Motorwelle darf radial mit 5600N und axial mit 1200N belastet werden!

Die Abtriebswelle soll geringe Radial- und Axialkräfte übertragen können: maximal radial 1200N; axial 500N.

Folgende Anforderungen sind zusätzlich gegeben bzw. aus den Datenblättern für Drehstrombremsmotore zu entnehmen:

Antriebsleistung des Motors	$P_1 = 12 \text{ kW}$
Antriebsdrehzahl des Motors	$n_1 = 1500 \text{ 1/min}$
Durchmesser der Motorwelle	48mm
Länge der Motorwelle	110mm
Übersetzung	$i_{\text{ges}} = 10 \pm 3\%$ $i_{\text{ges, min}} = 9,7$ $i_{\text{ges, max}} = 10,3$
Anwendungsfaktor	$K_A = 1,6$
Verzahnungsqualität	7
Nominelle Lebensdauer der Wälzlager	$L_h = 12000\text{h}$
Eingriffswinkel	$\alpha = 20^\circ$

Inhaltsverzeichnis

1 AUFTEILUNG DER GESAMTÜBERSETZUNG AUF DIE I. UND II. STUFE	5
2 BERECHNUNG DER DREHMOMENTE.....	6
2.1 DREHMOMENT DER ANTRIEBSWELLE (MOTORWELLE)	6
2.2 DREHMOMENT UND DREHZAHL DER ZWISCHENWELLE	6
2.3 DREHMOMENT UND DREHZAHL DER ABTRIEBSWELLE	7
3 ENTWURFSBERECHNUNG DER WELLEN.....	8
3.1 WERKSTOFFAUSWAHL	8
3.1.1 Werkstoff für Ritzel und Rad der I.Stufe	8
3.1.2 Werkstoff für Zwischenwelle (mit Ritzel) und Rad der II.Stufe.....	8
3.1.3 Werkstoff für die Abtriebswelle	9
3.2 MINIMALE WELLENDURCHMESSER.....	10
3.2.1 Motorwelle	10
3.2.2 Zwischenwelle.....	10
3.2.3 Abtriebswelle.....	11
4 ENTWURFSBERECHNUNG DER VERZÄHNUNG DER I. UND II. STUFE	12
4.1 STUFE I.....	12
4.1.1 Teilkreisbestimmung nach Zahnfußfestigkeit	12
4.1.2 Teilkreisbestimmung nach Grübchentragsfähigkeit.....	13
4.1.3 Bestimmung des erforderlichen Moduls	14
4.1.4 DIN-Modul.....	14
4.1.5 Neuer Wert für den Teilkreisdurchmesser d_1	14
4.1.6 Zahnbreite.....	14
4.2 STUFE II	15
4.2.1 Teilkreisbestimmung nach Zahnfußfestigkeit	15
4.2.2 Teilkreisbestimmung nach Grübchentragsfähigkeit.....	16
4.2.3 Bestimmung des erforderlichen Moduls	17
4.2.4 DIN-Modul.....	17
4.2.5 Neuer Wert für den Teilkreisdurchmesser d_3	17
4.2.6 Zahnbreite	17
4.3 KONTROLLE: FUßKREIS > MIND. WELLENDURCHMESSER	18
4.3.1 Ritzel 1.....	18
4.3.2 Ritzel 2.....	18
5 BESTIMMUNG DER ACHSABSTÄNDE DER I. UND II. STUFE	19
5.1 ACHSABSTAND DER I.STUFE.....	19
5.2 ACHSABSTAND DER II.STUFE	19
5.3 DIFFERENZ.....	20
6 ITERATION MIT NEUEN ÜBERSETZUNGEN UND ACHSABSTÄNDEN	20
7 BESTIMMUNG DER PROFILVERSCHIEBUNG.....	23
8 BERECHNUNG ALLER VERZÄHNUNGSDATEN MIT PROFILÜBERDECKUNG	26
8.1 STUFE I.....	26
8.1.1 Teilkreisdurchmesser.....	26
8.1.2 Zahndicke am Teilkreis	26
8.1.3 V-Kreis-Durchmesser	27
8.1.4 Grundkreisdurchmesser	27
8.1.5 Kopfkreisdurchmesser	28
8.1.6 Fußkreisdurchmesser	28
8.1.7 Kopfspiel mit neuen Kopfkreisdurchmessern	29
8.1.8 Betriebswälzkreisdurchmesser	30
8.1.9 Zahnbreite	31
8.1.10 Profilüberdeckung	31

8.2 STUFE II	32
8.2.1 Teilkreisdurchmesser	32
8.2.2 Grundkreisdurchmesser	32
8.2.3 Kopfkreisdurchmesser	33
8.2.4 Fußkreisdurchmesser	33
8.2.5 Kopfspiel	33
8.2.6 Betriebswälzkreisdurchmesser	34
8.2.7 Zahnbreite	34
8.2.8 Profilüberdeckung	34
8.3 ÜBERSICHT ÜBER DIE VERZÄHNUNGSDATEN	35
9 DIMENSIONIERUNG DER WELLEN	36
9.1 ZAHNKRÄFTE	36
9.1.1 Stufe I	36
9.1.2 Stufe II	36
9.2 KONZEPTSKIZZE DER MOTOR - GETRIEBE - ANORDNUNG	37
9.3 ÜBERPRÜFUNG DER MOTORWELLE AUF ÜBERBELASTUNG	38
9.3.1 resultierende Radialkraft, welche die Motorwelle belastet	38
9.3.2 Festlegung der Längen	38
9.3.3 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-y Ebene (Tangentialkräfte)	39
9.3.4 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-z Ebene (Radialkräfte)	43
9.3.5 resultierendes Moment	47
9.3.6 resultierende Lagerkräfte	47
9.3.7 vorhandene Spannungen, Vergleichsspannung, zul. Spannung und Vergleichsmoment	48
9.4 DIMENSIONIERUNG DER ANTRIEBSWELLE	51
9.4.1 minimaler Durchmesser des Hohlquerschnitts am Ritzel	52
9.4.2 Außendurchmesser der Hohlwelle	55
9.5 DIMENSIONIERUNG DER ZWISCHENWELLE	58
9.5.1 Radialkräfte, welche die Zwischenwelle belasten	58
9.5.2 Festlegung der Längen	58
9.5.3 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-y Ebene (Tangentialkräfte)	59
9.5.4 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-z Ebene (Radialkräfte)	64
9.5.5 resultierendes Moment	69
9.5.6 resultierende Lagerkräfte	69
9.5.7 vorhandene Spannungen, Vergleichsspannung, zul. Spannung und Vergleichsmoment	70
9.6 DIMENSIONIERUNG DER ABTRIEBSWELLE	72
9.6.1 Kräfte, welche die Abtriebswelle belasten	72
9.6.2 Festlegung der Längen	72
9.6.3 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-y Ebene (Tangentialkräfte)	73
9.6.4 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-z Ebene (Radialkräfte)	77
9.6.4.1 Fall A: zu übertragende Radialkraft entgegen der radialen Zahnkraft	77
9.6.4.2 Fall B: zu übertragende Radialkraft in Richtung der radialen Zahnkraft	82
9.6.5 resultierendes Moment	87
9.6.6 resultierende Lagerkräfte	87
9.6.7 vorhandene Spannungen, Vergleichsspannung, zul. Spannung und Vergleichsmoment	88
9.7 BESTIMMUNG DES WELLENENDES DER ABTRIEBSWELLE NACH DIN 748	90
10 ÜBERPRÜFUNG DER EINHALTUNG DER MAXIMAL MÖGLICHEN BELASTUNG DER MOTORWELLE MIT RADIAL - UND AXIALKRÄFTEN	91

11 NACHRECHNUNG DER ZAHNFUßFESTIGKEIT UND GRÜBCHENTRAGFÄHIGKEIT	
NACH DIN 3990 METHODE C	92
11.1 ZAHNFUßFESTIGKEIT	92
<i>11.1.1 Ritzel der I.Stufe</i>	<i>92</i>
11.1.1.1 auftretende Zahnfußspannung	92
11.1.1.2 zulässige Zahnfußspannung	95
<i>11.1.2 Rad der I.Stufe</i>	<i>96</i>
11.1.2.1 auftretende Zahnfußspannung	96
11.1.2.2 zulässige Zahnfußspannung	99
<i>11.1.3 Ritzel der II.Stufe</i>	<i>100</i>
11.1.3.1 auftretende Zahnfußspannung	100
11.1.3.2 zulässige Zahnfußspannung	103
<i>11.1.4 Rad der II.Stufe</i>	<i>104</i>
11.1.4.1 auftretende Zahnfußspannung	104
11.1.4.2 zulässige Zahnfußspannung	107
11.2 GRÜBCHENTRAGFÄHIGKEIT	108
<i>11.2.1 Ritzel der I.Stufe</i>	<i>108</i>
11.2.1.1 auftretende Flankenpressung	108
11.2.1.2 zulässige Flankenpressung	111
<i>11.2.2 Rad der I.Stufe</i>	<i>112</i>
11.2.2.1 auftretende Flankenpressung	112
11.2.2.2 zulässige Flankenpressung	114
<i>11.2.3 Ritzel der II.Stufe</i>	<i>116</i>
11.2.3.1 auftretende Flankenpressung	116
11.2.3.2 zulässige Flankenpressung	118
<i>11.2.4 Rad der II.Stufe</i>	<i>120</i>
11.2.4.1 auftretende Flankenpressung	120
11.2.4.2 zulässige Flankenpressung	122
12 BERECHNUNG UND AUSWAHL DER WÄLZLAGER UND DER PASSFEDERN	124
12.1 BERECHNUNG UND AUSWAHL DER PASSFEDERN	124
<i>12.1.1 Passfeder der Motorwelle</i>	<i>124</i>
<i>12.1.2 Passfeder für das Rad der Zwischenwelle</i>	<i>126</i>
<i>12.1.3 Passfeder für das Rad der Abtriebswelle</i>	<i>129</i>
<i>12.1.4 Passfeder für das Abtriebswellenende</i>	<i>132</i>
12.2 BERECHNUNG UND AUSWAHL DER WÄLZLAGER	135
<i>12.2.1 Lageranordnung</i>	<i>135</i>
<i>12.2.2 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers D</i>	<i>136</i>
<i>12.2.3 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers E</i>	<i>137</i>
<i>12.2.4 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers G</i>	<i>138</i>
<i>12.2.5 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers H</i>	<i>139</i>
13 LITERATURVERZEICHNIS	141

1 Aufteilung der Gesamtübersetzung auf die I. und II. Stufe

Aus wirtschaftlichen Gründen wird für die schneller laufende Stufe (I.Stufe, mit einem kleineren Drehmoment) die größere Übersetzung gewählt.

<u>$i_I = 3,35$</u>	Übersetzung der I.Stufe; abgelesen in Roloff/Matek TB 21-11 (S.221): mittlerer Wert
gewählt: <u>$i_{II} = 3,0$</u>	Übersetzung der II.Stufe
$i_{ges} = i_I \cdot i_{II}$	Gesamtübersetzung
<u>$i_{ges} = 3,35 \cdot 3,0 = 10,05$</u>	
$i_{ges,min} = 9,70 < 10,05 < 10,30 = i_{ges,max}$	=> in Ordnung!

Mit diesen Werten wurde erstmals bis Kapitel 6 gerechnet. Da dann die Achsabstandsdifferenz zwischen der ersten und zweiten Stufe zu groß war, musste im 6. Kapitel eine Iterationsrechnung durchgeführt werden. Dies führte zu neuen Übersetzungen:

<u>$i_{I,neu} = 3,778$</u>	
<u>$i_{II,neu} = 2,611$</u>	
<u>$i_{ges,neu} = 9,864$</u>	

Mit diesen neuen Werten wird im Folgenden bis zum 5.Kapitel gerechnet. Zusätzlich mussten die errechneten Module zu DIN-Modulen aufgerundet werden, so dass in der Nachrechnung die zulässigen Flankenpressungen der Ritzel (Grübchentragsfähigkeit) nicht überschritten werden.

2 Berechnung der Drehmomente

2.1 Drehmoment der Antriebswelle (Motorwelle)

$P_1 = T_{N1} \cdot \omega_1$	Antriebsleistung; $P_1 = 12\text{kW}$
$T_{N1} = \frac{P_1}{\omega_1}$	(Nenn-)Drehmoment der Antriebswelle
$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1$	Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle; $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$
$\Rightarrow T_{N1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$	
$T_{N1} = \frac{12000 \text{ Nms}^{-1} \cdot 60 \text{ s}}{2 \cdot \pi \cdot 1500 \text{ min}^{-1} \cdot 1 \text{ min}}$	
$T_{N1} = 76,39 \text{ Nm}$	
$T_{\max 1} = T_{N1} \cdot K_A$	Tatsächlich auftretendes maximales Antriebsdrehmoment; $K_A = 1,6$
$T_{\max 1} = 76,39 \text{ Nm} \cdot 1,6$	
$T_{\max 1} = 122,23 \text{ Nm}$	

2.2 Drehmoment und Drehzahl der Zwischenwelle

$T_{N2} = T_{N1} \cdot i_I$	(Nenn-)Drehmoment der Zwischenwelle
$T_{N2} = 76,39 \text{ Nm} \cdot 3,778$	
$T_{N2} = 288,60 \text{ Nm}$	
$T_{\max 2} = T_{\max 1} \cdot i_I$	Tatsächlich auftretendes maximales Drehmoment der Zwischenwelle
$T_{\max 2} = 122,23 \text{ Nm} \cdot 3,778$	
$T_{\max 2} = 461,78 \text{ Nm}$	
$n_2 = \frac{n_1}{i_I} = \frac{1500 \text{ min}^{-1}}{3,778} = 397,035 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl der Zwischenwelle

2.3 Drehmoment und Drehzahl der Abtriebswelle

$T_{N3} = T_{N1} \cdot i_I \cdot i_{II}$	(Nenn-)Drehmoment der Abtriebswelle
$T_{N3} = 76,39 Nm \cdot 3,778 \cdot 2,611$	
$T_{N3} = 753,54 Nm$	
$T_{\max 3} = T_{\max 1} \cdot i_I \cdot i_{II}$	Tatsächlich auftretendes maximales Abtriebsdrehmoment
$T_{\max 3} = 122,23 Nm \cdot 3,778 \cdot 2,611$	
$T_{\max 3} = 1205,72 Nm$	
$n_3 = \frac{n_2}{i_{II}} = \frac{397,035 \text{ min}^{-1}}{2,611} = 152,06 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl der Abtriebswelle

3 Entwurfsberechnung der Wellen

3.1 Werkstoffauswahl

Sobald die Zahnflanken eines Radpaares oberflächengehärtet oder -vergütet sind, kann der gleiche Werkstoff verwendet werden. Die Zahnflanken können zusätzlich geschliffen werden, so dass die Räder geräuscharm und gleichmäßig laufen. Sie erhalten somit eine besonders hohe Verschleißfestigkeit.

Werkstoffauswahl nach Niemann/Winter S.168/169 (Tafel 21.8/2.), S.186/187 (Tafel 21.9/2.) und Roloff/Matek Tabellen (TB 1-1 und TB 20-1):

3.1.1 Werkstoff für Ritzel und Rad der I.Stufe

Vergütungsstahl **42CrMo4** nach DIN 17200 (induktionsgehärtet)

Kennwerte:

- $R_{mN} = 1100N / mm^2$ (Zugfestigkeits-Normwert)
- $R_{eN} = 900N / mm^2$ (Streckgrenzen-Normwert)
- $\sigma_{bWN} = 550N / mm^2$ (Biegewechselfestigkeits-Normwert)
- $\tau_{iSchN} = 565N / mm^2$ (Torsionsschwellfestigkeits-Normwert)
- $\sigma_{Hlim} = 1170N / mm^2$ (Zahnflankendauerfestigkeit bzw. Grübchen-dauerfestigkeit)
- $\sigma_{Flim} = 360N / mm^2$ (Zahnfußdauerfestigkeit)
- $\sigma_{FE} = 720N / mm^2$

3.1.2 Werkstoff für Zwischenwelle (mit Ritzel) und Rad der II.Stufe

Einsatzstahl **15CrNi6** (einsatzgehärtet)

Kennwerte:

- $R_{mN} = 1000N / mm^2$ (Zugfestigkeits-Normwert)
- $R_{eN} = 680N / mm^2$ (Streckgrenzen-Normwert)
- $\sigma_{bWN} = 500N / mm^2$ (Biegewechselfestigkeits-Normwert)
- $\tau_{iSchN} = 470N / mm^2$ (Torsionsschwellfestigkeits-Normwert)
- $\sigma_{Hlim} = 1490N / mm^2$ (Zahnflankendauerfestigkeit bzw. Grübchen-dauerfestigkeit)
- $\sigma_{Flim} = 460N / mm^2$ (Zahnfußdauerfestigkeit)
- $\sigma_{FE} = 920N / mm^2$

3.1.3 Werkstoff für die Abtriebswelle

Vergütungsstahl **34CrNiMo6** nach DIN EN 10083

Kennwerte:

- $R_{mN} = 1200 N / mm^2$ (Zugfestigkeits-Normwert)
- $R_{eN} = 1000 N / mm^2$ (Streckgrenzen-Normwert)
- $\sigma_{bWN} = 600 N / mm^2$ (Biegewechselfestigkeits-Normwert)
- $\tau_{tSchN} = 605 N / mm^2$ (Torsionsschwellfestigkeits-Normwert)

3.2 Minimale Wellendurchmesser

3.2.1 Motorwelle

Der **Wellendurchmesser des Motors** „SEW DFV 180L-Schilddurchmesser 300mm“ beträgt **48mm**. (abgelesen aus den Datenblättern für Drehstrombremsmotore).

3.2.2 Zwischenwelle

$d_{2,\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{\max 2}}{\pi \cdot \tau_{t,zul}}}$	Minstdurchmesser der Zwischen(-voll)welle; Roloff/Matek S.350, Kap.11.2.2
$\tau_{t,zul} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D\min}}$	Zul. Torsionsspannung; zur Berechnung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D\min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t,zul} = \frac{470 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t,zul} = 134,286 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow d_{2,\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 461,78 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{\pi \cdot 134,286 \frac{N}{mm^2}}}$	
$d_{2,\min} \geq 25,97mm \Rightarrow d_{2,\min} \geq 26,00mm$	

3.2.3 Abtriebswelle

$d_{3,\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{\max 3}}{\pi \cdot \tau_{t,zul}}}$	Minstdurchmesser der Abtriebs-(-voll)welle; Roloff/Matek S.350, Kap.11.2.2
$\tau_{t,zul} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D\min}}$	Zul. Torsionsspannung; zur Berechnung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D\min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t,zul} = \frac{605 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t,zul} = 172,86 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow d_{3,\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1205,72 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{\pi \cdot 172,86 \frac{N}{mm^2}}}$	
$d_{3,\min} \geq 32,87 mm \Rightarrow d_{3,\min} \geq 33,00 mm$	

4 Entwurfsberechnung der Verzahnung der I. und II. Stufe

4.1 Stufe I

Das **Ritzel der Stufe I** ist nach Vorgabe **fliegend gelagert**.

4.1.1 Teilkreisbestimmung nach Zahnfußfestigkeit

$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{\max 1} \cdot K_A \cdot z_1 \cdot Y_{FA}}{\frac{b_I}{d_1} \cdot \sigma_{FP}}}$	Mindestteilkreisdurchmesser für Zahnfußfestigkeit
$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_{F,\min}}$	Zulässige Zahnfußspannung; Skript Tomm/Ohnemüller S.3
$\sigma_{FE} = 720 \frac{N}{mm^2}$	Zahnfußfestigkeit; Niemann/Winter S.169
<u>$S_{F,\min} = 1,6$</u>	Mindestsicherheitsfaktor für die Fußbeanspruchung; Roloff/Matek S.737, Kap.21.5.4; $S_{F,\min} = 1,4 \dots 1,6$
$\sigma_{FP} = \frac{720 \frac{N}{mm^2}}{1,6}$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 450,00 \frac{N}{mm^2}$	
$\frac{b_I}{d_1} \leq 1,1 \cdot 0,5$	Verhältnis Zahnbreite zu Teilkreisdurchmesser, Niemann/Winter S.267 Tafel 22.1/5: fliegende Lagerung (50% von 1,1)
$\Rightarrow \frac{b_I}{d_1} \leq 0,55$	
<u>$z_1 = 18$</u>	Gewählte Ritzel-Zähnezahl ($z_1=18$ gewählt, da dann das Getriebe ruhiger läuft, als mit $z_1=16$)
$Y_{FA} = 3,02$	Formfaktor; TB 21-20, S.227 Roloff/Matek ($x=0,0$ mm)
$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 122,23 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m} \cdot 18}{0,55 \cdot 450,00 \frac{N}{mm^2}} \cdot 3,02}$	Formel ohne K_A, da K_A bereits in $T_{\max 1}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow d_1 \geq 37,73 mm$	

4.1.2 Teilkreisbestimmung nach Grübchentragfähigkeit

$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{\max 1} \cdot K_A \cdot u_I + 1}{b_1 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_\varepsilon^2}$	Mindestteilkreisdurchmesser für Grübchentragfähigkeit
$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H}$	Zulässige Flankenpressung; Skript Tomm/Ohnemüller S.3
$\sigma_{H\lim} = 1170 \frac{N}{mm^2}$	Grübchenfestigkeit; Niemann/Winter S.168/169 (Tafel 21.8/2.)
$S_H = 1,2$	Grübchensicherheit; Niemann/Winter S.344, Tafel 22.3/10; $S_{H\min} = 1,0 \dots 1,2$
$\sigma_{HP} = \frac{1170 \frac{N}{mm^2}}{1,2}$	
$\Rightarrow \sigma_{HP} = 975,00 \frac{N}{mm^2}$	
$u_I = i_I = 3,778$	Zähnezahlverhältnis
$Z_H = 2,5$	Zonenfaktor; Niemann/Winter S.329, Bild 22.3/11 ($\beta = 0^\circ, \alpha_n = 20^\circ$)
$Z_E = 189,8 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	Elastizitätsfaktor; Niemann/Winter S.325, Tafel 22.3/7 (Paarung Stahl/Stahl)
$Z_\varepsilon = 1$	Überdeckungsfaktor; Niemann/Winter S.330, Bild 22.3/12 ($\varepsilon_\alpha = 1,0, \varepsilon_\beta = 0; \beta = 0^\circ$)
$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 122,23 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{0,55 \cdot \left(975,00 \frac{N}{mm^2}\right)^2} \cdot \frac{3,778 + 1}{3,778} \cdot (2,5)^2 \cdot \left(189,8 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}\right)^2 \cdot 1^2}$ (Formel ohne K_A)	
$\Rightarrow d_1 \geq 51,06 mm$	

Es wird mit einem Teilkreisdurchmesser $d_1 = 51,06 mm$ weitergerechnet (dies ist der größere Wert).

4.1.3 Bestimmung des erforderlichen Moduls

$m_t = \frac{d_1}{z_1}$	
$m_t = \frac{51,06mm}{18}$	
$\Rightarrow m_t = 2,837mm$	

4.1.4 DIN-Modul

Gewählt: <u>$m_t = 3,00mm$</u>	Niemann/Winter S.270, Tafel 22.1/9 (Reihe 1 und Reihe 2 berücksichtigt); <u>Der Modul musste aufgerundet werden, so dass in der Nachrechnung die zulässige Flankenpressung (Grübchentragfähigkeit) des Ritzels nicht überschritten wird.</u>
---	---

4.1.5 Neuer Wert für den Teilkreisdurchmesser d_1

$d_1 = z_1 \cdot m_t$	
$d_1 = 18 \cdot 3,00mm$	
$\Rightarrow d_1 = 54,00mm$	

4.1.6 Zahnbreite

$\frac{b_t}{d_1} \leq 0,55$	
$b_t \leq 0,55 \cdot d_1$	
$b_t \leq 0,55 \cdot 54,00mm$	
$b_t \leq 29,70mm$	
gewählt: <u>$b_t = 29,00mm$</u>	

4.2 Stufe II

Das **Ritzel der Stufe II** wird ebenfalls **fliegend gelagert**.

4.2.1 Teilkreisbestimmung nach Zahnfußfestigkeit

$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{\max 2} \cdot K_A \cdot z_3 \cdot Y_{FA}}{\frac{b_{II}}{d_3} \cdot \sigma_{FP}}}$	Mindestteilkreisdurchmesser für Zahnfußfestigkeit
$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE}}{S_{F,\min}}$	Zulässige Zahnfußspannung; Skript Tomm/Ohnemüller S.3
$\sigma_{FE} = 920 \frac{N}{mm^2}$	Zahnfußfestigkeit; Niemann/Winter S.169
<u>$S_{F,\min} = 1,6$</u>	Mindestsicherheitsfaktor für die Fußbeanspruchung; Roloff/Matek S.737, Kap.21.5.4; $S_{F,\min} = 1,4 \dots 1,6$
$\sigma_{FP} = \frac{920 \frac{N}{mm^2}}{1,6}$	
<u>$\Rightarrow \sigma_{FP} = 575,00 \frac{N}{mm^2}$</u>	
$\frac{b_{II}}{d_3} \leq 1,1 \cdot 0,5$	Verhältnis Zahnbreite zu Teilkreisdurchmesser, Niemann/Winter S.267 Tafel 22.1/5: fliegende Lagerung (50% von 1,1)
$\Rightarrow \frac{b_{II}}{d_3} \leq 0,55$	
<u>$z_3 = 18$</u>	Gewählte Ritzel-Zähnezahl ($z_3=18$ gewählt, da dann das Getriebe ruhiger läuft, als mit $z_3=16$)
$Y_{FA} = 3,02$	Formfaktor; TB 21-20, S.227 Roloff/Matek ($x=0,0$ mm)
$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 461,78 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m} \cdot 18}{0,55 \cdot 575,00 \frac{N}{mm^2}} \cdot 3,02}$	Formel ohne K_A, da K_A bereits in $T_{\max 2}$ enthalten ist!!
<u>$\Rightarrow d_3 \geq 68,22 mm$</u>	

4.2.2 Teilkreisbestimmung nach Grübchentragfähigkeit

$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{\max 2} \cdot K_A \cdot u_{II} + 1}{\frac{b_{II}}{d_3} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot u_{II}} \cdot Z_H^2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_\varepsilon^2}$	Mindestteilkreisdurchmesser für Grübchentragfähigkeit
$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H}$	Zulässige Flankenpressung; Skript Tomm/Ohnemüller S.3
$\sigma_{H\lim} = 1490 \frac{N}{mm^2}$	Grübchenfestigkeit; Niemann/Winter S.168/169 (Tafel 21.8/2.)
$S_H = 1,2$	Grübchensicherheit; Niemann/Winter S.344, Tafel 22.3/10; $S_{H\min} = 1,0 \dots 1,2$
$\sigma_{HP} = \frac{1490 \frac{N}{mm^2}}{1,2}$	
$\Rightarrow \sigma_{HP} = 1241,67 \frac{N}{mm^2}$	
$u_{II} = i_{II} = 2,611$	Zähnezahlverhältnis
$Z_H = 2,5$	Zonenfaktor; Niemann/Winter S.329, Bild 22.3/11 ($\beta = 0^\circ, \alpha_n = 20^\circ$)
$Z_E = 189,8 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	Elastizitätsfaktor; Niemann/Winter S.325, Tafel 22.3/7 (Paarung Stahl/Stahl)
$Z_\varepsilon = 1$	Überdeckungsfaktor; Niemann/Winter S.330, Bild 22.3/12 ($\varepsilon_\alpha = 1,0; \varepsilon_\beta = 0; \beta = 0^\circ$)
$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 461,78 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{0,55 \cdot \left(1241,67 \frac{N}{mm^2}\right)^2} \cdot \frac{2,611 + 1}{2,611} \cdot (2,5)^2 \cdot \left(189,8 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}\right)^2 \cdot 1^2}$ (Formel ohne K_A)	
$\Rightarrow d_3 \geq 69,74 mm$	

Es wird mit einem Teilkreisdurchmesser $d_3 = 69,74 mm$ weitergerechnet (dies ist der größere Wert).

4.2.3 Bestimmung des erforderlichen Moduls

$m_{II} = \frac{d_3}{z_3}$	
$m_{II} = \frac{69,74mm}{18}$	
$\Rightarrow m_{II} = 3,874mm$	

4.2.4 DIN-Modul

Gewählt: <u>$m_{II} = 4,00mm$</u>	Niemann/Winter S.270, Tafel 22.1/9 (Reihe 1 und Reihe 2 berücksichtigt); <u>Der Modul musste aufgerundet werden, so dass in der Nachrechnung die zulässige Flankenpressung (Grübchentragfähigkeit) des Ritzels nicht überschritten wird.</u>
--	---

4.2.5 Neuer Wert für den Teilkreisdurchmesser d_3

$d_3 = z_3 \cdot m_{II}$	
$d_3 = 18 \cdot 4,00mm$	
$\Rightarrow d_3 = 72,00mm$	

4.2.6 Zahnbreite

$\frac{b_{II}}{d_3} \leq 0,55$	
$b_{II} \leq 0,55 \cdot d_3$	
$b_{II} \leq 0,55 \cdot 72,00mm$	
$b_{II} \leq 39,60mm$	
gewählt: <u>$b_{II} = 39,00mm$</u>	

4.3 Kontrolle: Fußkreis > mind. Wellendurchmesser

4.3.1 Ritzel 1

$d_{f1} = m_I \cdot (z_1 - 2,5)$	Fußkreisdurchmesser des 1.Ritzels; Roloff/Matek S.699, Kap.21.1.2; $m_I = 3,00mm$ $z_1 = 18$
$d_{f1} = 3,00mm \cdot (18 - 2,5)$	
$d_{f1} = 46,50mm$	
<u>$d_{f1} = 46,50mm < 48,00mm = d_{Motorwelle}$</u>	nicht in Ordnung! (Forderung: $d_{f1} > d_{Motorwelle}$); siehe Kap. 8.1.6: neuer Fußkreisdurchmesser

4.3.2 Ritzel 2

$d_{f3} = m_{II} \cdot (z_3 - 2,5)$	Fußkreisdurchmesser des 2.Ritzels; Roloff/Matek S.699, Kap.21.1.2; $m_{II} = 4,00mm$ $z_3 = 18$
$d_{f3} = 4,00mm \cdot (18 - 2,5)$	
$d_{f3} = 62,00mm$	
<u>$d_{f3} = 62,00mm > 26,00mm = d_{2,min}$</u>	in Ordnung! (Forderung: $d_{f3} > d_{2,min}$)

5 Bestimmung der Achsabstände der I. und II.Stufe

In diesem Kapitel wurde zum besseren Verständnis mit den ersten (alten) Werten gerechnet.

5.1 Achsabstand der I.Stufe

$a_{d,I} = \frac{m_I \cdot (z_1 + z_2)}{2}$	Null-Achsabstand der I.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2; $m_I = 2,50mm$ $z_1 = 18$
$i_I = \frac{z_2}{z_1}$	Übersetzung; Roloff/Matek S.699, Kap.2.1.2;
$\Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i_I$	Zähnezahl des Rades der I.Stufe; $i_I = 3,35$
$z_2 = 18 \cdot 3,35$	
$z_2 = 60,3 \Rightarrow z_2 = 60$	
$\Rightarrow a_{d,I} = \frac{2,50mm \cdot (18 + 60)}{2}$	
$a_{d,I} = 97,50mm$	

5.2 Achsabstand der II.Stufe

$a_{d,II} = \frac{m_{II} \cdot (z_3 + z_4)}{2}$	Null-Achsabstand der II.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2; $m_{II} = 3,00mm$ $z_3 = 18$
$i_{II} = \frac{z_4}{z_3}$	Übersetzung; Roloff/Matek S.699, Kap.2.1.2;
$\Rightarrow z_4 = z_3 \cdot i_{II}$	Zähnezahl des Rades der II.Stufe; $i_{II} = 3,0$
$z_4 = 18 \cdot 3,0$	
$z_4 = 54 \Rightarrow z_4 = 54$	
$\Rightarrow a_{d,II} = \frac{3,00mm \cdot (18 + 54)}{2}$	
$a_{d,II} = 108,00mm$	

Die Null-Achsabstände sind verschieden, so dass das Getriebe nicht als Null-Getriebe ausführbar ist.

	alt	neu
Stufe I	$z_1=18$ $z_2=60$	$z_1=18$ $z_{2,neu}=68$
Stufe II	$z_3=18$ $z_4=54$	$z_3=18$ $z_{4,neu}=47$

Zu ersehen ist, dass die Zähnezahle des Rades der I.Stufe um 8 Zähne erhöht und die Zähnezahle des Rades der II.Stufe um 7 Zähne vermindert wurde.

Es ergeben sich neue Übersetzungen:

$i_{I,neu} = \frac{z_{2,neu}}{z_1}$	neue Übersetzung der I.Stufe
$i_{I,neu} = \frac{68}{18}$	
$i_{I,neu} = 3,778$	

$i_{II,neu} = \frac{z_{4,neu}}{z_3}$	neue Übersetzung der II.Stufe
$i_{II,neu} = \frac{47}{18}$	
$i_{II,neu} = 2,611$	

$i_{ges,neu} = i_{I,neu} \cdot i_{II,neu}$	neue Gesamtübersetzung
$i_{ges,neu} = 3,778 \cdot 2,611$	
$i_{ges,neu} = 9,864$	
$i_{ges,min} = 9,70 < 9,864 < 10,30 = i_{ges,max}$	=> in Ordnung!

Des Weiteren ergeben sich neue Achsabstände:

$a_{d_{I,neu}} = \frac{m_I \cdot (z_1 + z_{2,neu})}{2}$	neuer Null-Achsabstand der I.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2; $m_I = 3,00mm$ $z_1 = 18$ $z_{2,neu} = 68$
$a_{d_{I,neu}} = \frac{3,00mm \cdot (18 + 68)}{2}$	
$a_{d_{I,neu}} = 129,00mm$	

$a_{d_{II,neu}} = \frac{m_{II} \cdot (z_3 + z_{4,neu})}{2}$	neuer Null-Achsabstand der II.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2; $m_{II} = 4,00mm$ $z_3 = 18$ $z_{4,neu} = 47$
$a_{d_{II,neu}} = \frac{4,00mm \cdot (18 + 47)}{2}$	
$a_{d_{II,neu}} = 130,00mm$	

Differenz:

$\Delta a_{d_{I,II,neu}} = a_{d_{I,neu}} - a_{d_{II,neu}} $
$\Delta a_{d_{I,II,neu}} = 129,00mm - 130,00mm $
$\Delta a_{d_{I,II,neu}} = 1,00mm$

Mit dieser neuen Achsabstandsdifferenz von 1,00mm kann eine Profilverschiebung angewendet werden.

7 Bestimmung der Profilverschiebung

Der kleinere Achsabstand $a_{d,I}$ wird dem größeren Achsabstand $a_{d,II}$ angeglichen, so dass eine positive Profilverschiebung entsteht. Somit findet die Profilverschiebung in der I.Stufe statt.

Durch die positive Profilverschiebung und der damit verbundenen Verstärkung der Zahnfüße können größere Kräfte übertragen werden.

Es werden im Folgenden die Indizes „1“ und „2“ benutzt. Diese stehen für das Ritzel 1 und das Rad 2 der I.Stufe.

$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_{2,neu}}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha)$	Profilverschiebungssumme; Roloff/Matek S.709, Kap.21.1.5; $z_1 = 18$ $z_{2,neu} = 68$
$\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha \cdot \frac{\pi}{180}$	Involut des Eingriffswinkels; Niemann/Winter S. 279, Tafel 22.1/12 ($\alpha =$ Eingriffswinkel)
$\text{inv} \alpha = \tan 20^\circ - 20^\circ \cdot \frac{\pi}{180}$	
$\text{inv} \alpha = 0,01490$	
$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a_d}{a} \cdot \cos \alpha\right)$	Betriebseingriffswinkel; Roloff/Matek S.704, Kap.21.1.4
$\alpha = 20^\circ$	
$a_d = a_{d1,neu} = 129,00\text{mm}$	
$a = a_{dII,neu} = 130,00\text{mm}$	
$\alpha_w = \arccos\left(\frac{129,00\text{mm}}{130,00\text{mm}} \cdot \cos 20^\circ\right)$	
$\alpha_w = 21,1777415^\circ$	
$\text{inv} \alpha_w = \tan \alpha_w - \alpha_w \cdot \frac{\pi}{180}$	Involut des Betriebseingriffswinkels; Skript Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\text{inv} \alpha_w = \tan 21,1777415^\circ - 21,1777415^\circ \cdot \frac{\pi}{180}$	
$\text{inv} \alpha_w = 0,01780626$	
$\Rightarrow x_1 + x_2 = \frac{18 + 68}{2 \cdot \tan 20^\circ} \cdot (0,01780626 - 0,01490)$	
$x_1 + x_2 = 0,34335$	

$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\lg i_{I,neu}}{\lg \frac{z_1 \cdot z_{2,neu}}{100}}$	Profilverschiebungsfaktor für das Ritzel der I.Stufe; Roloff/Matek S.709, Kap.21.1.5
$x_1 + x_2 = 0,34335$	
$z_1 = 18$	
$z_{2,neu} = 68$	
$i_{I,neu} = 3,778$	
$x_1 \approx \frac{0,34335}{2} + \left(0,5 - \frac{0,34335}{2}\right) \cdot \frac{\lg 3,778}{\lg \frac{18 \cdot 68}{100}}$	
$x_1 = 0,34591$	
$x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$	Profilverschiebungsfaktor für das Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.709, Kap.21.1.5
$x_2 = (0,34335) - 0,34591$	
$x_2 = -0,00256$	
Überprüfung: $x_1 + x_2 = 0,34335$	>i.O.<

Aus Gründen des negativen Profilverschiebungsfaktors x_2 , wird die Aufteilung der Profilverschiebungsfaktoren nach Niemann/Winter Bild 22.1/6, S.274, vorgenommen. Diese Vorgehensweise wird sogar nach DIN 3992 empfohlen. Die Summe der Profilverschiebungsfaktoren bleibt unverändert und beträgt nach obiger Rechnung 0,34335.

Der Profilverschiebungsfaktor x_1 braucht nur ungefähr bestimmt zu werden. Entscheidend ist, dass die Summe der Profilverschiebungsfaktoren eingehalten wird.

$x_{1,neu} = 0,29444$	Profilverschiebungsfaktor des Ritzels und der des Rades der I.Stufe ; Niemann/Winter Bild 22.1/6 b), S.274 (Übersetzung ins Langsame):
$x_{2,neu} = 0,04891$	
Überprüfung: $x_{1,neu} + x_{2,neu} = 0,34335$	$\frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{18 + 68}{2} = 43$
>i.O.<	$\frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0,34335}{2} = 0,1717$

Die praktische Unterschnittgrenze wird beim Ritzel nicht erreicht, da es sich um eine positive Profilverschiebung handelt.

Die Spitzengrenze liegt bei einer Ritzelzähnezahl von $z_1=18$ bei $x \approx 1,2$ (vgl. H.Hinzen, Maschinenelemente 2: Bild 7.75, Kap.7.5.2.6, S.262).

Diese Grenze wird ebenfalls nicht erreicht.

$V_1 = x_{1,neu} \cdot m_I$	Profilverschiebung für das Ritzel der I.Stufe; Roloff/Matek S.702, Kap.21.1.4; $x_{1,neu} = 0,29444$ $m_I = 3,00mm$
$V_1 = 0,29444 \cdot 3,00mm$	
$V_1 = 0,88332mm \Rightarrow V_{plus}\text{-Rad}$	
$V_2 = x_{2,neu} \cdot m_I$	Profilverschiebung für das Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.702, Kap.21.1.4; $x_{2,neu} = 0,04891$ $m_I = 3,00mm$
$V_2 = 0,04891 \cdot 3,00mm$	
$V_2 = 0,14673mm \Rightarrow V_{plus}\text{-Rad}$	
$V_I = V_1 + V_2 = m_I \cdot (x_1 + x_2)$	Profilverschiebung I.Stufe; $m_I = 3,00mm$ $x_1 + x_2 = 0,34335$
$V_I = 3,00mm \cdot 0,34335$	
$V_I = 1,03005mm$	

8 Berechnung aller Verzahnungsdaten mit Profilüberdeckung

8.1 Stufe I

8.1.1 Teilkreisdurchmesser

$d_1 = z_1 \cdot m_1$	Teilkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_1 = 18 \cdot 3,00mm$	
$\Rightarrow d_1 = 54,00mm$	

$d_2 = z_{2,neu} \cdot m_1$	Teilkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_2 = 68 \cdot 3,00mm$	
$\Rightarrow d_2 = 204,00mm$	

8.1.2 Zahndicke am Teilkreis

$s_1 = m_1 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha \right)$	Zahndicke am Ritzel-Teilkreis bzw. am Profilverschobenen Ritzel-Teilkreis der I.Stufe; Roloff / Matek S.704, Kap.21.1.4
$s_1 = 3,00mm \left(\frac{1}{2} \cdot \pi + 2 \cdot 0,29444 \cdot \tan 20^\circ \right)$	
$\Rightarrow s_1 = 5,355mm$	

$s_2 = m_1 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \pi + 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha \right)$	Zahndicke am Rad-Teilkreis bzw. am Profilverschobenen Rad-Teilkreis der I.Stufe; Roloff / Matek S.704, Kap.21.1.4
$s_2 = 3,00mm \left(\frac{1}{2} \cdot \pi + 2 \cdot 0,04891 \cdot \tan 20^\circ \right)$	
$\Rightarrow s_2 = 4,819mm$	

8.1.3 V-Kreis-Durchmesser

$d_{v1} = d_1 + 2 \cdot x_1 \cdot m_1$	Versobener Teilkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; siehe Decker-Formeln S.113
$d_{v1} = 54,00mm + 2 \cdot 0,29444 \cdot 3,00mm$	
$d_{v1} = 55,767mm$	

$d_{v2} = d_2 + 2 \cdot x_2 \cdot m_1$	Versobener Teilkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; siehe Decker-Formeln S.113
$d_{v2} = 204,00mm + 2 \cdot 0,04891 \cdot 3,00mm$	
$d_{v2} = 204,293mm$	

8.1.4 Grundkreisdurchmesser

$d_{b1} = z_1 \cdot m_1 \cdot \cos \alpha$	Grundkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_{b1} = 18 \cdot 3,00mm \cdot \cos 20^\circ$	
$d_{b1} = 50,743mm$	

$d_{b2} = z_{2,neu} \cdot m_1 \cdot \cos \alpha$	Grundkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_{b2} = 68 \cdot 3,00mm \cdot \cos 20^\circ$	
$d_{b2} = 191,697mm$	

8.1.5 Kopfkreisdurchmesser

$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (m_1 + V_1 + k)$	Kopfkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; Roloff/Matek S. 706, Kap.21.1.4; $k = 0$ (Kopfhöhenänderung)
$d_{a1} = 54,00\text{mm} + 2 \cdot (3,00\text{mm} + 0,88332\text{mm})$	
$d_{a1} = 61,767\text{mm}$	

$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (m_1 + V_2 + k)$	Kopfkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; Roloff/Matek S. 706, Kap.21.1.4; $k = 0$ (Kopfhöhenänderung)
$d_{a2} = 204,00\text{mm} + 2 \cdot (3,00\text{mm} + 0,14673)$	
$d_{a2} = 210,293\text{mm}$	

8.1.6 Fußkreisdurchmesser

$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot ((m_1 + c_1) - V_1)$	Fußkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4
$c_1 = 0,25 \cdot m_1 = 0,25 \cdot 3,00\text{mm} = 0,75\text{mm}$	
$d_{f1} = 54,00\text{mm} - 2 \cdot ((3,00\text{mm} + 0,75\text{mm}) - 0,88332\text{mm})$	
$d_{f1,neu} = 48,267\text{mm}$	
$d_{f1,neu} = 48,267\text{mm} > 48,00\text{mm} = d_{Motorwelle}$	d_{f1} ist nur minimal größer als $d_{Motorwelle}$; zwischen Ritzel und Motorwelle passt keine Passfeder; ⇒ es wird ein Austeckritzel verwendet

$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot ((m_1 + c_1) - V_2)$	Fußkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4
$c_1 = 0,25 \cdot m_1 = 0,25 \cdot 3,00\text{mm} = 0,75\text{mm}$	
$d_{f2} = 204,00\text{mm} - 2 \cdot ((3,00\text{mm} + 0,75\text{mm}) - 0,14673)$	
$d_{f2} = 196,793\text{mm}$	

8.1.7 Kopfspiel mit neuen Kopfkreisdurchmessern

$c_I = 0,25 \cdot m_I = 0,25 \cdot 3,00\text{mm} = 0,75\text{mm}$	übliches Kopfspiel; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4
$c_{I,vorh.} = a_{d_{II,neu}} - 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{f2})$	vorhandenes Kopfspiel zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4
$c_{I,vorh.} = 130,00\text{mm} - 0,5 \cdot (61,767\text{mm} + 196,793\text{mm})$	
$c_{I,vorh.} = 0,72\text{mm} < c_I = 0,75\text{mm}$	<nicht in Ordnung>

Das vorhandene Kopfspiel für das V-Radpaar der I.Stufe beträgt (s.o.):

$$c_{I,vorh.} = 0,72\text{mm}.$$

Dieses vorhandene Kopfspiel sollte 0,75mm (=übliches Kopfspiel, s.o.), so dass das dem Bezugsprofil der Räder entsprechende Kopfspiel erhalten bleibt.

Es liegt vor: $V_1 + V_2 = 0,88332\text{mm} + 0,1467\text{mm} = 1,03005\text{mm} \neq 1,00\text{mm} = \Delta a_{d_{II,neu}}$

Somit wird das Radpaar der I.Stufe mit Kopfhöhenänderung gefertigt:

$k = a - a_d - m_I \cdot (x_1 + x_2)$	Kopfhöhenänderung des Radpaares der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4
$a_d = a_{d_{I,neu}} = 129,00\text{mm}$	
$a = a_{d_{II,neu}} = 130,00\text{mm}$	
$x_1 + x_2 = 0,34335$	
$m_I = 3,00\text{mm}$	
$k = 130,00\text{mm} - 129,00\text{mm} - 3,00\text{mm} \cdot 0,34335$	
$k = -0,03005\text{mm}$	um diese Länge werden die Zähne gekürzt, sodass gilt: $V_1 + V_2 = \Delta a_{d_{II,neu}}$ (s.o.)

Somit wird:

$d_{a1,neu} = d_1 + 2 \cdot (m_1 + V_1 + k)$	Kopfkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4;
$d_{a1,neu} = 54,00mm + 2 \cdot (3,00mm + 0,88332mm + (-0,03005mm))$	
$d_{a1,neu} = 61,7065mm$	
$d_{a2,neu} = d_2 + 2 \cdot (m_1 + V_2 + k)$	Kopfkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4;
$d_{a2,neu} = 204,00mm + 2 \cdot (3,00mm + 0,14673 + (-0,03005mm))$	
$d_{a2,neu} = 210,233mm$	

Somit wird das vorhandene Kopfspiel:

$c_{I,vorh.} = a_{d_{I,neu}} - 0,5 \cdot (d_{a1,neu} + d_{f2})$	vorhandenes Kopfspiel zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4
$c_{I,vorh.} = 130,00mm - 0,5 \cdot (61,7065mm + 196,793mm)$	
$c_{I,vorh.} = 0,75mm = c_I = 0,75mm$	<i.O.>

8.1.8 Betriebswälzkreisdurchmesser

$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_{d_{I,neu}}}{1 + u_{I,neu}}$	Betriebswälzkreisdurchmesser des Ritzels der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4; $u_{I,neu} = i_{I,neu} = 3,778$
$d_{w1} = \frac{2 \cdot 130,00mm}{1 + 3,778}$	
$d_{w1} = 54,416mm$	

$d_{w2} = 2 \cdot a_{d_{II,neu}} - d_{w1}$	Betriebswälzkreisdurchmesser des Rades der I.Stufe; Roloff/Matek S.706, Kap.21.1.4;
$d_{w2} = 2 \cdot 130,00mm - 54,416mm$	
$d_{w2} = 205,584mm$	

8.1.9 Zahnbreite

$\frac{b_1}{d_1} \leq 0,55$	
$b_1 \leq 0,55 \cdot d_1$	
$b_1 \leq 0,55 \cdot 54,00\text{mm}$	
$b_1 \leq 29,70\text{mm}$	
gewählt: $b_1 = 29,00\text{mm}$	

8.1.10 Profilüberdeckung

$\varepsilon_{\alpha,1} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1,neu}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2,neu}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_{d_{II,neu}} \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m_1 \cdot \cos \alpha}$	Profilüberdeckung Ritzel/Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.707, Kap.21.1.4
$d_{a1,neu} = 61,7065\text{mm}$	
$d_{a2,neu} = 210,233\text{mm}$	
$d_{b1} = 50,743\text{mm}$	
$d_{b2} = 191,697\text{mm}$	
$a_{d_{II,neu}} = 130,00\text{mm}$	
$m_1 = 3,00\text{mm}$	
$\alpha_w = 21,1777415^\circ$	
$\alpha = 20^\circ$	
$\varepsilon_{\alpha,1} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{(61,7065\text{mm})^2 - (50,743\text{mm})^2} + \sqrt{(210,233\text{mm})^2 - (191,697\text{mm})^2} \right) - 130,00\text{mm} \cdot \sin 21,1777415^\circ}{\pi \cdot 3,00\text{mm} \cdot \cos 20^\circ}$	
$\Rightarrow \varepsilon_{\alpha,1} = 1,552$	
$\varepsilon_{\alpha,1_{\max}} = 2 \geq \varepsilon_{\alpha,1} = 1,552 \geq 1,1 = \varepsilon_{\alpha,1_{\min}}$	Roloff/Matek S.707, Kap.21.1.4: Profilüberdeckung ist in Ordnung!

8.2 Stufe II

8.2.1 Teilkreisdurchmesser

$d_3 = z_3 \cdot m_{II}$	Teilkreisdurchmesser des Ritzels der II.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_3 = 18 \cdot 4,00mm$	
$\Rightarrow d_3 = 72,00mm$	

$d_4 = z_{4,neu} \cdot m_{II}$	Teilkreisdurchmesser des Rades der II.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_4 = 47 \cdot 4,00mm$	
$\Rightarrow d_4 = 188,00mm$	

8.2.2 Grundkreisdurchmesser

$d_{b3} = z_3 \cdot m_{II} \cdot \cos \alpha$	Grundkreisdurchmesser des Ritzels der II.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_{b3} = 18 \cdot 4,00mm \cdot \cos 20^\circ$	
$d_{b3} = 67,658mm$	

$d_{b4} = z_{4,neu} \cdot m_{II} \cdot \cos \alpha$	Grundkreisdurchmesser des Rades der II.Stufe; Roloff/Matek S. 697, Kap.21.1.1
$d_{b4} = 47 \cdot 4,00mm \cdot \cos 20^\circ$	
$d_{b4} = 176,662mm$	

8.2.3 Kopfkreisdurchmesser

$d_{a3} = m_{II} \cdot (z_3 + 2)$	Kopfkreisdurchmesser des Ritzels der II.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2
$d_{a3} = 4,00mm \cdot (18 + 2)$	
<u>$d_{a3} = 80,00mm$</u>	

$d_{a4} = m_{II} \cdot (z_{4,neu} + 2)$	Kopfkreisdurchmesser des Rades der II.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2
$d_{a4} = 4,00mm \cdot (47 + 2)$	
<u>$d_{a4} = 196,00mm$</u>	

8.2.4 Fußkreisdurchmesser

$d_{f3} = m_{II} \cdot (z_3 - 2,5)$	Fußkreisdurchmesser des Ritzels der II.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2
$d_{f3} = 4,00mm \cdot (18 - 2,5)$	
<u>$d_{f3} = 62,00mm$</u>	

$d_{f4} = m_{II} \cdot (z_{4,neu} - 2,5)$	Fußkreisdurchmesser des Rades der II.Stufe; Roloff/Matek S. 699, Kap.21.1.2
$d_{f4} = 4,00mm \cdot (47 - 2,5)$	
<u>$d_{f4} = 178,00mm$</u>	

8.2.5 Kopfspiel

<u>$c_{II} = 0,25 \cdot m_{II} = 0,25 \cdot 4,00mm = 1,00mm$</u>	vorhandenes Kopfspiel; Roloff/Matek S.706, Kap21.1.4
---	---

8.2.6 Betriebswälzkreisdurchmesser

Da in der II.Stufe keine Profilverschiebung vorgenommen wurde, entsprechen in dieser Stufe die Betriebswälzkreise den Teilkreisdurchmessern:

$\underline{d_{w3} = d_3 = 72,00mm}$	Betriebswälzkreisdurchmesser des Ritzels der II.Stufe
$\underline{d_{w4} = d_4 = 188,00mm}$	Betriebswälzkreisdurchmesser des Rades der II.Stufe

8.2.7 Zahnbreite

$\frac{b_{II}}{d_3} \leq 0,55$	
$b_{II} \leq 0,55 \cdot d_3$	
$b_{II} \leq 0,55 \cdot 72,00mm$	
$b_{II} \leq 39,60mm$	
gewählt: $\underline{b_{II} = 39,00mm}$	

8.2.8 Profilüberdeckung

$\varepsilon_{\alpha,II} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a_{d_{II,neu}} \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m_{II} \cdot \cos \alpha}$	Profilüberdeckung Ritzel/Rad der II.Stufe; Roloff/Matek S.700, Kap.21.1.3
$d_{a3} = 80,00mm$	
$d_{a4} = 196,00mm$	
$d_{b3} = 67,658mm$	
$d_{b4} = 176,662mm$	
$a_{d_{II,neu}} = 130,00mm$	
$m_{II} = 4,00mm$	
$\alpha = 20^\circ$	
$\varepsilon_{\alpha,II} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{(80,00mm)^2 - (67,658mm)^2} + \sqrt{(196,00mm)^2 - (176,662mm)^2} \right) - 130,00mm \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 4,00mm \cdot \cos 20^\circ}$	
$\Rightarrow \underline{\varepsilon_{\alpha,II} = 1,637}$	
$\varepsilon_{\alpha,II_{max}} = 2 \geq \varepsilon_{\alpha,II} = 1,637 \geq 1,25 = \varepsilon_{\alpha,II_{min}}$	Roloff/Matek S.700, Kap.21.1.3: Profilüberdeckung ist in Ordnung!

8.3 Übersicht über die Verzahnungsdaten

	Stufe I		Stufe II	
	Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
Übersetzung i	3,778		2,611	
Modul m	3,00mm		4,00mm	
Null-Achsabstand a_d	129,00mm		130,00mm	
Ist-Achsabstand a	130,00mm		130,00mm	
Eingriffswinkel α	20°		20°	
Betriebseingriffswinkel α_w	21,1777415°		---	
Zahnbreite b	29,00mm		39,00mm	
Profilüberdeckung ε_α	1,552		1,637	
Kopfspiel c	0,75mm		1,00mm	
Zähnezahl z	18	68	18	47
Verschiebungsfaktor x	+0,29444	+0,04891	0	0
Verschiebung V	+0,88332mm	+0,14673mm	0mm	0mm
Teilkreis d	54,00mm	204,00mm	72,00mm	188,00mm
Zahndicke s am Teilkreis	5,355mm	4,819mm	---	---
V-Kreis d_v	55,767mm	204,293mm	---	---
Grundkreis d_b	50,743mm	191,697mm	67,658mm	176,662mm
Kopfkreis d_a	61,7065mm	210,233mm	80,00mm	196,00mm
Fußkreis d_f	48,267mm	196,793mm	62,00mm	178,00mm
Betriebswälzkreis d_w	54,416mm	205,584mm	72,00mm	188,00mm

9 Dimensionierung der Wellen

9.1 Zahnkräfte

9.1.1 Stufe I

$F_{t,I} = \frac{2 \cdot T_{\max 1}}{d_{w1}}$	<u>Tangentialkraft</u> (=Umfangskraft) zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.730, Kap.21.5.2
$F_{t,I} = \frac{2 \cdot 122,23 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{54,416 mm}$	
$F_{t,I} = 4492,429 N$	

$F_{r,I} = F_{t,I} \cdot \tan \alpha_w$	<u>Radialkraft</u> zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe; Roloff/Matek S.730, Kap.21.5.2
$F_{r,I} = 4492,429 N \cdot \tan 21,1777415^\circ$	
$F_{r,I} = 1740,491 N$	

Es entstehen keine Axialkräfte, da es sich um eine Geradverzahnung handelt.

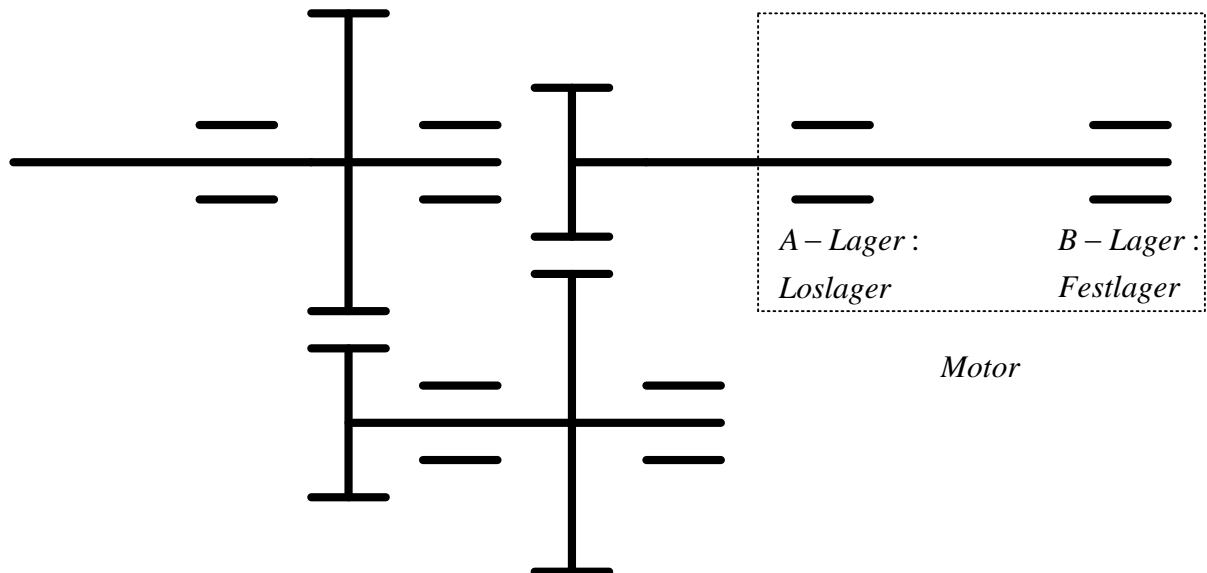
9.1.2 Stufe II

$F_{t,II} = \frac{2 \cdot T_{\max 2}}{d_{w3}}$	<u>Tangentialkraft</u> (=Umfangskraft) zwischen Ritzel und Rad der II.Stufe; Roloff/Matek S.730, Kap.21.5.2; <u>$d_{w3} = d_3 = 72,0 mm$</u> , da Null-Verzahnung
$F_{t,II} = \frac{2 \cdot 461,78 Nm \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{72,00 mm}$	
$F_{t,II} = 12827,222 N$	

$F_{r,II} = F_{t,II} \cdot \tan \alpha_w$	<u>Radialkraft</u> zwischen Ritzel und Rad der II.Stufe; Roloff/Matek S.730, Kap.21.5.2; <u>$\alpha_w = \alpha = 20^\circ$</u> , da Null-Verzahnung
$F_{r,II} = 12827,222 N \cdot \tan 20^\circ$	
$F_{r,II} = 4668,727 N$	

Es entstehen keine Axialkräfte, da es sich um eine Geradverzahnung handelt.

9.2 Konzeptskizze der Motor - Getriebe - Anordnung

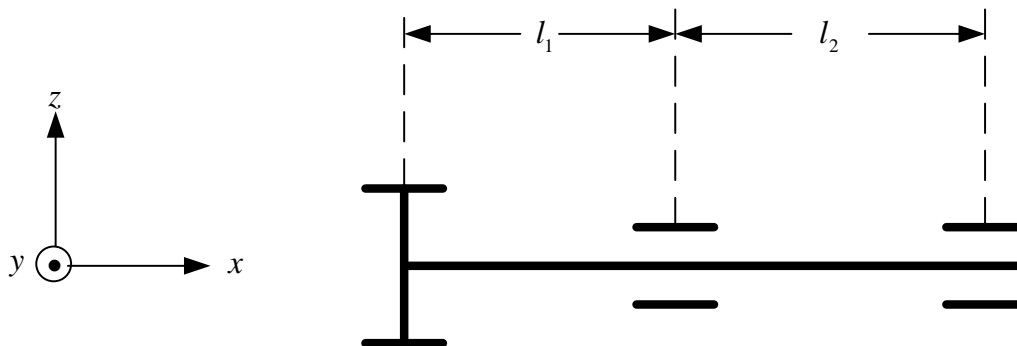


9.3 Überprüfung der Motorwelle auf Überbelastung

9.3.1 resultierende Radialkraft, welche die Motorwelle belastet

$F_{res,I} = \sqrt{F_{t,I}^2 + F_{r,I}^2}$	
$F_{res,I} = \sqrt{(4492,429N)^2 + (1740,491N)^2}$	
<u>$F_{res,I} = 4817,803N < 5600N$</u> >i.O.<	resultierende Radialkraft der I.Stufe, welche die Motorwelle (Antriebswelle) belastet

9.3.2 Festlegung der Längen



Festlegung von l_1 (Annahme):

$$l_1 \approx 190\text{mm}$$

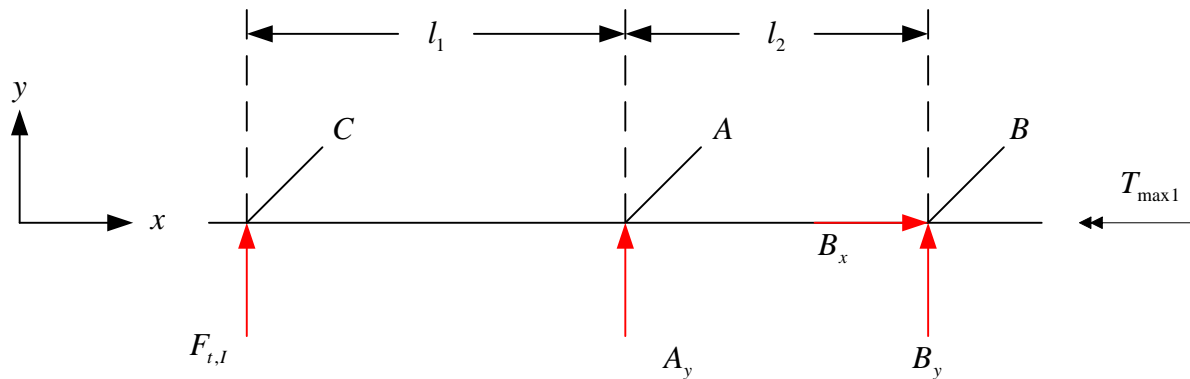
Festlegung von l_2 (Abstand der Motorlager A und B):

Annahme:

$$\begin{aligned} l_2 &= (\text{Motorgehäuse-Länge}) - (2 \text{ mal halbe Lagerbreite}) \\ &= k_0 - (0,5 \cdot B_{A\text{-Lager}} + 0,5 \cdot B_{B\text{-Lager}}) \\ &= 737\text{mm} - 27\text{mm} \\ &= 710\text{mm} \end{aligned}$$

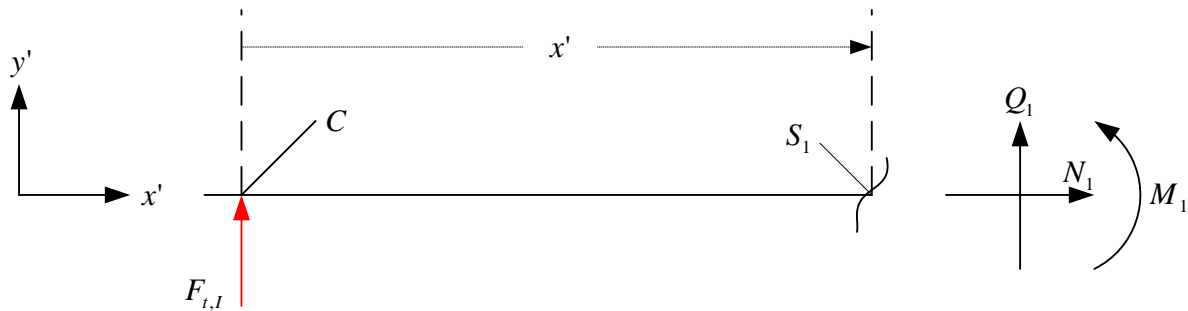
k_0 aus Datenblatt,
B aus FAG-Katalog:
 $B_{A\text{-Lager}} = 31\text{mm}$
 $B_{B\text{-Lager}} = 23\text{mm}$

9.3.3 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-y Ebene (Tangentialkräfte)



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iz}^{(A)} = 0$
$\Rightarrow B_x = 0$ (I)	$\Rightarrow F_{t,I} + A_y + B_y = 0$ (II)	$\Rightarrow -F_{t,I} \cdot l_1 + B_y \cdot l_2 = 0$ (III)

<p>aus (III):</p> $B_y = \frac{F_{t,I} \cdot l_1}{l_2} = -\frac{4492,429N \cdot 190mm}{710mm}$ $\Rightarrow B_y = 1202,199N$	<p>aus (II):</p> $A_y = -F_{t,I} - B_y = -4492,429N - 1202,199N$ $\Rightarrow A_y = -5694,628N$
--	---

Bereich 1: $0 \leq x' \leq l_1$ 

$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iz}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow \underline{N_1 = 0}$ (I)	$\Rightarrow F_{t,l} + Q_1 = 0$ (II)	$\Rightarrow -F_{t,l} \cdot x' + M_1 = 0$ (III)

aus (II):

$$Q_1 = -F_{t,l}$$

$$\Rightarrow \underline{Q_1 = -4492,429N}$$

aus (III):

$$M_1 = F_{t,l} \cdot x'$$

$$\underline{M_1(x'=0) = 0}$$

$$M_1(x'=l_1) = F_{t,l} \cdot l_1$$

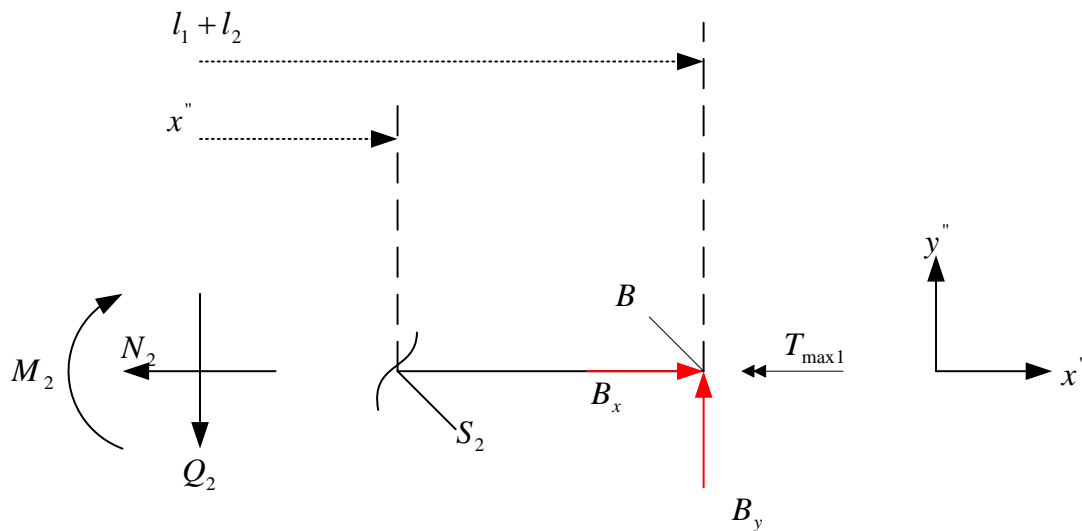
$$M_1(x'=l_1) = 4492,429N \cdot 0,190m$$

$$\Rightarrow \underline{M_1(x'=l_1) = 853,561Nm}$$

Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:

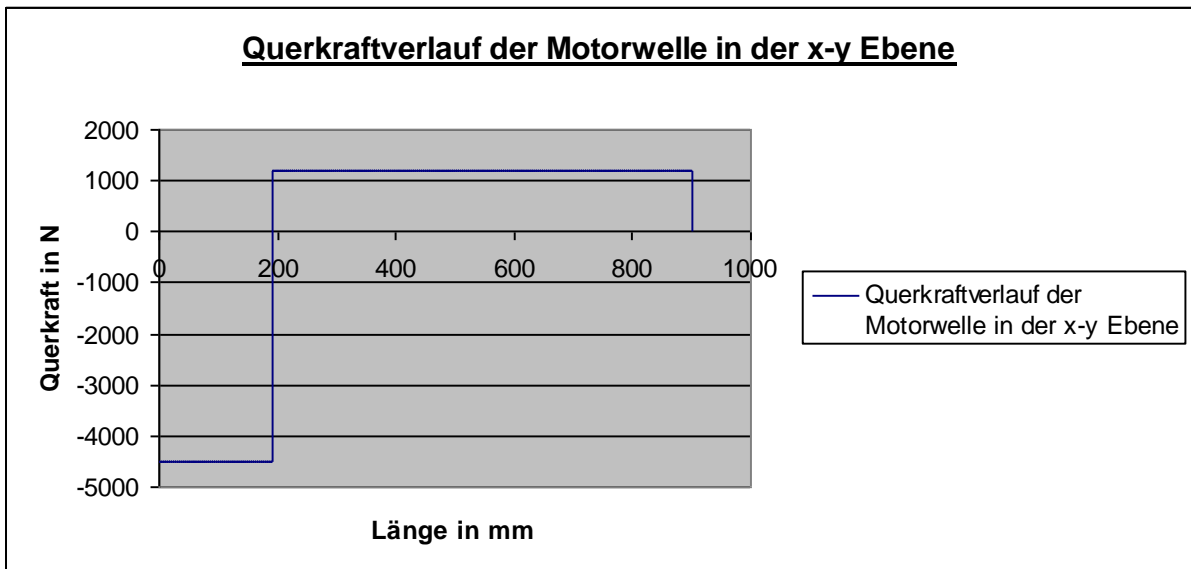
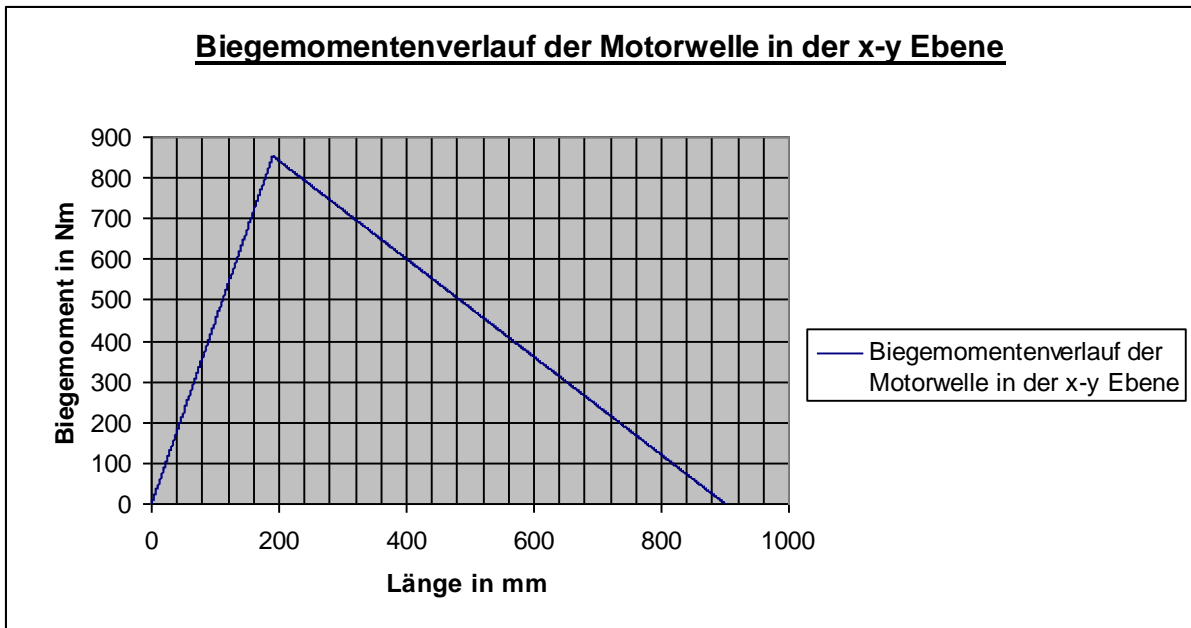
$$\underline{T_{\max 1} = 122,23Nm}$$

Bereich 2: $l_1 \leq x'' \leq l_1 + l_2$

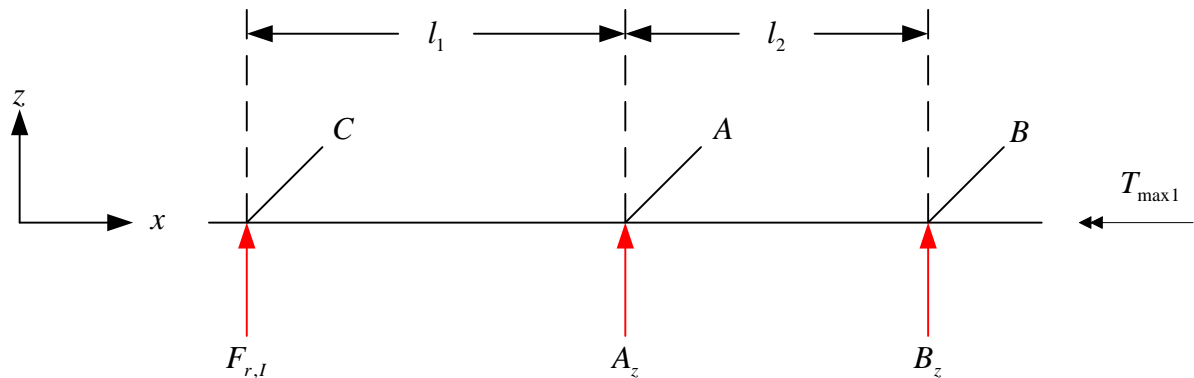


$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iz}^{(S_2)} = 0$
$\Rightarrow -N_2 + B_x = 0$ (I)	$\Rightarrow -Q_2 + B_y = 0$ (II)	$\Rightarrow B_y \cdot (l_1 + l_2 - x'') - M_2 = 0$ (III)

<p>aus (I):</p> <p>$N_2 = B_x$</p> <p><u>$N_2 = 0$</u></p> <p>aus (II):</p> <p>$Q_2 = B_y$</p> <p><u>$Q_2 = 1202,199N$</u></p>	<p>aus (III):</p> <p>$M_2 = B_y \cdot (l_1 + l_2 - x'')$</p> <p>$M_2(x''=l_1) = B_y \cdot (l_1 + l_2 - l_1)$</p> <p>$M_2(x''=l_1) = B_y \cdot l_2$</p> <p>$M_2(x''=l_1) = 1202,199N \cdot 0,710m$</p> <p><u>$M_2(x''=l_1) = 853,561Nm$</u></p> <p><u>$M_2(x''=l_1 + l_2) = 0$</u></p>
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> <p><u>$T_{\max 1} = 122,23Nm$</u></p>	

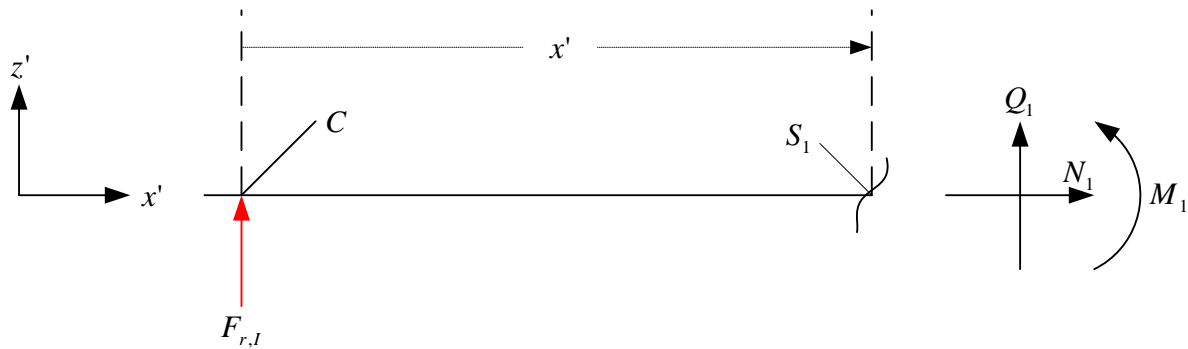


9.3.4 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-z Ebene (Radialkräfte)



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(A)} = 0$
	$\Rightarrow F_{r,I} + A_z + B_z = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow -F_{r,I} \cdot l_1 + B_z \cdot l_2 = 0 \quad \text{(II)}$

<p>aus (II):</p> $B_z = \frac{F_{r,I} \cdot l_1}{l_2} = -\frac{1740,491\text{N} \cdot 190\text{mm}}{710\text{mm}}$ $\Rightarrow \underline{B_z = 465,765\text{N}}$	<p>aus (I):</p> $A_z = -F_{r,I} - B_z = -1740,491\text{N} - 465,765\text{N}$ $\Rightarrow \underline{A_z = -2206,256\text{N}}$
--	--

Bereich 1: $0 \leq x' \leq l_1$ 

$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow N_1 = 0$ (I)	$\Rightarrow F_{r,I} + Q_1 = 0$ (II)	$\Rightarrow -F_{r,I} \cdot x' + M_1 = 0$ (III)

aus (II):

$$Q_1 = -F_{r,I}$$

$$\Rightarrow Q_1 = -1740,491N$$

aus (III):

$$M_1 = F_{r,I} \cdot x'$$

$$\underline{M_1(x'=0) = 0}$$

$$M_1(x'=l_1) = F_{r,I} \cdot l_1$$

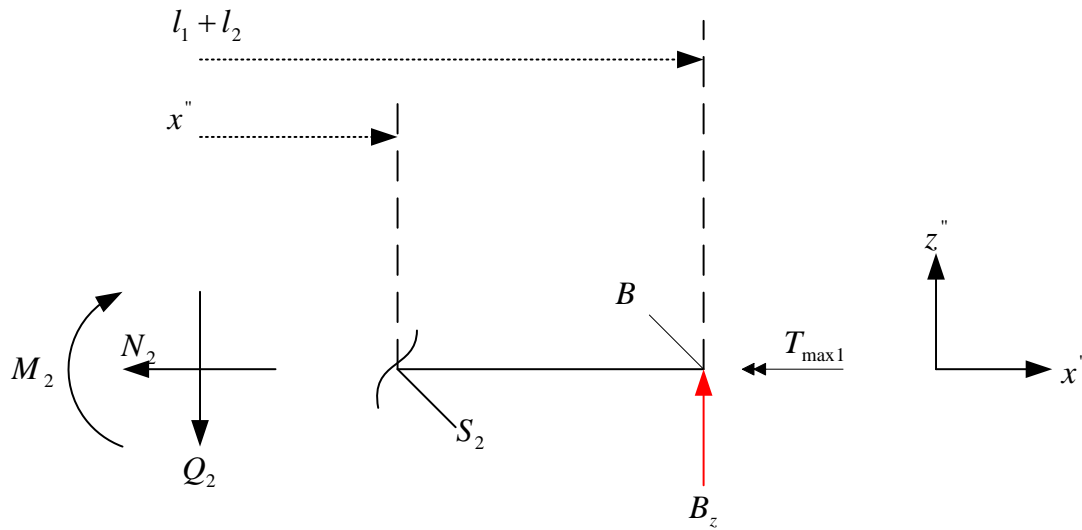
$$M_1(x'=l_1) = 1740,491N \cdot 0,190m$$

$$\Rightarrow \underline{M_1(x'=l_1) = 330,693Nm}$$

Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:

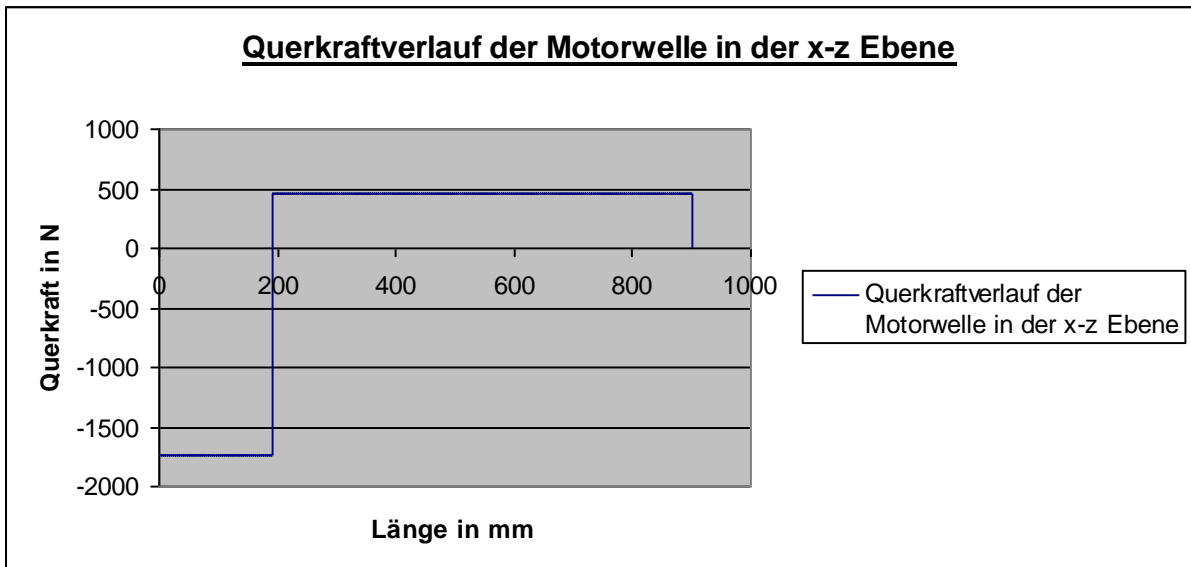
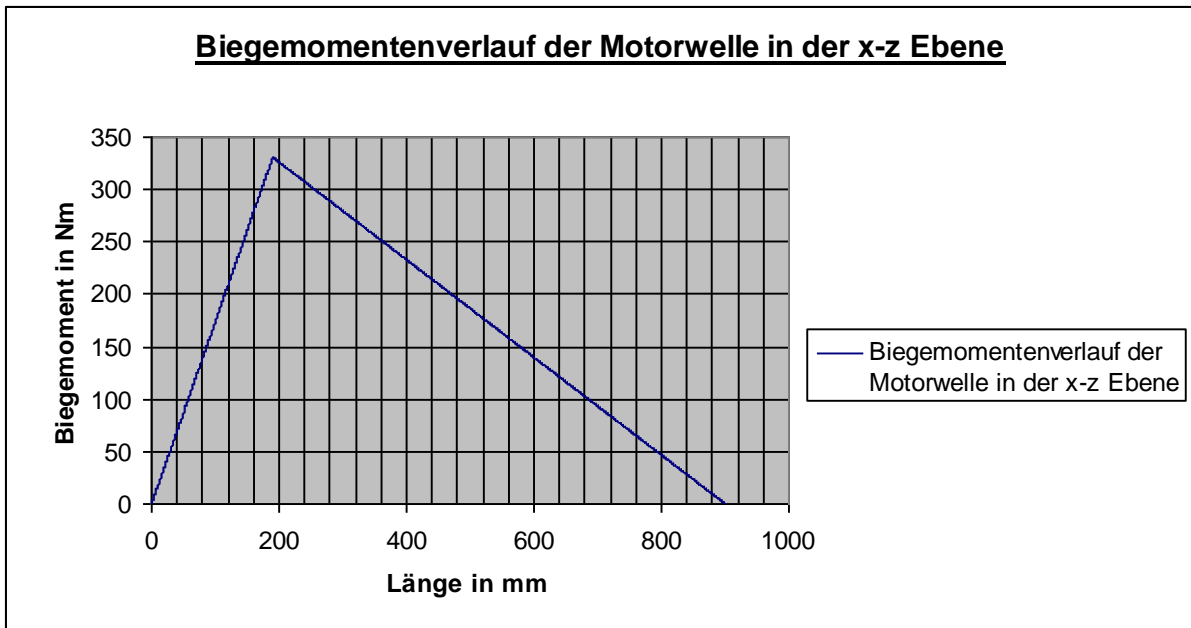
$$\underline{T_{\max 1} = 122,23Nm}$$

Bereich 2: $l_1 \leq x'' \leq l_1 + l_2$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_2)} = 0$
$\Rightarrow N_2 = 0$ (I)	$\Rightarrow -Q_2 + B_z = 0$ (II)	$\Rightarrow B_z \cdot (l_1 + l_2 - x'') - M_2 = 0$ (III)

<p>aus (II):</p> <p>$Q_2 = B_z$</p> <p><u>$Q_2 = 465,765N$</u></p>	<p>aus (III):</p> <p>$M_2 = B_z \cdot (l_1 + l_2 - x'')$</p> <p>$M_2(x'' = l_1) = B_z \cdot (l_1 + l_2 - l_1)$</p> <p>$M_2(x'' = l_1) = B_z \cdot l_2$</p> <p>$M_2(x'' = l_1) = 465,765N \cdot 0,710m$</p> <p><u>$M_2(x'' = l_1) = 330,693Nm$</u></p> <p><u>$M_2(x'' = l_1 + l_2) = 0$</u></p>
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> <p><u>$T_{\max 1} = 122,23Nm$</u></p>	



9.3.5 resultierendes Moment

$M_{res,max} = \sqrt{M_{max,xy}^2 + M_{max,xz}^2}$	
$M_{max,xy} = 853,561Nm$	
$M_{max,xz} = 330,693Nm$	
$M_{res,max} = \sqrt{(853,561Nm)^2 + (330,693Nm)^2}$	
$M_{res,max} = 915,382Nm$	resultierendes Maximalmoment der Motorwelle

9.3.6 resultierende Lagerkräfte

$F_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2}$	
$A_y = -5694,628N$	
$A_z = -2206,256N$	
$F_A = \sqrt{(-5694,628N)^2 + (-2206,256N)^2}$	
$F_A = 6107,074N$	Lagerkraft des Lagers A

$F_B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2}$	
$B_y = 1202,199N$	
$B_z = 465,765N$	
$F_B = \sqrt{(1202,199N)^2 + (465,765N)^2}$	
$F_B = 1289,271N$	Lagerkraft des Lagers B

9.3.7 vorhandene Spannungen, Vergleichsspannung, zul. Spannung und Vergleichsmoment

An der Stelle $x = l_1$ tritt das maximale Biegemoment auf. Deshalb wird an dieser kritischen Stelle eine Dauerfestigkeitsberechnung durchgeführt.

$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	Vorhandene Biegespannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$	Widerstandsmoment gegen Biegung TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_b = \frac{\pi \cdot (48\text{mm})^3}{32}$	
$\Rightarrow W_b = 10857,34\text{mm}^3$	
$M_b = 915,382\text{Nmm}$	Max. Biegemoment
$\Rightarrow M_b = 915382\text{Nmm}$	
$\sigma_b = \frac{915382\text{Nmm}}{10857,34\text{mm}^3}$	
$\Rightarrow \sigma_b = 84,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	Vorhandene Torsionsspannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	Widerstandsmoment gegen Torsion, TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_p = \frac{\pi \cdot (48\text{mm})^3}{16}$	
$\Rightarrow W_p = 21714,69\text{mm}^3$	
$T = (122,23 \cdot 1000)\text{Nmm}$	Konstantes Torsionsmoment
$\Rightarrow T = 122230\text{Nmm}$	
$\tau_t = \frac{122230\text{Nmm}}{21714,69\text{mm}^3}$	
$\Rightarrow \tau_t = 5,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$	Vergleichsspannung(GEH-Hypothese) Decker S.30, Kap.1.4; $\alpha_0 = 1$ bei Biegung wechselnd und Torsion wechselnd;
$\sigma_v = \sqrt{\left(84,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot 5,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}$	
$\Rightarrow \sigma_v = 84,872 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	

$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}}$	Zulässige Spannung; Roloff/Matek S.63 (3.26)
$\sigma_{bWN} = 450 \frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeitswert; laut Roloff/Matek S.345, Kap.11.2.2 werden für Motorwellen meist Ver- gütungsstähle, bei Beanspruchung auf Verschleiß auch Einsatzstähle, ein- gesetzt. <u>Vorzugsweise Verwendung:</u> 25CrMo4 ($\sigma_{bWN} = 450 \frac{N}{mm^2}$)
$S_{Dmin} = 3,5$	Erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch; $S_{Dmin}=3 \dots 4$; Roloff/Matek S.63
$\sigma_{zul} = \frac{450 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\sigma_{zul} = 128,57 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{zul} = 128,57 \frac{N}{mm^2} > \sigma_v = 84,872 \frac{N}{mm^2}$	Motorwelle (Antriebswelle) ist dauerfest!

$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \cdot T \right)^2}$	Vergleichsmoment; Formelsammlung Roloff/Matek Kap.11, Nr.13 (S.137)
$M = M_{\max} = 915,382Nm$	maximales Biegemoment
$T = T_{\max 1} = 122,23Nm$	maximales Torsionsmoment
$\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \approx 0,7$	bei Biegung wechselnd und Torsion statisch oder schwellend
$M_v = \sqrt{(915,382Nm)^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 122,23Nm)^2}$	
$M_v = 918,376Nm$	

$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}}$	erforderlicher minimaler Durch- messer; Formelsammlung Roloff/Matek Kap.11, Nr.12 (S.136)
$\sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 450 \frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeitswert für Vergütungs- stahl 25CrMo4; Roloff/Matek TB 1-1, S.2
$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{(918,376 \cdot 1000)Nmm}{450 \frac{N}{mm^2}}}$	
$\underline{d' \approx 43,127mm < 48mm = d_{Motorwelle}}$	minimaler Wellendurchmesser an der Stelle des maximalen Biegemomentes!

9.4.1 minimaler Durchmesser des Hohlquerschnitts am Ritzel

1.) Torsion:

$\tau_{t \max} = \frac{T_{\max}}{W_t}$	maximale Torsionsspannung; Roloff/Matek S.63, Kap.3.7.2
$\Rightarrow W_{t, \text{erf}} = W_{p, \text{erf}} = \frac{T_{\max 1}}{\tau_{t, \text{zul}}}$	Widerstandsmoment W_t gegen Torsion ($=W_p$)
$T_{\max 1} = 122,23 Nm$	
$\tau_{t, \text{zul}} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D \min}}$	zul. Torsionsspannung; zur Berech- nung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D \min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t, \text{zul}} = \frac{565 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t, \text{zul}} = 161,4286 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow W_{t, \text{erf}} = \frac{(122,23 \cdot 1000) Nmm}{161,4286 \frac{N}{mm^2}}$	
$W_{t, \text{erf}} = 757,177 mm^3$	erforderliches Widerstandsmoment gegen Torsion

2.) Biegung:

$M_b = l \cdot F_{res,I}$	Biegemoment an der Stelle des kleinsten Durchmessers des Vollquerschnitts;
$F_{res,I} = 4817,803N$	resultierende Radialkraft der I.Stufe, welche die Antriebswelle belastet; s.o. Kap 9.3.1
$l = 14,5mm$	Länge bis zum Ende des Ritzels
$M_b = 14,5mm \cdot 4817,803N$	
$M_b = 69858,1435Nmm$	

$\sigma_{b,max} = \frac{M_{max}}{W_b}$	maximale Biegespannung; Roloff/Matek S.63, Kap.3.7.2
$\Rightarrow W_{b,erf} = \frac{M_b}{\sigma_{b,zul}}$	Widerstandsmoment W_b gegen Biegung
$M_b = 69,8581435Nm$	
$\sigma_{b,zul} = \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}}$	zul. Biegespannung; zur Berechnung wird die Wechselfestigkeit σ_{bWN} herangezogen, da es sich um eine Wechselbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{Dmin} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\sigma_{b,zul} = \frac{550 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \sigma_{b,zul} = 157,143 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow W_{b,erf} = \frac{(69,8581435 \cdot 1000)Nmm}{157,143 \frac{N}{mm^2}}$	
$W_{b,erf} = 444,551mm^3$	erforderliches Biegemoment

3.) Iteration:

gewählter Außendurchmesser:

<u>$d_a = 20,50mm$</u>	erforderlicher Außendurchmesser der Hohlwelle
-----------------------------------	--

Es ergibt sich mit **$d_{i,erf} = 17,00 mm$** (=Durchgangsloch für die Schraube):

$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{((20,50mm)^4 - (17,0mm)^4)}{20,50mm}$	
<u>$W_t = 891,609mm^3 \geq 757,177mm^3 = W_{t,erf}$</u>	
$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{((20,50mm)^4 - (17,0mm)^4)}{20,50mm}$	
<u>$W_b = 445,805mm^3 \geq 444,551mm^3 = W_{b,erf}$</u>	

$$\Rightarrow \underline{d_{a,min} = 20,50mm}$$

$$\Rightarrow \underline{\text{gewählt: } d_a = 45,267mm} \text{ (Fußkreisdurchmesser des Ritzels = 48,267mm);}$$

wegen der Fertigung der Ritzelhohlwelle wurde ein größerer Durchmesser gewählt als 20,50mm.

9.4.2 Außendurchmesser der Hohlwelle

1.) Torsion:

$\tau_{t \max} = \frac{T_{\max}}{W_t}$	maximale Torsionsspannung; Roloff/Matek S.63, Kap.3.7.2
$\Rightarrow W_{t, \text{erf}} = W_{p, \text{erf}} = \frac{T_{\max 1}}{\tau_{t, \text{zul}}}$	Widerstandsmoment W_t gegen Torsion ($=W_p$)
$T_{\max 1} = 122,23 Nm$	
$\tau_{t, \text{zul}} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D \min}}$	zul. Torsionsspannung; zur Berech- nung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D \min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t, \text{zul}} = \frac{565 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t, \text{zul}} = 161,4286 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow W_{t, \text{erf}} = \frac{(122,23 \cdot 1000) Nmm}{161,4286 \frac{N}{mm^2}}$	
$W_{t, \text{erf}} = 757,177 mm^3$	erforderliches Widerstandsmoment gegen Torsion

2.) Biegung:

$M_b = l \cdot F_{res,I}$	Biegemoment an der Stelle der geringsten Wandstärke (Freistich);
$F_{res,I} = 4817,803N$	resultierende Radialkraft der I.Stufe, welche die Antriebswelle belastet; s.o. Kap 9.3.1
$l = 57,041mm$	Länge bis zur Mitte des Freistichs
$M_b = 57,041mm \cdot 4817,803N$	
$M_b = 274812,301Nmm$	

$\sigma_{b,max} = \frac{M_{max}}{W_b}$	maximale Biegespannung; Roloff/Matek S.63, Kap.3.7.2
$\Rightarrow W_{b,erf} = \frac{M_b}{\sigma_{b,zul}}$	Widerstandsmoment W_b gegen Biegung
$M_b = 274,812301Nm$	
$\sigma_{b,zul} = \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}}$	zul. Biegespannung; zur Berechnung wird die Wechselfestigkeit σ_{bWN} herangezogen, da es sich um eine Wechselbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{Dmin} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\sigma_{b,zul} = \frac{550 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \sigma_{b,zul} = 157,143 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow W_{b,erf} = \frac{(274,812301 \cdot 1000)Nmm}{157,143 \frac{N}{mm^2}}$	
$W_{b,erf} = 1748,804mm^3$	erforderliches Biegemoment

3.) Iteration:

gewählter Außendurchmesser:

<u>$d_a = 57,98mm$</u>	erforderlicher Außendurchmesser der Hohlwelle
-----------------------------------	--

Es ergibt sich mit $d_{i,erf} = 56,6 mm$ (=Freistichdurchmesser = $2 \cdot (t_{2,Passfeder} + 0,5mm) + d_{Motorwelle}$):

$W_i = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{((57,98mm)^4 - (56,6mm)^4)}{57,98mm}$	
<u>$W_i = 3515,525mm^3 \geq 757,177mm^3 = W_{i,erf}$</u>	
$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{((57,98mm)^4 - (56,6mm)^4)}{57,98mm}$	
<u>$W_b = 1757,763mm^3 \geq 1748,804mm^3 = W_{b,erf}$</u>	

$$\Rightarrow \underline{d_{a,min} = 57,98mm}$$

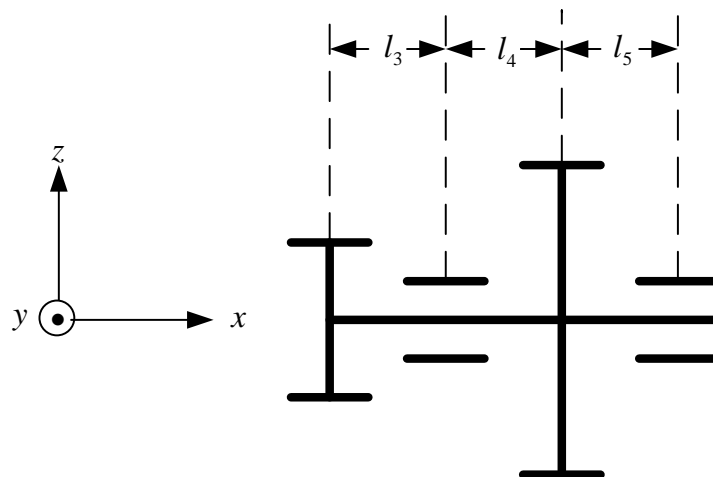
$$\Rightarrow \text{gewählt: } d_{a,Hohlwelle} = 62mm$$

9.5 Dimensionierung der Zwischenwelle

9.5.1 Radialkräfte, welche die Zwischenwelle belasten

$F_{res,I} = \sqrt{F_{t,I}^2 + F_{r,I}^2}$	
$F_{res,I} = \sqrt{(4492,429N)^2 + (1740,491N)^2}$	
<u>$F_{res,I} = 4817,803N$</u>	resultierende Radialkraft der I.Stufe, welche die Zwischenwelle belastet
$F_{res,II} = \sqrt{F_{t,II}^2 + F_{r,II}^2}$	
$F_{res,II} = \sqrt{(12827,222N)^2 + (4668,727N)^2}$	
<u>$F_{res,II} = 13650,445N$</u>	resultierende Radialkraft der II.Stufe, welche die Zwischenwelle belastet

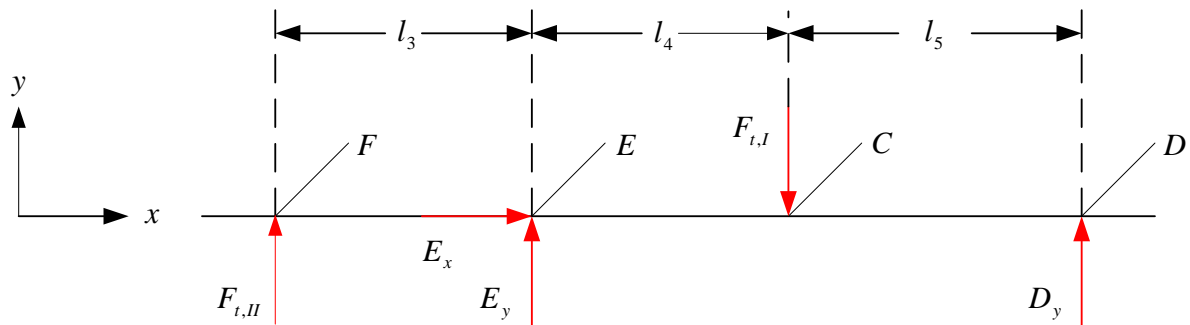
9.5.2 Festlegung der Längen



durch Konstruktion festgelegt:

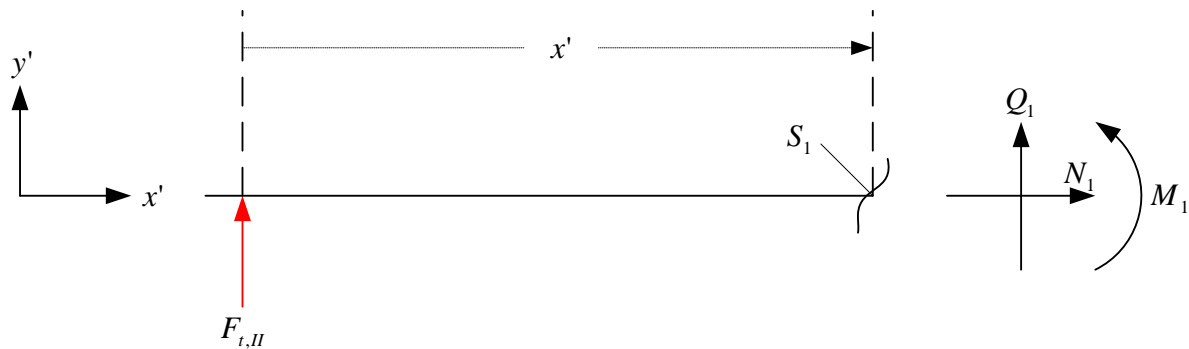
$l_3 = 55mm$
$l_4 = 45mm$
$l_5 = 65mm$

9.5.3 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-y Ebene
(Tangentialkräfte)



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iz}^{(D)} = 0$
$\Rightarrow E_x = 0$ <u>(I)</u>	$\Rightarrow -F_{t,I} + F_{t,II} + D_y + E_y = 0$ <u>(II)</u>	$\Rightarrow -F_{t,II} \cdot (l_3 + l_4 + l_5) - E_y \cdot (l_4 + l_5) + F_{t,I} \cdot l_5 = 0$ <u>(III)</u>

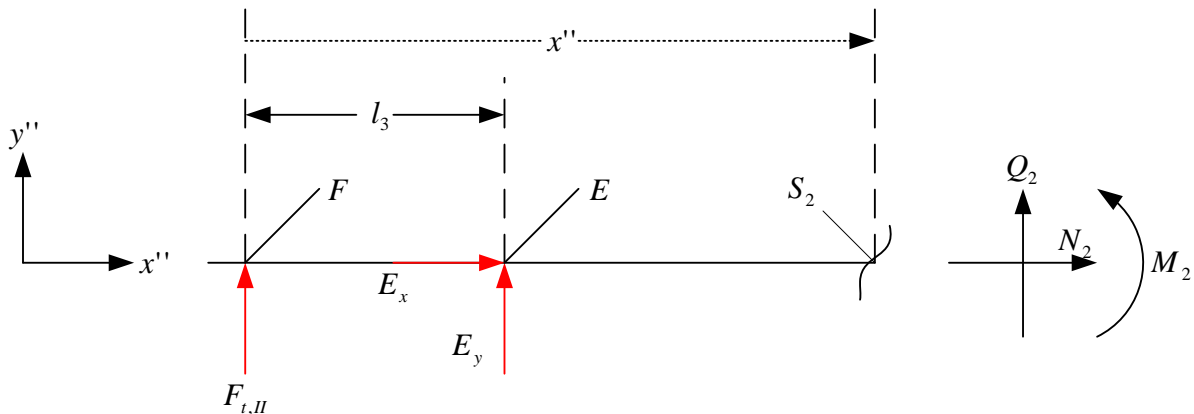
<p>aus (III):</p> $E_y = \frac{F_{t,I} \cdot l_5 - F_{t,II} \cdot (l_3 + l_4 + l_5)}{l_4 + l_5}$ $E_y = \frac{4492,429N \cdot 65mm - 12827,222N \cdot 165mm}{110mm}$ $\Rightarrow E_y = -16586,2159N$	<p>aus (II):</p> $D_y = F_{t,I} - F_{t,II} - E_y$ $D_y = 4492,429N - 12827,222N - (-16586,2159N)$ $\Rightarrow D_y = 8251,423N$
---	---

Bereich 1: $0 \leq x' \leq l_3$ 

$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iZ}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow N_1 = 0$ (I)	$\Rightarrow F_{t,II} + Q_1 = 0$ (II)	$\Rightarrow -F_{t,II} \cdot x' + M_1 = 0$ (III)

<p>aus (II):</p> $Q_1 = -F_{t,II}$ $\Rightarrow Q_1 = -12827,222N$	<p>aus (III):</p> $M_1 = F_{t,II} \cdot x'$ $M_1(x'=0) = 0$ $M_1(x'=l_3) = F_{t,II} \cdot l_3$ $M_1(x'=l_3) = 12827,222N \cdot 0,055m$ $\Rightarrow M_1(x'=l_3) = 705,497Nm$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $T_{\max 2} = 461,78Nm$	

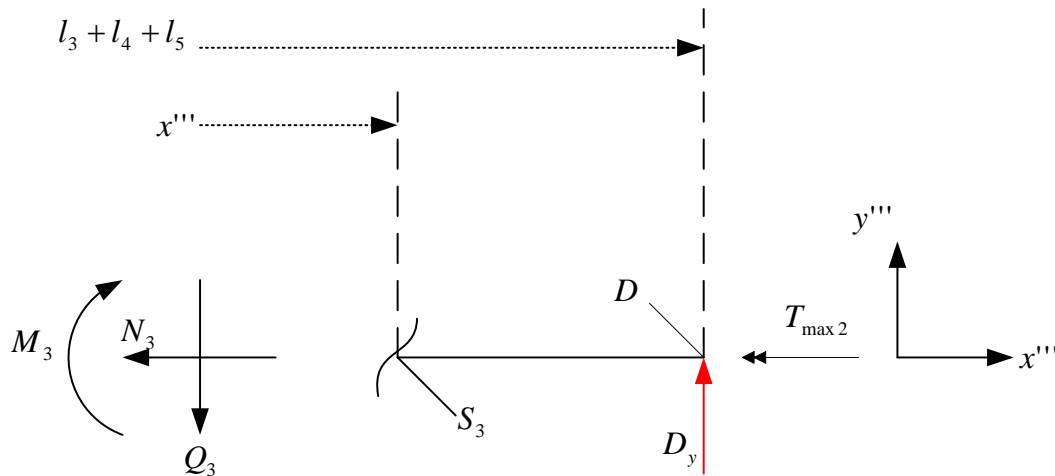
Bereich 2: $l_3 \leq x'' \leq l_3 + l_4$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iZ}^{(S_2)} = 0$
$\Rightarrow N_2 + E_x = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow F_{t,II} + E_y + Q_2 = 0 \quad \text{(II)}$	$\Rightarrow -F_{t,II} \cdot x'' - E_y \cdot (x'' - l_3) + M_2 = 0 \quad \text{(III)}$

<p>aus (I): $N_2 = -E_x = 0$</p> <p>aus (II): $Q_2 = -F_{t,II} - E_y$ $Q_2 = -12827,222N - (-16586,215N)$ $\Rightarrow Q_2 = 3758,993N$</p>	<p>aus (III): $M_2 = F_{t,II} \cdot x'' + E_y \cdot (x'' - l_3)$ $M_2 = 12827,222N \cdot x'' + (-16586,215N) \cdot (x'' - 0,055m)$ $M_2 = -3758,993N \cdot x'' + 912,242Nm$ $M_2(x'' = l_3) = -3758,993N \cdot l_3 + 912,242Nm$ $M_2(x'' = l_3) = -3758,993N \cdot 0,055m + 912,242Nm$ $\Rightarrow M_2(x'' = l_3) = 705,497Nm$ $M_2(x'' = l_3 + l_4) = -3758,993N \cdot (l_3 + l_4) + 912,242Nm$ $M_2(x'' = l_3 + l_4) = -3758,993N \cdot (0,055m + 0,045m) + 912,242Nm$ $\Rightarrow M_2(x'' = l_3 + l_4) = 536,343Nm$</p>
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment: $T_{\max 2} = 461,78Nm$</p>	

Bereich 3: $l_3 + l_4 \leq x''' \leq l_3 + l_4 + l_5$

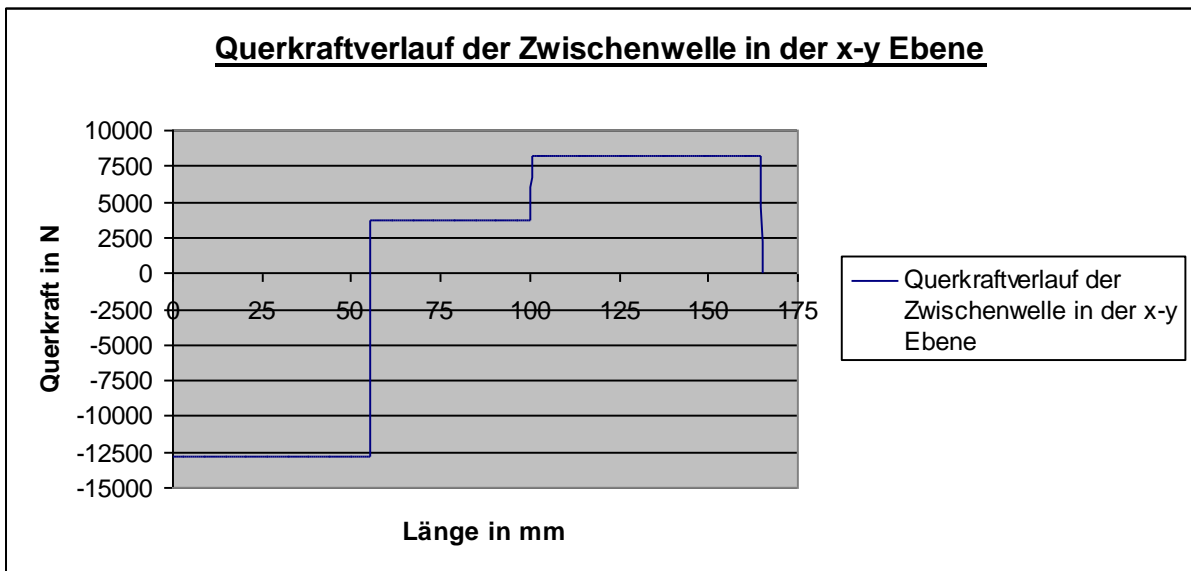
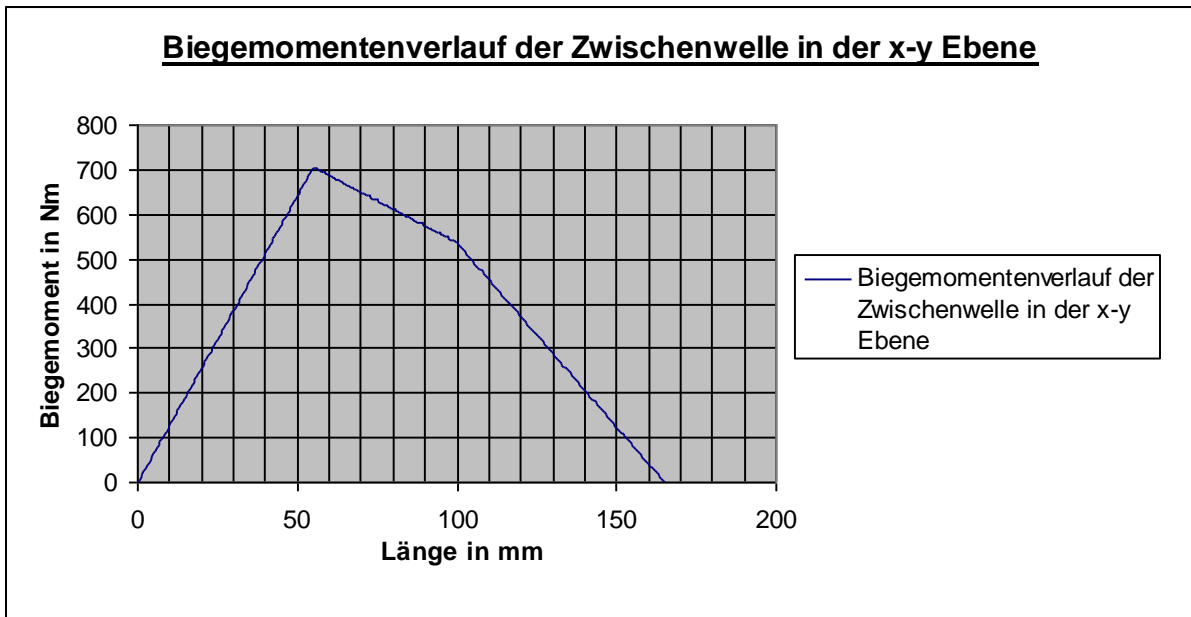


$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iz}^{(S_3)} = 0$
$\Rightarrow -N_3 = 0$ (I)	$\Rightarrow -Q_3 + D_y = 0$ (II)	$\Rightarrow D_y \cdot (l_3 + l_4 + l_5 - x''') - M_3 = 0$ (III)

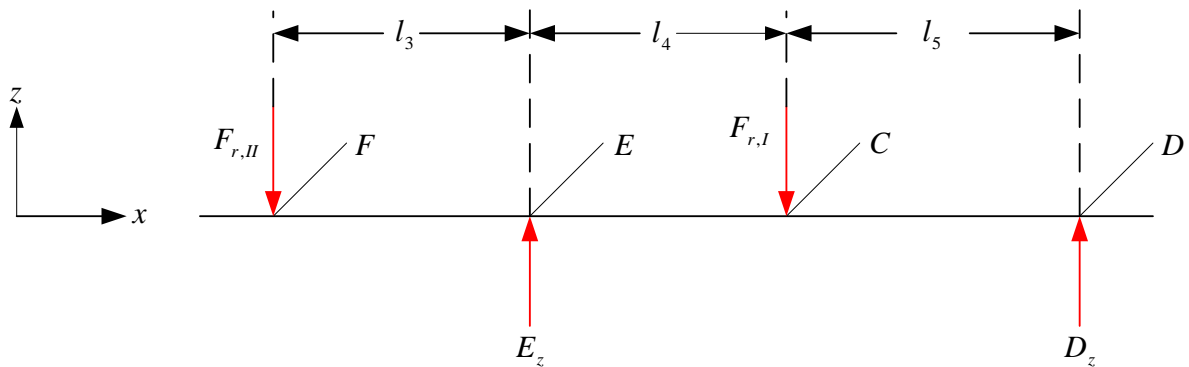
<p>aus (I): <u>$N_3 = 0$</u></p> <p>aus (II): $Q_3 = D_y$ <u>$Q_3 = 8251,423N$</u></p>	<p>aus (III): $M_3 = D_y \cdot (l_3 + l_4 + l_5 - x''')$ $M_3 = D_y \cdot (l_3 + l_4 + l_5) - D_y \cdot x'''$ $M_3 = 8251,423N \cdot 0,165m - 8251,423N \cdot x'''$ $M_3 = 1361,485Nm - 8251,423N \cdot x'''$</p> <p>$M_3(x''' = l_3 + l_4) = 1361,485Nm - 8251,423N \cdot (l_3 + l_4)$ $M_3(x''' = l_3 + l_4) = 1361,485Nm - 8251,423N \cdot 0,100m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_3 + l_4) = 536,343Nm$</p> <p><u>$M_3(x''' = l_3 + l_4) = 536,343Nm$</u></p> <p>$M_3(x''' = l_3 + l_4 + l_5) = 1361,485Nm - 8251,423N \cdot (l_3 + l_4 + l_5)$ $M_3(x''' = l_3 + l_4 + l_5) = 1361,485Nm - 8251,423N \cdot 0,165m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_3 + l_4 + l_5) = 0$</p>
---	--

Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:

$T_{\max 2} = 461,78Nm$

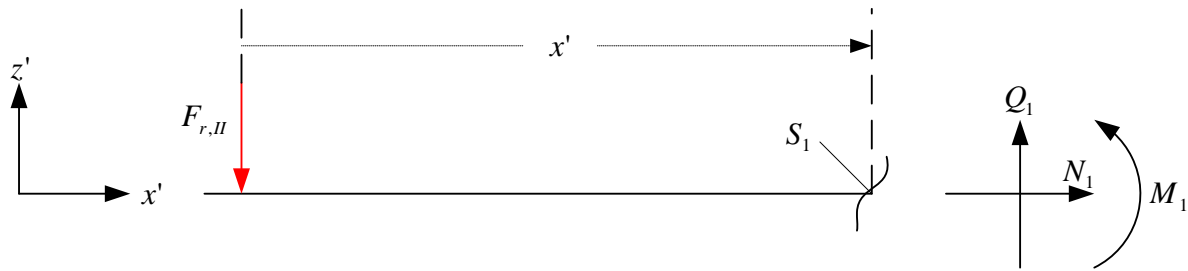


9.5.4 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-z Ebene (Radialkräfte)



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(D)} = 0$
	$\Rightarrow -F_{r,I} - F_{r,II} + D_z + E_z = 0$ (I)	$\Rightarrow F_{r,II} \cdot (l_3 + l_4 + l_5) - E_z \cdot (l_4 + l_5) + F_{r,I} \cdot l_5 = 0$ (II)

<p>aus (II):</p> $E_z = \frac{F_{r,I} \cdot l_5 + F_{r,II} \cdot (l_3 + l_4 + l_5)}{l_4 + l_5}$ $E_z = \frac{1740,491N \cdot 65mm + 4668,727N \cdot 165mm}{110mm}$ $\Rightarrow \underline{E_z = 8031,562N}$	<p>aus (I):</p> $D_z = F_{r,I} + F_{r,II} - E_z$ $D_z = 1740,491N + 4668,727N - 8031,562N$ $\Rightarrow \underline{D_z = -1622,344N}$
--	---

Bereich 1: $0 \leq x' \leq l_3$ 

$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow N_1 = 0$ (I)	$\Rightarrow -F_{r,II} + Q_1 = 0$ (II)	$\Rightarrow F_{r,II} \cdot x' + M_1 = 0$ (III)

aus (II):

$$Q_1 = F_{r,II}$$

$$\Rightarrow Q_1 = \underline{4668,727 N}$$

aus (III):

$$M_1 = -F_{r,II} \cdot x'$$

$$\underline{M_1(x'=0) = 0}$$

$$M_1(x'=l_3) = -F_{r,II} \cdot l_3$$

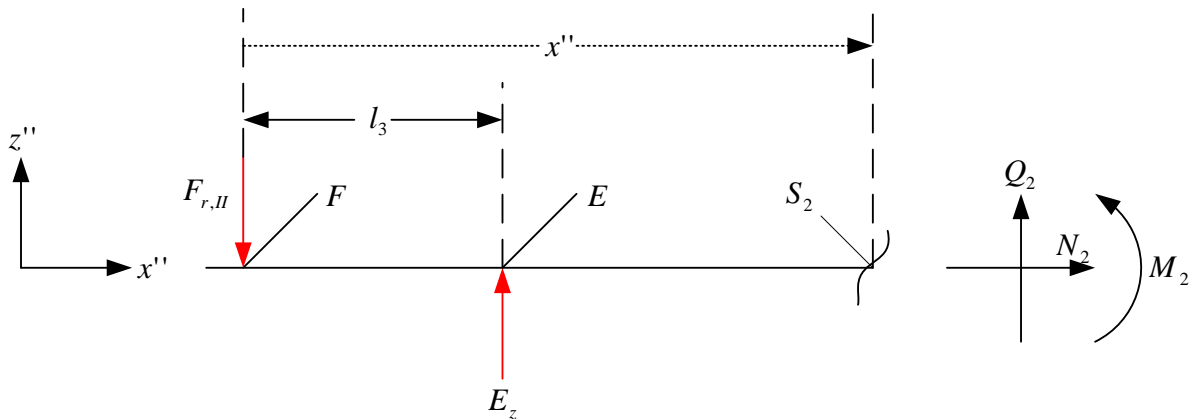
$$M_1(x'=l_3) = -4668,727 N \cdot 0,055 m$$

$$\Rightarrow \underline{M_1(x'=l_3) = -256,78 Nm}$$

Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:

$$\underline{T_{\max 2} = 461,78 Nm}$$

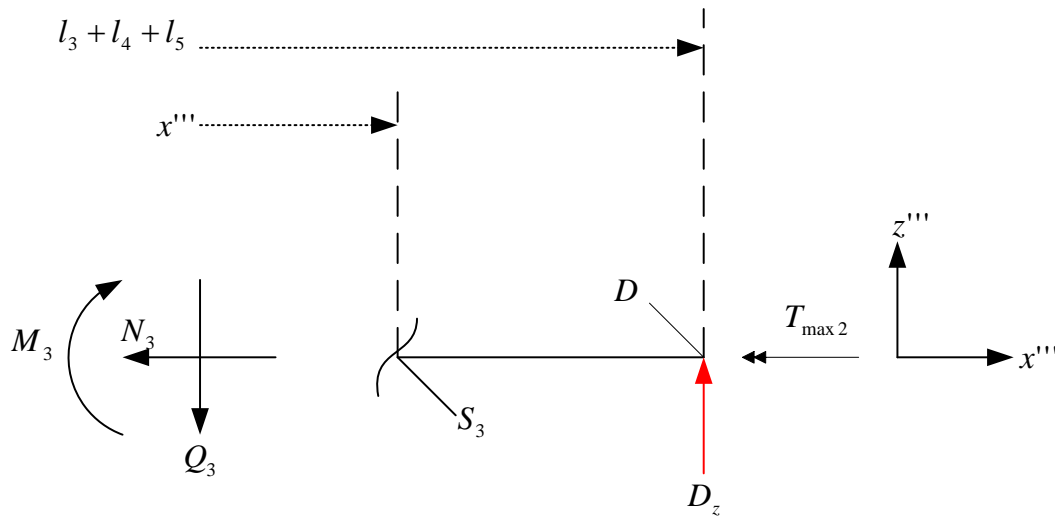
Bereich 2: $l_3 \leq x'' \leq l_3 + l_4$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_2)} = 0$
	$\Rightarrow -F_{r,II} + E_z + Q_2 = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow F_{r,II} \cdot x'' - E_z \cdot (x'' - l_3) + M_2 = 0 \quad \text{(II)}$

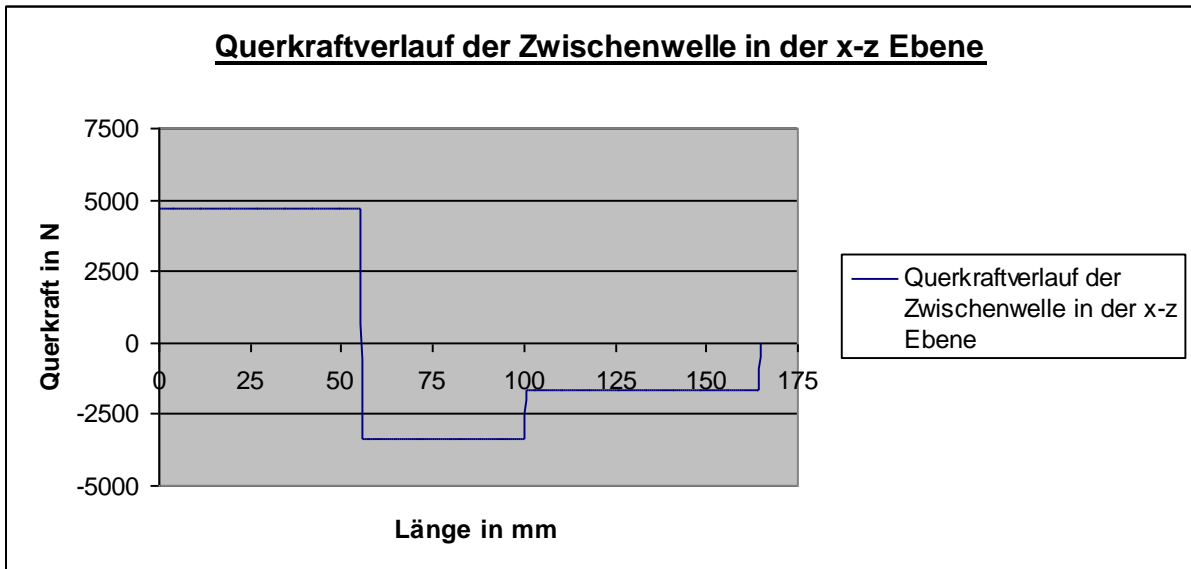
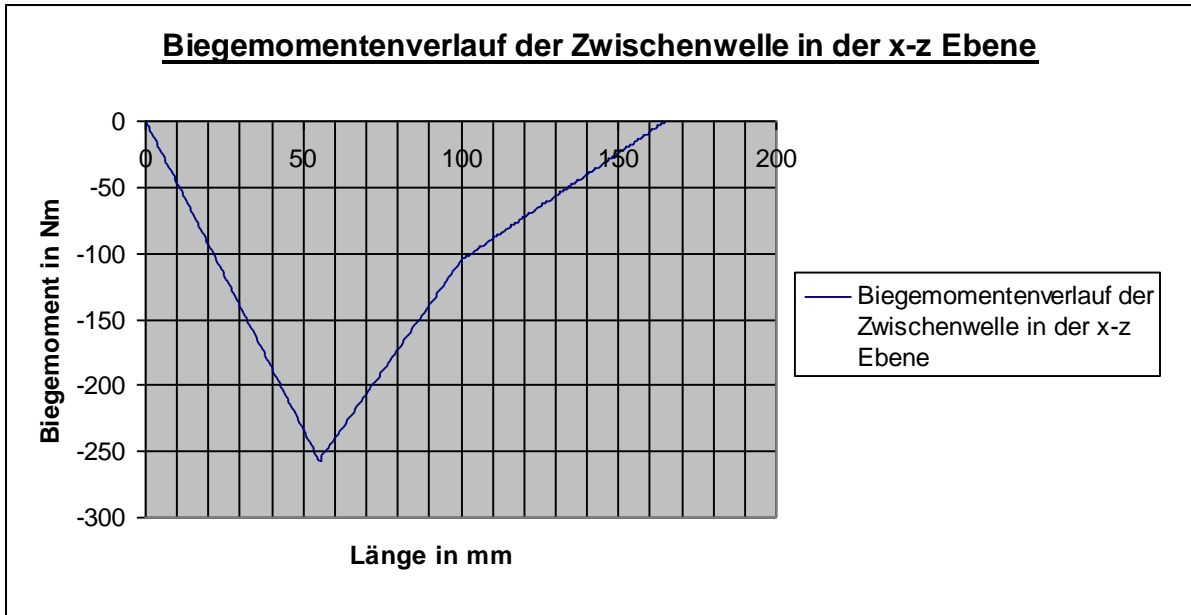
<p>aus (I):</p> $Q_2 = F_{r,II} - E_z$ $Q_2 = 4668,727N - 8031,562N$ $\Rightarrow \underline{Q_2 = -3362,835N}$	<p>aus (II):</p> $M_2 = -F_{r,II} \cdot x'' + E_z \cdot (x'' - l_3)$ $M_2 = -4668,727N \cdot x'' + 8031,562 \cdot (x'' - 0,055m)$ $M_2 = 3362,835N \cdot x'' - 441,736Nm$ $M_2(x'' = l_3) = 3362,835N \cdot l_3 - 441,736Nm$ $M_2(x'' = l_3) = 3362,835N \cdot 0,055m - 441,736Nm$ $\Rightarrow \underline{M_2(x'' = l_3) = -256,78Nm}$ $M_2(x'' = l_3 + l_4) = 3362,835N \cdot (l_3 + l_4) - 441,736Nm$ $M_2(x'' = l_3 + l_4) = 3362,835N \cdot (0,055m + 0,045m) - 441,736Nm$ $\Rightarrow \underline{M_2(x'' = l_3 + l_4) = -105,453Nm}$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $\underline{T_{\max 2} = 461,78Nm}$	

Bereich 3: $l_3 + l_4 \leq x''' \leq l_3 + l_4 + l_5$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_3)} = 0$
$\Rightarrow -N_3 = 0$ (I)	$\Rightarrow -Q_3 + D_z = 0$ (II)	$\Rightarrow D_z \cdot (l_3 + l_4 + l_5 - x''') - M_3 = 0$ (III)

<p>aus (I): <u>$N_3 = 0$</u></p> <p>aus (II): $Q_3 = D_z$ <u>$Q_3 = -1622,344N$</u></p>	<p>aus (III):</p> $M_3 = D_z \cdot (l_3 + l_4 + l_5 - x''')$ $M_3 = D_z \cdot (l_3 + l_4 + l_5) - D_z \cdot x'''$ $M_3 = -1622,344N \cdot 0,165m - (-1622,344N) \cdot x'''$ $M_3 = -267,687Nm + 1622,344N \cdot x'''$ $M_3(x''' = l_3 + l_4) = -267,687Nm + 1622,344 \cdot (l_3 + l_4)$ $M_3(x''' = l_3 + l_4) = -267,687Nm + 1622,344N \cdot 0,100m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_3 + l_4) = -105,453Nm$ $M_3(x''' = l_3 + l_4 + l_5) = -267,687Nm + 1622,344N \cdot (l_3 + l_4 + l_5)$ $M_3(x''' = l_3 + l_4 + l_5) = -267,687Nm + 1622,344N \cdot 0,165m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_3 + l_4 + l_5) = 0$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment: <u>$T_{\max 2} = 461,78Nm$</u></p>	



9.5.5 resultierendes Moment

$M_{res,max} = \sqrt{M_{max,xy}^2 + M_{max,xz}^2}$	
$M_{max,xy} = 705,497Nm$	
$M_{max,xz} = -256,78Nm$	
$M_{res,max} = \sqrt{(705,497Nm)^2 + (-256,78Nm)^2}$	
$M_{res,max} = 750,774Nm$	resultierendes Maximalmoment der Zwischenwelle

9.5.6 resultierende Lagerkräfte

$F_E = \sqrt{E_y^2 + E_z^2}$	
$E_y = -16586,2159N$	
$E_z = 8031,562N$	
$F_E = \sqrt{(-16586,2159N)^2 + (8031,562N)^2}$	
$F_E = 18428,471N$	Lagerkraft des Lagers E

$F_D = \sqrt{D_y^2 + D_z^2}$	
$D_y = 8251,423N$	
$D_z = -1622,344N$	
$F_D = \sqrt{(8251,423N)^2 + (-1622,344N)^2}$	
$F_D = 8409,398N$	Lagerkraft des Lagers D

9.5.7 vorhandene Spannungen, Vergleichsspannung, zul. Spannung und Vergleichsmoment

An der Stelle $x = l_3$ (Lagersitz von Lager E) tritt das maximale Biegemoment auf. Deshalb wird an dieser kritischen Stelle ($d_{\text{Welle}}=50\text{mm}$) eine Dauerfestigkeitsberechnung durchgeführt.

$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	Vorhandene Biegespannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$	Widerstandsmoment gegen Biegung TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_b = \frac{\pi \cdot (50\text{mm})^3}{32}$	
$\Rightarrow W_b = 12271,846\text{mm}^3$	
$M_b = (750,774 \cdot 1000)\text{Nmm}$	Max. Biegemoment
$\Rightarrow M_b = 750774\text{Nmm}$	
$\sigma_b = \frac{750774\text{Nmm}}{12271,846\text{mm}^3}$	
$\Rightarrow \sigma_b = 61,1786 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	Vorhandene Torsionsspannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	Widerstandsmoment gegen Torsion, TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_p = \frac{\pi \cdot (50\text{mm})^3}{16}$	
$\Rightarrow W_p = 24543,693\text{mm}^3$	
$T = (461,78 \cdot 1000)\text{Nmm}$	Konstantes Torsionsmoment
$\Rightarrow T = 461780\text{Nmm}$	
$\tau_t = \frac{461780\text{Nmm}}{24543,693\text{mm}^3}$	
$\Rightarrow \tau_t = 18,815 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$	Vergleichsspannung(GEH-Hypothese) Decker S.30, Kap.1.4; $\alpha_0 = 1$ bei Biegung wechselnd und Torsion wechselnd;
$\sigma_v = \sqrt{\left(61,1786 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot 18,815 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}$	

$\Rightarrow \sigma_v = 69,317 \frac{N}{mm^2}$	
$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}}$	Zulässige Spannung; Roloff/Matek S.63 (3.26)
$\sigma_{bWN} = 500 \frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeitswert für Einsatzstahl 15CrNi6; Roloff/Matek TB 1-1, S.2
$S_{Dmin} = 4,0$	Erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch; $S_{Dmin}=3...4$; Roloff/Matek S.63
$\sigma_{zul} = \frac{500 \frac{N}{mm^2}}{4,0}$	
$\sigma_{zul} = 125,00 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{zul} = 125,00 \frac{N}{mm^2} > \sigma_v = 69,317 \frac{N}{mm^2}$	Zwischenwelle ist dauerhaft!

$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \cdot T \right)^2}$	Vergleichsmoment; Formelsammlung Roloff/Matek Kap.11, Nr.13 (S.137)
$M = M_{max} = 750,774 Nm$	maximales Biegemoment
$T = T_{max 2} = 461,78 Nm$	maximales Torsionsmoment
$\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \approx 0,7$	bei Biegung wechselnd und Torsion statisch oder schwellend
$M_v = \sqrt{(750,774 Nm)^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 461,78 Nm)^2}$	
$M_v = 801,266 Nm$	

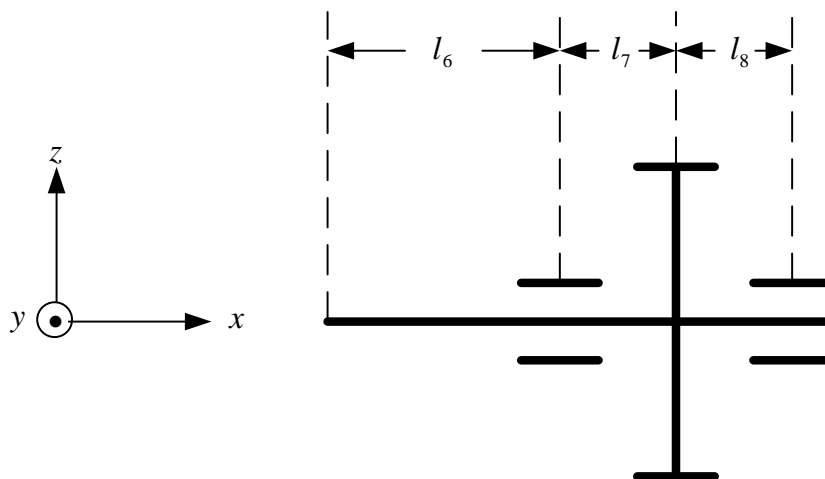
$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}}$	erforderlicher minimaler Durch- messer; Formelsammlung Roloff/Matek Kap.11, Nr.12 (S.136)
$\sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 500 \frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeitswert für Einsatzstahl 15CrNi6; Roloff/Matek TB 1-1, S.2
$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{(801,266 \cdot 1000) Nmm}{500 \frac{N}{mm^2}}}$	
$d' \approx 39,788 mm$	minimaler Wellendurchmesser an der Stelle des maximalen Biegemomentes!

9.6 Dimensionierung der Abtriebswelle

9.6.1 Kräfte, welche die Abtriebswelle belasten

$F_{res,II} = \sqrt{F_{t,II}^2 + F_{r,II}^2}$	
$F_{res,II} = \sqrt{(12827,222N)^2 + (4668,727N)^2}$	
<u>$F_{res,II} = 13650,445N$</u>	resultierende Radialkraft der II.Stufe, welche die Abtriebswelle belastet
<u>$F_{r,max,Ab} = 1200N$</u>	maximale Radialkraft, welche übertragen werden kann
<u>$F_{ax,max,Ab} = 500N$</u>	maximale Axialkraft, welche übertragen werden kann

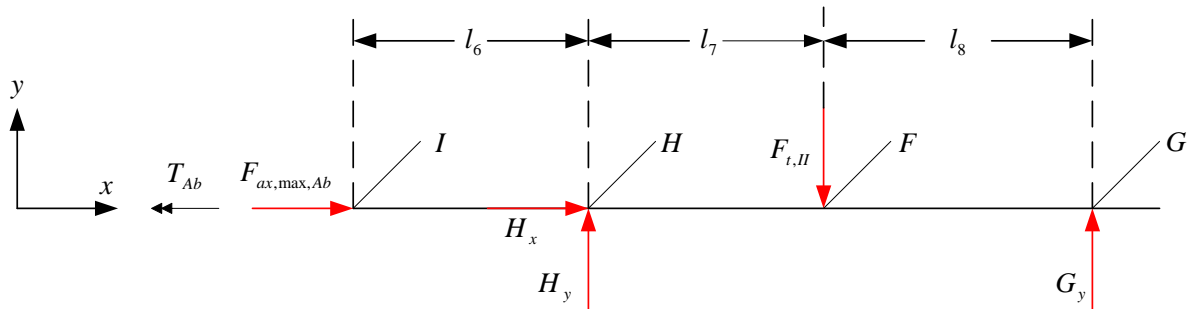
9.6.2 Festlegung der Längen



durch Konstruktion festgelegt:

$l_6 = 196mm$
$l_7 = 52mm$
$l_8 = 55mm$

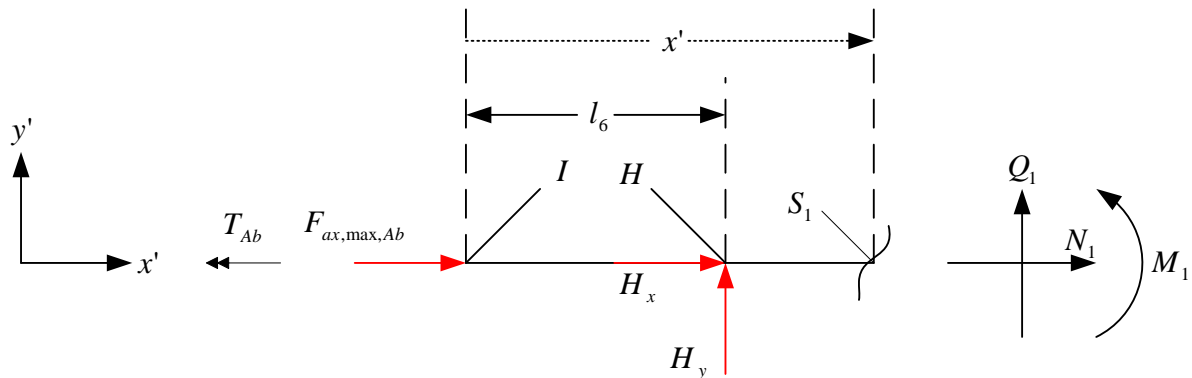
**9.6.3 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-y Ebene
(Tangentialkräfte)**



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iZ}^{(G)} = 0$
$\Rightarrow H_x + F_{ax,max,Ab} = 0$ (I)	$\Rightarrow -F_{t,II} + H_y + G_y = 0$ (II)	$\Rightarrow -H_y \cdot (l_7 + l_8) + F_{t,II} \cdot l_8 = 0$ (III)

<p>aus (I): $H_x = -F_{ax,max,Ab}$ $\Rightarrow H_x = -500N$</p> <p>aus (III): $H_y = \frac{F_{t,II} \cdot l_8}{l_7 + l_8}$ $H_y = \frac{12827,222N \cdot 55mm}{52mm + 55mm}$ $\Rightarrow H_y = 6593,432N$</p>	<p>aus (II): $G_y = F_{t,II} - H_y$ $G_y = 12827,222N - 6593,432N$ $\Rightarrow G_y = 6233,79N$</p>
---	---

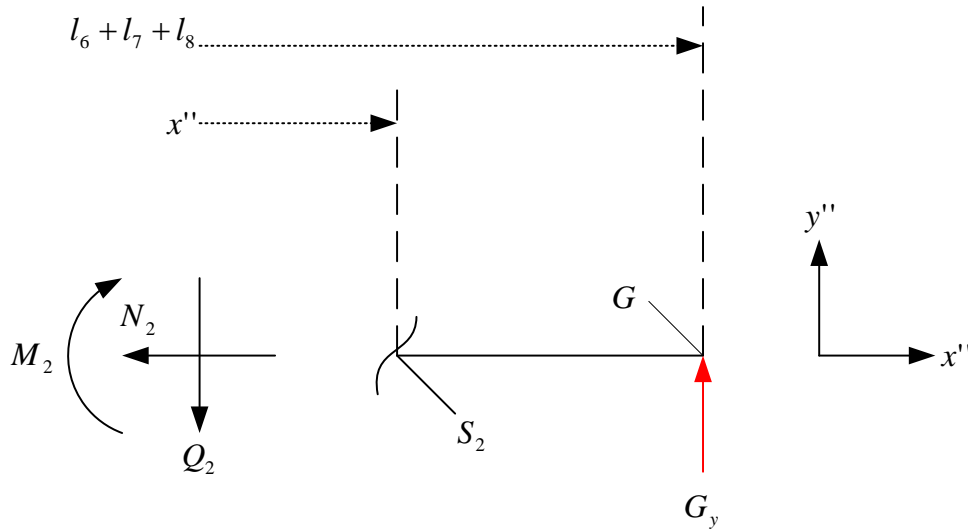
Bereich 1: $l_6 \leq x' \leq l_6 + l_7$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iZ}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow N_1 + F_{ax,max,Ab} = 0$ (I)	$\Rightarrow H_y + Q_1 = 0$ (II)	$\Rightarrow -H_y \cdot (x' - l_6) + M_1 = 0$ (III)

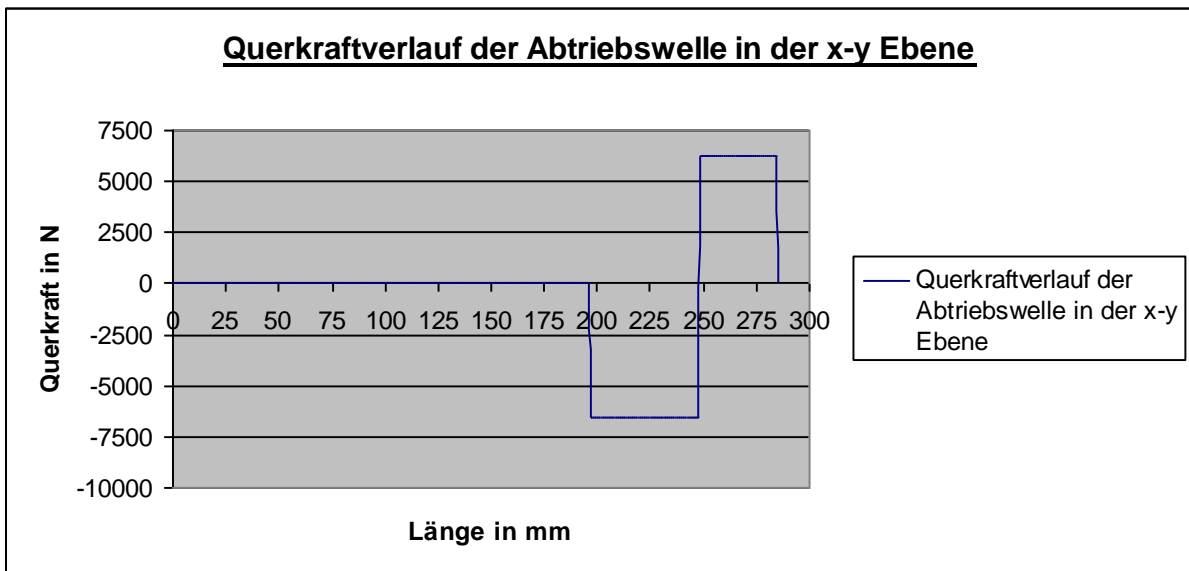
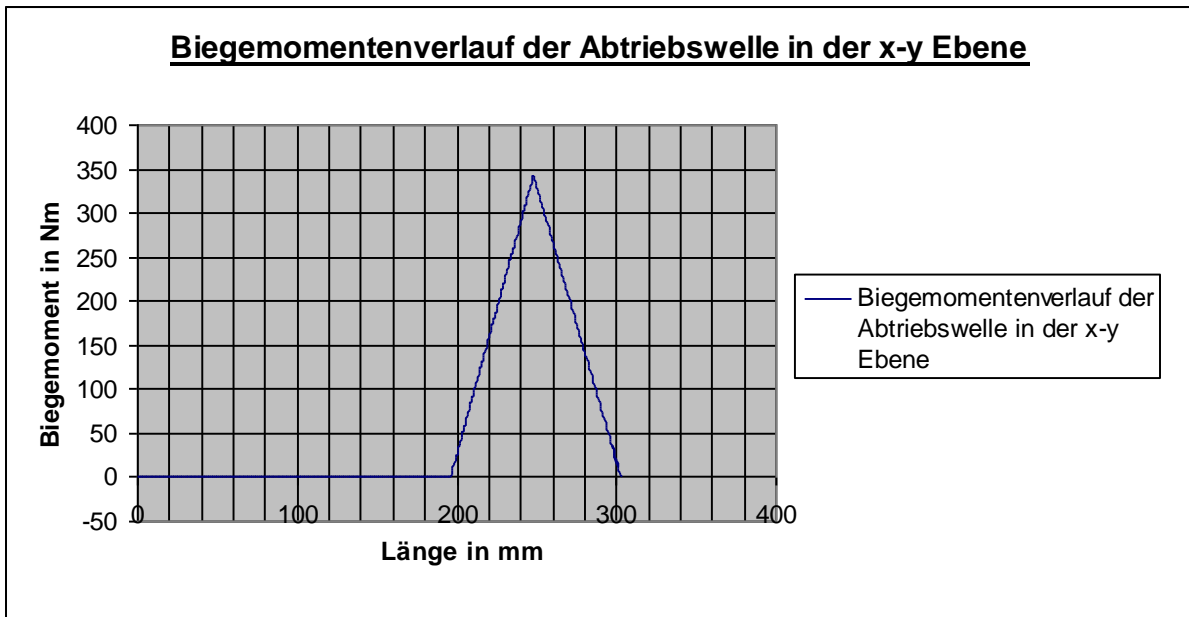
<p>aus (I): $N_1 = -F_{ax,max,Ab}$ $N_2 = -500N$</p> <p>aus (II): $Q_2 = -H_y$ $Q_2 = -6593,432N$</p>	<p>aus (III): $M_1 = H_y \cdot (x' - l_6)$ $M_1 = H_y \cdot x' - H_y \cdot l_6$ $M_1 = 6593,432N \cdot x' - 6593,432N \cdot 0,196m$ $M_1 = 6593,432N \cdot x' - 1292,313Nm$</p> <p>$M_1(x' = l_6) = 6593,432N \cdot l_6 - 1292,313Nm$ $M_1(x' = l_6) = 6593,432N \cdot 0,196m - 1292,313Nm$ $\Rightarrow M_1(x' = l_6) = 0Nm$</p> <p>$M_2(x' = l_6 + l_7) = 6593,432N \cdot (l_6 + l_7) - 1292,313Nm$ $M_2(x' = l_6 + l_7) = 6593,432N \cdot (0,196m + 0,052m) - 1292,313Nm$ $\Rightarrow M_2(x' = l_6 + l_7) = 342,858Nm$</p>
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment: $T_{max 3} = 1205,72Nm$</p>	

Bereich 2: $l_6 + l_7 \leq x'' \leq l_6 + l_7 + l_8$



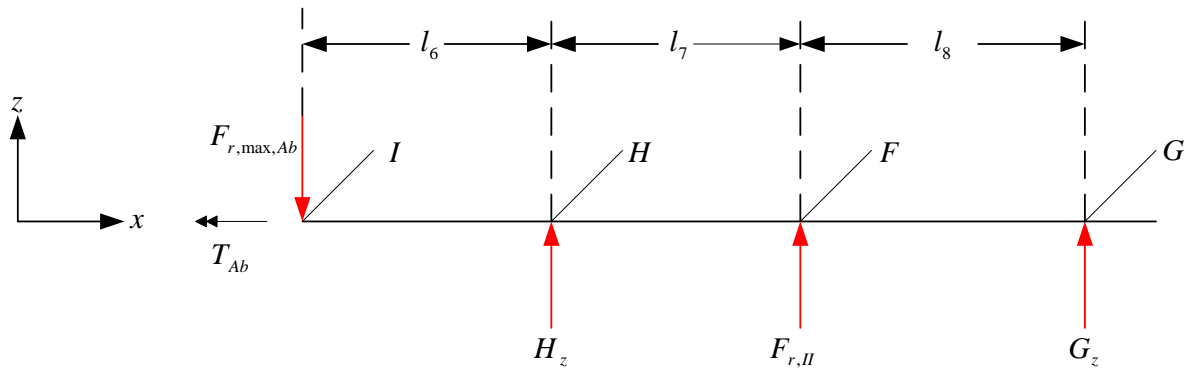
$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iy} = 0$	$\sum M_{iz}^{(S_3)} = 0$
$\Rightarrow N_2 = 0$ (I)	$\Rightarrow -Q_2 + G_y = 0$ (II)	$\Rightarrow G_y \cdot (l_6 + l_7 + l_8 - x'') - M_2 = 0$ (III)

<p>aus (II):</p> $Q_2 = G_y$ $Q_2 = 6233,79N$	<p>aus (III):</p> $M_2 = G_y \cdot (l_6 + l_7 + l_8 - x'')$ $M_2 = G_y \cdot (l_6 + l_7 + l_8) - G_y \cdot x''$ $M_2 = 6233,79N \cdot 0,303m - 6233,79N \cdot x''$ $M_2 = 1888,838Nm - 6233,79N \cdot x''$ $M_2(x'' = l_6 + l_7) = 1888,838Nm - 6233,79N \cdot (l_6 + l_7)$ $M_2(x'' = l_6 + l_7) = 1888,838Nm - 6233,79N \cdot 0,248m$ $\Rightarrow M_2(x'' = l_6 + l_7) = 342,858Nm$ $M_2(x'' = l_6 + l_7 + l_8) = 1888,838Nm - 6233,79N \cdot (l_6 + l_7 + l_8)$ $M_2(x'' = l_6 + l_7 + l_8) = 1888,838Nm - 6233,79N \cdot 0,303m$ $\Rightarrow M_2(x'' = l_6 + l_7 + l_8) = 0$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $T_{\max 3} = 1205,72Nm$	



**9.6.4 Lagerkräfte, Schnittkräfte und Momentenverläufe in der x-z Ebene
(Radialkräfte)**

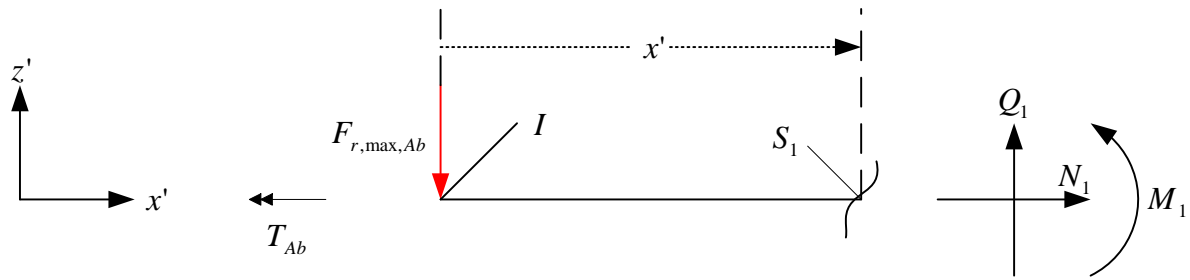
**9.6.4.1 Fall A: zu übertragende Radialkraft entgegen der radialen
Zahnkraft**



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(G)} = 0$
	$\Rightarrow -F_{r,max,Ab} + F_{r,II} + H_z + G_z = 0$ (I)	$\Rightarrow -F_{r,II} \cdot l_8 - H_z \cdot (l_7 + l_8) + F_{r,max,Ab} \cdot (l_6 + l_7 + l_8) = 0$ (II)

<p>aus (II):</p> $H_z = \frac{-F_{r,II} \cdot l_8 + F_{r,max,Ab} \cdot (l_6 + l_7 + l_8)}{l_7 + l_8}$ $H_z = \frac{-4668,727N \cdot 55mm + 1200N \cdot 303mm}{52mm + 55mm}$ <p>$\Rightarrow H_z = 998,318N$</p>	<p>aus (I):</p> $G_z = -F_{r,II} + F_{r,max,Ab} - H_z$ $G_z = -4668,727N + 1200N - 998,318N$ <p>$\Rightarrow G_z = -4467,045N$</p>
--	---

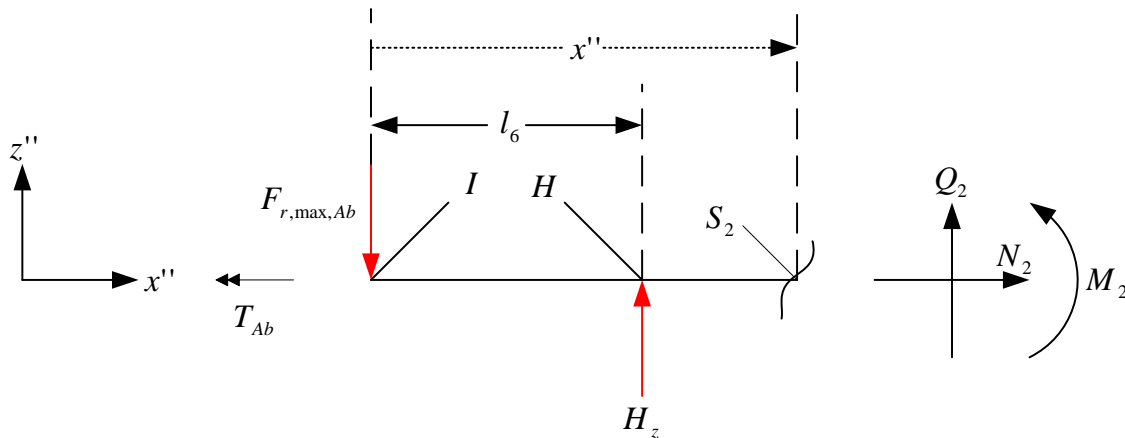
Bereich 1: $0 \leq x' \leq l_6$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow N_1 = 0$	$\Rightarrow -F_{r,max,Ab} + Q_1 = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow F_{r,max,Ab} \cdot x' + M_1 = 0 \quad \text{(II)}$

<p>aus (I):</p> $Q_1 = F_{r,max,Ab}$ $\Rightarrow Q_1 = 1200N$	<p>aus (II):</p> $M_1 = -F_{r,max,Ab} \cdot x'$ $M_1(x'=0) = 0$ $M_1(x'=l_6) = -F_{r,max,Ab} \cdot l_6$ $M_1(x'=l_6) = -1200N \cdot 0,196m$ $\Rightarrow M_1(x'=l_6) = -235,20Nm$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $T_{max 3} = 1205,72Nm$	

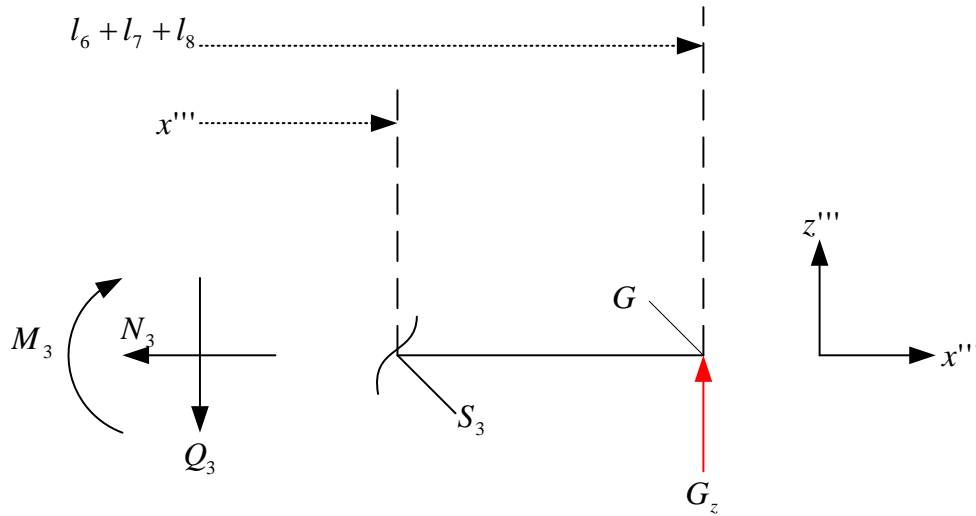
Bereich 2: $l_6 \leq x'' \leq l_6 + l_7$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_2)} = 0$
$\Rightarrow \underline{N_2 = 0}$	$\Rightarrow -F_{r,max,Ab} + H_z + Q_2 = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow F_{r,max,Ab} \cdot x'' - H_z \cdot (x'' - l_6) + M_2 = 0 \quad \text{(II)}$

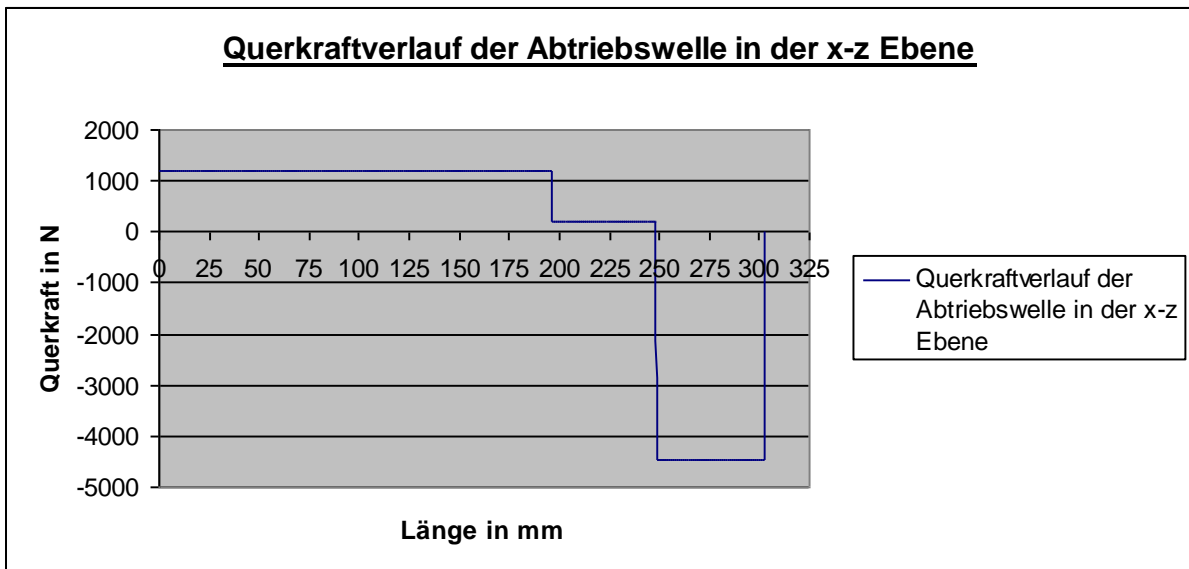
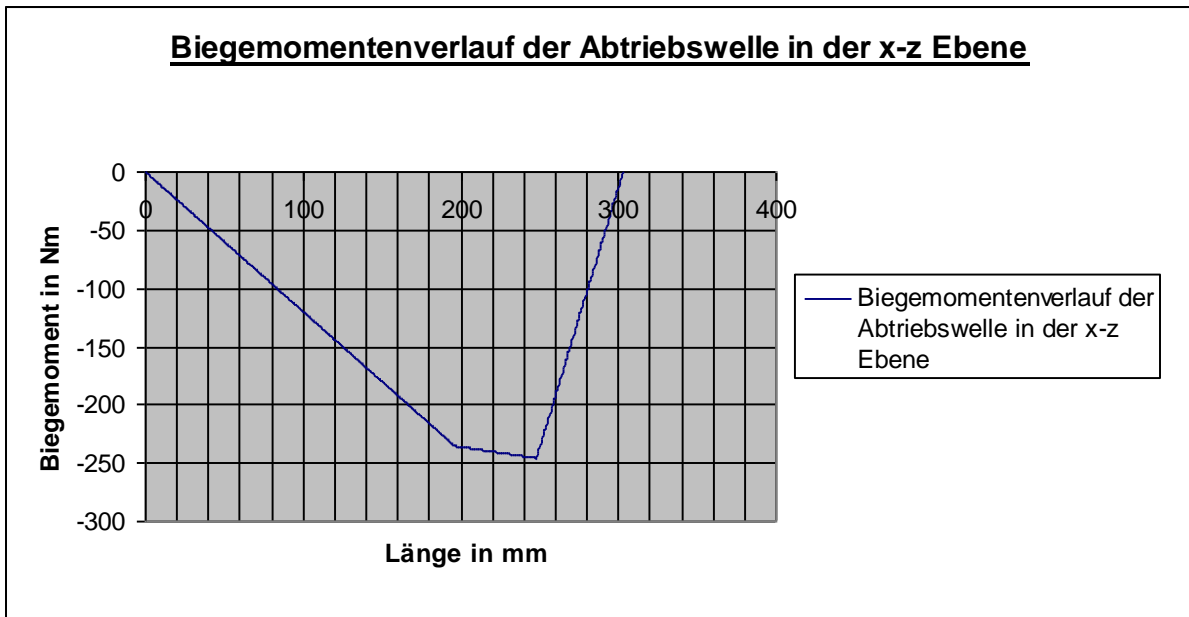
<p>aus (I):</p> $Q_2 = F_{r,max,Ab} - H_z$ $Q_2 = 1200N - 998,318N$ $\Rightarrow \underline{Q_2 = 201,682N}$	<p>aus (II):</p> $M_2 = -F_{r,max,Ab} \cdot x'' + H_z \cdot (x'' - l_6)$ $M_2 = -1200N \cdot x'' + 998,318N \cdot (x'' - 0,196m)$ $M_2 = -201,682N \cdot x'' - 195,670Nm$ $M_2(x'' = l_6) = -201,682N \cdot l_6 - 195,670Nm$ $M_2(x'' = l_6) = -201,682N \cdot 0,196m - 195,670Nm$ $\Rightarrow \underline{M_2(x'' = l_6) = -235,20Nm}$ $M_2(x'' = l_6 + l_7) = -201,682N \cdot (l_6 + l_7) - 195,670Nm$ $M_2(x'' = l_6 + l_7) = -201,682N \cdot (0,196m + 0,052m) - 195,670Nm$ $\Rightarrow \underline{M_2(x'' = l_6 + l_7) = -245,69Nm}$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $\underline{T_{max\ 3} = 1205,72Nm}$	

Bereich 3: $l_6 + l_7 \leq x''' \leq l_6 + l_7 + l_8$

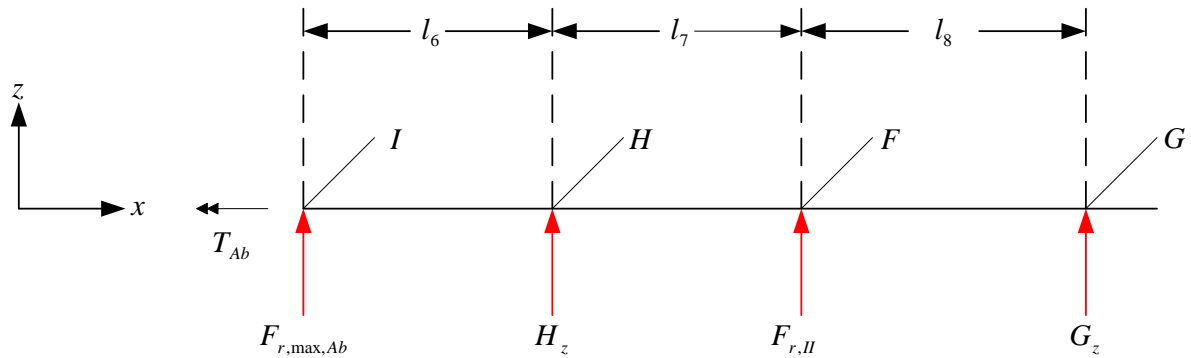


$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_3)} = 0$
$\Rightarrow N_3 = 0$	$\Rightarrow -Q_3 + G_z = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow G_z \cdot (l_6 + l_7 + l_8 - x''') - M_3 = 0 \quad \text{(II)}$

<p>aus (I):</p> $Q_3 = G_z$ $Q_3 = -4467,045N$	<p>aus (II):</p> $M_3 = G_z \cdot (l_6 + l_7 + l_8 - x''')$ $M_3 = G_z \cdot (l_6 + l_7 + l_8) - G_z \cdot x'''$ $M_3 = -4467,045N \cdot 0,303m - (-4467,045N) \cdot x'''$ $M_3 = -1353,515Nm + 4467,045N \cdot x'''$ $M_3(x''' = l_6 + l_7) = -1353,515Nm + 4467,045N \cdot (l_6 + l_7)$ $M_3(x''' = l_6 + l_7) = -1353,515Nm + 4467,045N \cdot 0,248m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_6 + l_7) = -245,69Nm$ $M_3(x''' = l_6 + l_7 + l_8) = -1353,515Nm + 4467,045N \cdot (l_6 + l_7 + l_8)$ $M_3(x''' = l_6 + l_7 + l_8) = -1353,515Nm + 4467,045N \cdot 0,303m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_6 + l_7 + l_8) = 0$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $T_{\max 3} = 1205,72Nm$	



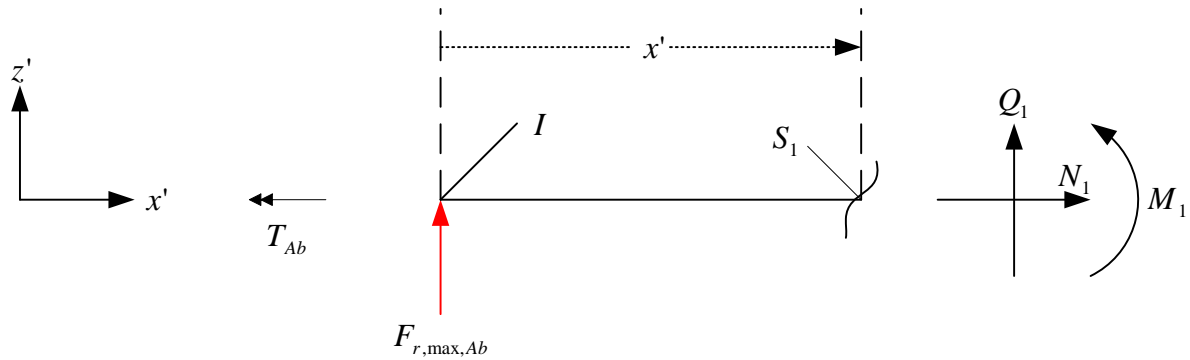
9.6.4.2 Fall B: zu übertragende Radialkraft in Richtung der radialen Zahnkraft



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(G)} = 0$
	$\Rightarrow F_{r,max,Ab} + F_{r,II} + H_z + G_z = 0$ (I)	$\Rightarrow -F_{r,II} \cdot l_8 - H_z \cdot (l_7 + l_8) - F_{r,max,Ab} \cdot (l_6 + l_7 + l_8) = 0$ (II)

<p>aus (II):</p> $H_z = \frac{-F_{r,II} \cdot l_8 - F_{r,max,Ab} \cdot (l_6 + l_7 + l_8)}{l_7 + l_8}$ $H_z = \frac{-4668,727N \cdot 55mm - 1200N \cdot 303mm}{52mm + 55mm}$ <p>$\Rightarrow H_z = -5797,944N$</p>	<p>aus (I):</p> $G_z = -F_{r,II} - F_{r,max,Ab} - H_z$ $G_z = -4668,727N - 1200N - (-5797,944N)$ <p>$\Rightarrow G_z = -70,783N$</p>
--	---

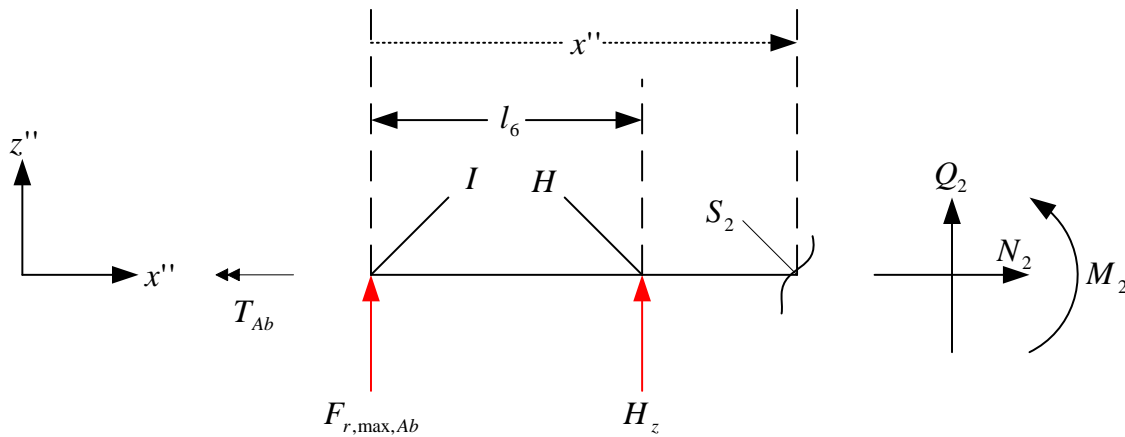
Bereich 1: $0 \leq x' \leq l_6$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_1)} = 0$
$\Rightarrow N_1 = 0$	$\Rightarrow F_{r,max,Ab} + Q_1 = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow -F_{r,max,Ab} \cdot x' + M_1 = 0 \quad \text{(II)}$

<p>aus (I):</p> $Q_1 = -F_{r,max,Ab}$ $\Rightarrow Q_1 = -1200N$	<p>aus (II):</p> $M_1 = F_{r,max,Ab} \cdot x'$ $M_1(x'=0) = 0$ $M_1(x'=l_6) = F_{r,max,Ab} \cdot l_6$ $M_1(x'=l_6) = 1200N \cdot 0,196m$ $\Rightarrow M_1(x'=l_6) = 235,20Nm$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $T_{max 3} = 1205,72Nm$	

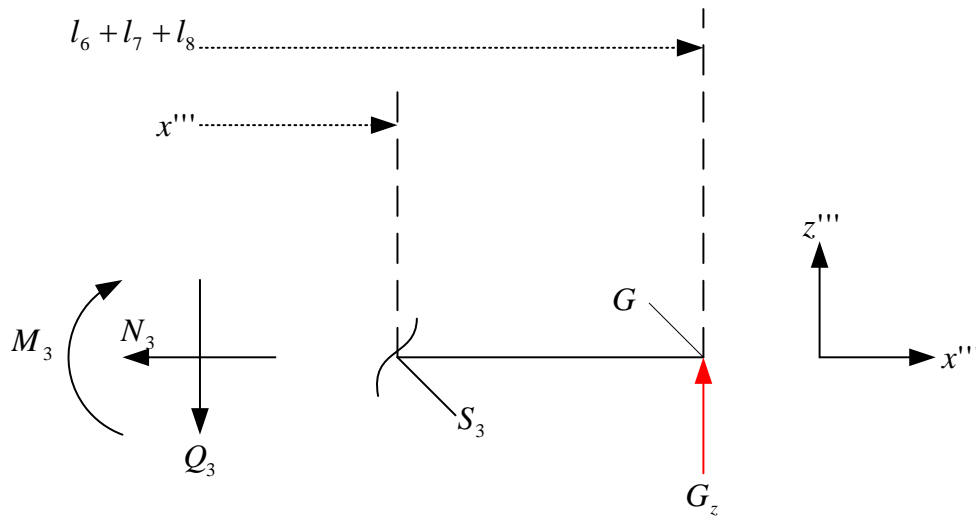
Bereich 2: $l_6 \leq x'' \leq l_6 + l_7$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_2)} = 0$
$\Rightarrow \underline{N_2 = 0}$	$\Rightarrow F_{r,max,Ab} + H_z + Q_2 = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow -F_{r,max,Ab} \cdot x'' - H_z \cdot (x'' - l_6) + M_2 = 0 \quad \text{(II)}$

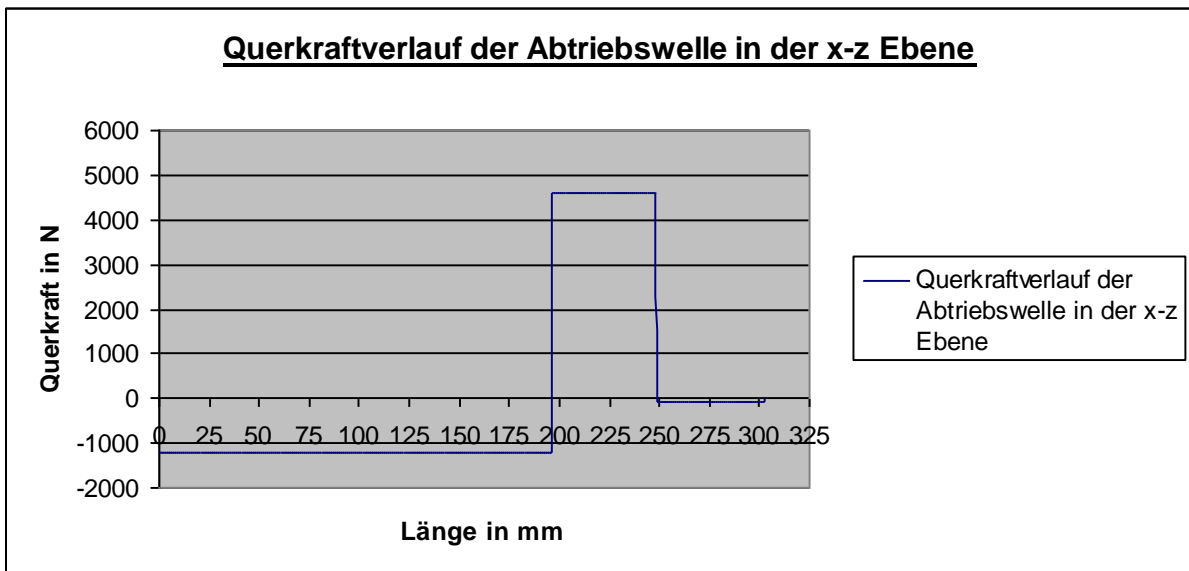
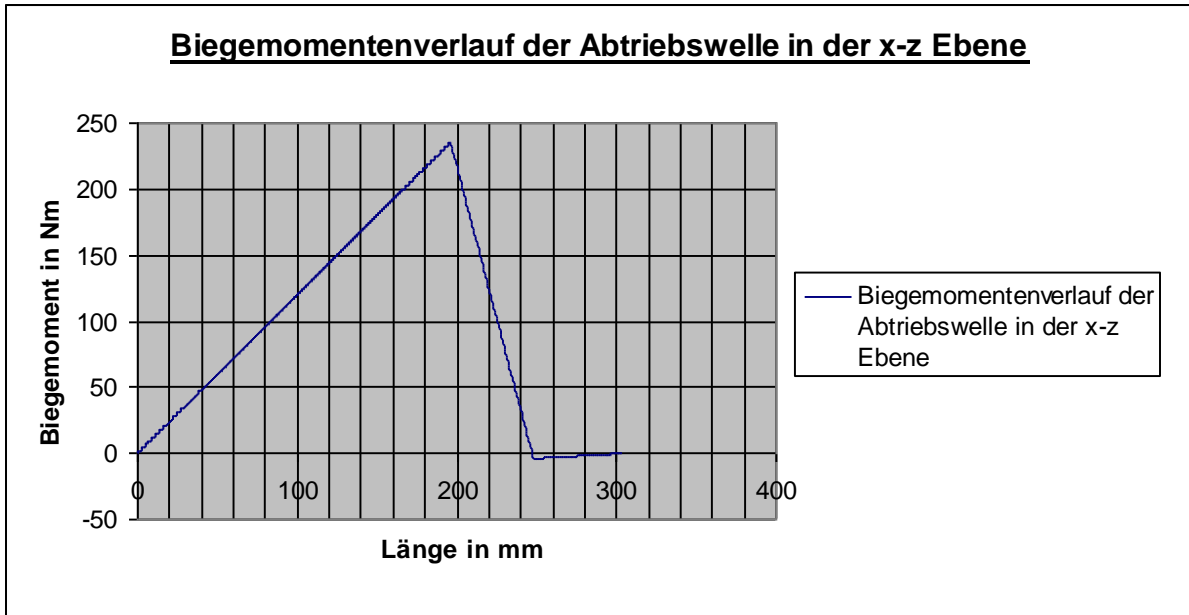
<p>aus (I):</p> $Q_2 = -F_{r,max,Ab} - H_z$ $Q_2 = -1200N - (-5797,944)N$ $\Rightarrow \underline{Q_2 = 4597,944N}$	<p>aus (II):</p> $M_2 = F_{r,max,Ab} \cdot x'' + H_z \cdot (x'' - l_6)$ $M_2 = 1200N \cdot x'' + (-5797,944)N \cdot (x'' - 0,196m)$ $M_2 = -4597,944N \cdot x'' + 1136,397Nm$ $M_2(x'' = l_6) = -4597,944N \cdot l_6 + 1136,397Nm$ $M_2(x'' = l_6) = -4597,944N \cdot 0,196m + 1136,397Nm$ $\Rightarrow \underline{M_2(x'' = l_6) = 235,20Nm}$ $M_2(x'' = l_6 + l_7) = -4597,944N \cdot (l_6 + l_7) + 1136,397Nm$ $M_2(x'' = l_6 + l_7) = -4597,944N \cdot (0,196m + 0,052m) + 1136,397Nm$ $\Rightarrow \underline{M_2(x'' = l_6 + l_7) = -3,893Nm}$
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment:</p> $\underline{T_{max\ 3} = 1205,72Nm}$	

Bereich 3: $l_6 + l_7 \leq x''' \leq l_6 + l_7 + l_8$



$\sum F_{ix} = 0$	$\sum F_{iz} = 0$	$\sum M_{iy}^{(S_3)} = 0$
$\Rightarrow N_3 = 0$	$\Rightarrow -Q_3 + G_z = 0 \quad \text{(I)}$	$\Rightarrow G_z \cdot (l_6 + l_7 + l_8 - x''') - M_3 = 0 \quad \text{(II)}$

<p>aus (I): $Q_3 = G_z$ $Q_3 = -70,783N$</p>	<p>aus (II): $M_3 = G_z \cdot (l_6 + l_7 + l_8 - x''')$ $M_3 = G_z \cdot (l_6 + l_7 + l_8) - G_z \cdot x'''$ $M_3 = (-70,783N) \cdot 0,303m - (-70,783N) \cdot x'''$ $M_3 = -21,447Nm + 70,783N \cdot x'''$ $M_3(x''' = l_6 + l_7) = -21,447Nm + 70,783N \cdot (l_6 + l_7)$ $M_3(x''' = l_6 + l_7) = -21,447Nm + 70,783N \cdot 0,248m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_6 + l_7) = -3,893Nm$ $M_3(x''' = l_6 + l_7 + l_8) = -21,447Nm + 70,783N \cdot (l_6 + l_7 + l_8)$ $M_3(x''' = l_6 + l_7 + l_8) = -21,447Nm + 70,783N \cdot 0,303m$ $\Rightarrow M_3(x''' = l_6 + l_7 + l_8) = 0$</p>
<p>Außerdem wirkt das konstante Torsionsmoment: $T_{\max 3} = 1205,72Nm$</p>	



9.6.5 resultierendes Moment

Es ergibt sich das maximale Biegemoment an der Stelle $x = l_6 + l_7$, wenn die zu übertragende Radialkraft $F_{r,max,Ab}$ entgegen der radialen Zahnkraft $F_{r,II}$ angetragen wird (=Fall A).

$M_{res,max} = \sqrt{M_{max,xy}^2 + M_{max,xz}^2}$	
$M_{max,xy} = 342,858Nm$	
$M_{max,xz} = -245,69Nm$	aus Fall A
$M_{res,max} = \sqrt{(342,858Nm)^2 + (-245,69Nm)^2}$	
$M_{res,max} = 421,80Nm$	resultierendes Maximalmoment der Zwischenwelle

9.6.6 resultierende Lagerkräfte

$F_G = \sqrt{G_y^2 + G_z^2}$	
$G_y = 6233,79N$	
$G_z = -4467,045N$	
$F_G = \sqrt{(6233,79N)^2 + (-4467,045N)^2}$	
$F_G = 7669,07N$	Lagerkraft des Lagers G

$F_{H,radial} = \sqrt{H_y^2 + H_z^2}$	
$H_y = 6593,432N$	
$H_z = 998,318N$	
$F_{H,radial} = \sqrt{(6593,432N)^2 + (998,318N)^2}$	
$F_{H,radial} = 6668,582N$	radiale Lagerkraft des Lagers H
$F_{H,axial} = 500N$	axiale Lagerkraft des Lagers H

9.6.7 vorhandene Spannungen, Vergleichsspannung, zul. Spannung und Vergleichsmoment

An der Stelle $x = l_6 + l_7$ (Sitz des Zahnrades der II.Stufe) tritt das maximale Biegemoment auf. Deshalb wird an dieser kritischen Stelle ($d_{\text{Welle}} = 45\text{mm}$) eine Dauerfestigkeitsberechnung durchgeführt.

$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$	Vorhandene Biegespannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$	Widerstandsmoment gegen Biegung TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_b = \frac{\pi \cdot (45\text{mm})^3}{32}$	
$\Rightarrow W_b = 8946,176\text{mm}^3$	
$M_b = (421,80 \cdot 1000)\text{Nmm}$	Max. Biegemoment
$\Rightarrow M_b = 421800\text{Nmm}$	
$\sigma_b = \frac{421800\text{Nmm}}{8946,176\text{mm}^3}$	
$\Rightarrow \sigma_b = 47,149 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	Vorhandene Torsionsspannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	Widerstandsmoment gegen Torsion, TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_p = \frac{\pi \cdot (45\text{mm})^3}{16}$	
$\Rightarrow W_p = 17892,352\text{mm}^3$	
$T = (1205,72 \cdot 1000)\text{Nmm}$	Konstantes Torsionsmoment
$\Rightarrow T = 1205720\text{Nmm}$	
$\tau_t = \frac{1205720\text{Nmm}}{17892,352\text{mm}^3}$	
$\Rightarrow \tau_t = 67,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$	Vergleichsspannung(GEH-Hypothese) Decker S.30, Kap.1.4; $\alpha_0 = 1$ bei Biegung wechselnd und Torsion wechselnd;
$\sigma_v = \sqrt{\left(47,149 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot 67,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}$	

$\Rightarrow \sigma_v = 125,886 \frac{N}{mm^2}$	
$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{bWN}}{S_{Dmin}}$	Zulässige Spannung; Roloff/Matek S.63 (3.26)
$\sigma_{bWN} = 600 \frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeitswert für Vergütungs- stahl 34CrNiMo6 ; Roloff/Matek TB 1-1, S.2
$S_{Dmin} = 3,5$	Erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch; $S_{Dmin}=3\dots4$; Roloff/Matek S.63
$\sigma_{zul} = \frac{600 \frac{N}{mm^2}}{3,5}$	
$\sigma_{zul} = 171,43 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{zul} = 171,43 \frac{N}{mm^2} > \sigma_v = 125,886 \frac{N}{mm^2}$	Abtriebswelle ist dauerhaft!

$M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \cdot T \right)^2}$	Vergleichsmoment; Formelsammlung Roloff/Matek Kap.11, Nr.13 (S.137)
$M = M_{max} = 421,80 Nm$	maximales Biegemoment
$T = T_{max3} = 1205,72 Nm$	maximales Torsionsmoment
$\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \approx 0,7$	bei Biegung wechselnd und Torsion statisch oder schwellend
$M_v = \sqrt{(421,80 Nm)^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 1205,72 Nm)^2}$	
$M_v = 843,903 Nm$	

$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}}$	erforderlicher minimaler Durch- messer; Formelsammlung Roloff/Matek Kap.11, Nr.12 (S.136)
$\sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 600 \frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeitswert für Vergütungs- stahl 34CrNiMo6 ; Roloff/Matek TB 1-1, S.2
$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{(843,903 \cdot 1000) Nmm}{600 \frac{N}{mm^2}}}$	
$d' \approx 38,09 mm$	minimaler Wellendurchmesser an der Stelle des maximalen Biegemomentes!

9.7 Bestimmung des Wellenendes der Abtriebswelle nach DIN 748

Maßgebend ist in der DIN 748 Blatt 1, Seite 2 die Spalte b (gleichzeitige Übertragung eines Drehmomentes und eines entsprechenden bekannten Biegemomentes).

$T_{\max 3} = 1205,72Nm$	Tatsächlich auftretendes maximales Abtriebsdrehmoment; siehe Kap. 2.3
$975Nm < 1205,72Nm < 1280Nm$ $\Rightarrow d = 65mm$	
$\Rightarrow l = 140mm$	es wurde ein langes Wellenende gewählt; (Toleranzfeld m6, $r_{\max} = 1,6mm$)

10 Überprüfung der Einhaltung der maximal möglichen Belastung der Motorwelle mit Radial - und Axialkräften

$F_{res,I} = \sqrt{F_{t,I}^2 + F_{r,I}^2}$	resultierende Radialkraft der I.Stufe, welche die Motorwelle (Antriebswelle) belastet; siehe Kap. 9
$F_{res,I} = \sqrt{(4492,429N)^2 + (1740,491N)^2}$	
$F_{res,I} = 4817,803N < 5600N$	>i.O.> Motorwelle wird nicht überbelastet! Motor "SEW DFV 180L - Schilddurchmesser 300mm" ist zulässig!

11 Nachrechnung der Zahnfußfestigkeit und Grübchen- tragfähigkeit nach DIN 3990 Methode C

11.1 Zahnfußfestigkeit

11.1.1 Ritzel der I.Stufe

11.1.1.1 auftretende Zahnfußspannung

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.3 (2.01)
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,I}}{b_I \cdot m_I} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$	Zahnfuß-Nennspannung; DIN 3990, Teil 3, S.4 (2.03)
$F_{t,I} = 4492,429N$	Tangentialkraft (=Umfangskraft) zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe; s.o. Kap. 9.1.1
$Y_{FA} = 2,51$	Formfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.13 $z_1 = 18, x_1 = 0,29444$ Festlegung des Bezugsprofils (gilt für die weitere Rechnung): $\alpha_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m} = 1,0, \frac{h_{fp}}{m} = 1,25,$ $\frac{\rho_{fp}}{m} = 0,25$
$Y_{SA} = 1,765$	Spannungskorrekturfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.30; $z_1 = 18, x_1 = 0,29444$
$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha,I}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.38;
$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,552}$	
$\Rightarrow Y_\varepsilon = 0,733$	
$Y_\beta = 1$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.39 (Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$)
$b_I = 29,00mm$	Zahnbreite
$m_I = 3,00mm$	Modul

$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,I}}{b_I \cdot m_I} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$	
$\sigma_{F0} = \frac{4492,429N}{29,00mm \cdot 3,00mm} \cdot 2,51 \cdot 1,765 \cdot 0,733 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{F0} = 167,68 \frac{N}{mm^2}$	
$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	Dynamikfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.12
f_F	Lastkorrekturfaktor für Geradverzahnung; DIN 3990, Teil 1, S.17 (Tabelle 5.2); Verzahnungsqualität 7
$K_A \cdot \frac{F_{t,I}}{b_I}$	
$\frac{4492,429N}{29,00mm} = 154,91 \frac{N}{mm}$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,I}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow f_F = 2,0656$	linear interpoliert
$K_{350} \cdot N$	DIN 3990, Teil 1, S.17 (Bild 5.6); Verzahnungsqualität 7
$\frac{z_1 \cdot v_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$	
$u = \frac{z_{2,neu}}{z_1} = \frac{68}{18} = 3,778$	Zähnezahlverhältnis Ritzel/Rad der I.Stufe (=z _{Großrad} /z _{Kleinrad})
$v_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_{w1}}{2} = \pi \cdot n_1 \cdot d_{w1}$	Umfangsgeschwindigkeit des Ritzels der I.Stufe
$v_1 = \pi \cdot 1500 \frac{1}{min} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{min}{s} \cdot 54,416mm \cdot \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}$	
$v_1 = 4,274 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow \frac{18 \cdot 4,274 \frac{m}{s}}{100} \cdot \sqrt{\frac{3,778^2}{1+3,778^2}} = 0,744 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow K_{350} \cdot N = 0,0421$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	
$K_V = 2,0656 \cdot 0,0421 + 1$	
$\Rightarrow K_V = 1,087$	

$K_{F\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23 (Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225
$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t,I}}{b_I} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21
$\frac{F_m}{b} = \frac{4492,429N}{29,00mm} \cdot 1,087$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,I}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 168,389 \frac{N}{mm}$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta$	Wirksame Flankenlinienab- weichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma}$	Ursprünglich wirksame Flanken- linienabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.30 (6.26)
$f_{sh} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; Prof. Dr.-Ing. S. Labisch: Übungsaufgabe zur Getriebe- konstruktion
$f_{H\beta} = 13$	Zulässige Flankenlinien-Winkelab- weichung; Niemann / Winter S.79, Tafel 21.4/2 (DIN 3962)
$f_{sh} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{sh} = 13$	
$f_{ma} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.36 (6.51)
$f_{ma} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{ma} = 13$	
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot 13 + 13$	
$\Rightarrow F_{\beta x} = 30,29$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta$	Wirksame Flankenlinienab- weichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$y_\beta = 0,15 \cdot F_{\beta x}$	Verminderung der Flankenlinienab- weichung durch Einlaufen; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.15): <u>für</u> <u>randschichtgehärteten Stahl</u>
$y_\beta = 0,15 \cdot 30,29$	
$\Rightarrow y_\beta = 4,54$	

$F_{\beta y} = 30,29 - 4,54$	
$\Rightarrow F_{\beta y} = 25,75$	
$\Rightarrow K_{f\beta} = 2,055$	
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{F\alpha} = 1$	
$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$\sigma_F = 167,68 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,087 \cdot 2,055 \cdot 1$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,I}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \sigma_F = 374,56 \frac{N}{mm^2}$	

11.1.1.2 zulässige Zahnfußspannung

$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$	zulässige Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.5 (2.04)
$\sigma_{FE} = 720 \frac{N}{mm^2}$	Dauer-Zahnfußfestigkeit für Ver- gütungsstahl (induktionsgehärtet); Niemann/Winter S.168/169, Tafel 21.8/2
$Y_{NT} = 1$	Lebensdauerfaktor für IF (Vergütungs- stahl, induktionsgehärtet); DIN 3990, Teil 3, S.40 (Bild 8.1)
$S_{Fmin} = 1,6$	Zahnbruchsicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10 ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,5$) bzw. Roloff/Matek S.737, Kap.21.5.4: ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,6$)
$Y_{\delta relT} = 1$	relative Stützziffer; DIN 3990, Teil 3, S.44 (Bild 9.1)
$Y_{RrelT} = 1$	relativer Oberflächenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.49 (10.07)
$Y_X = 1$	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit; DIN 3990, Teil 3, S.51 (Bild 11.1)
$\sigma_{FP} = \frac{720 \frac{N}{mm^2} \cdot 1}{1,6} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 450,00 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 450,00 \frac{N}{mm^2} > \sigma_F = 374,56 \frac{N}{mm^2}$	Zahnfußfestigkeit ist gegeben!

11.1.2 Rad der I.Stufe**11.1.2.1 auftretende Zahnfußspannung**

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.3 (2.01)
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,I}}{b_I \cdot m_I} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$	Zahnfuß-Nennspannung; DIN 3990, Teil 3, S.4 (2.03)
$F_{t,I} = 4492,429N$	Tangentialkraft(=Umfangskraft) zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe; s.o. Kap. 9.1.1
$Y_{FA} = 2,265$	Formfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.13 $z_{2,neu} = 68, x_2 = 0,04891$ Festlegung des Bezugsprofils (gilt für die weitere Rechnung): $\alpha_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m} = 1,0, \frac{h_{fp}}{m} = 1,25,$ $\frac{\rho_{fp}}{m} = 0,25$
$Y_{SA} = 1,8825$	Spannungskorrekturfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.30; $z_{2,neu} = 68, x_2 = 0,04891$
$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha,I}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.38;
$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,552}$	
$\Rightarrow Y_\varepsilon = 0,733$	
$Y_\beta = 1$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.39 (Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$)
$b_I = 29,00mm$	Zahnbreite
$m_I = 3,00mm$	Modul
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,I}}{b_I \cdot m_I} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$	
$\sigma_{F0} = \frac{4492,429N}{29,00mm \cdot 3,00mm} \cdot 2,265 \cdot 1,8825 \cdot 0,733 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{F0} = 161,387 \frac{N}{mm^2}$	

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	Dynamikfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.12
f_F	Lastkorrekturfaktor für Gerad- verzahnung; DIN 3990, Teil 1, S.17 (Tabelle 5.2); Verzahnungsqualität 7
$K_A \cdot \frac{F_{t,I}}{b_I}$	
$\frac{4492,429N}{29,00mm} = 154,91 \frac{N}{mm}$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,I}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow f_F = 2,0656$	linear interpoliert
$K_{350} \cdot N$	DIN 3990, Teil 1, S.17 (Bild 5.6); Verzahnungsqualität 7
$\frac{z_{2,neu} \cdot v_2}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$	
$u = \frac{z_{2,neu}}{z_1} = \frac{68}{18} = 3,778$	Zähnezahlverhältnis Ritzel/Rad der I.Stufe (=Z _{Großrad} /Z _{Kleinrad})
$v_2 = \omega_2 \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{d_{w2}}{2} = \pi \cdot n_2 \cdot d_{w2}$	Umfangsgeschwindigkeit des Rades der I.Stufe
$v_2 = \pi \cdot 397,035 \frac{1}{\min} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{\min}{s} \cdot 205,584mm \cdot \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}$	
$v_2 = 4,274 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow \frac{68 \cdot 4,274 \frac{m}{s}}{100} \cdot \sqrt{\frac{3,778^2}{1+3,778^2}} = 2,81 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow K_{350} \cdot N = 0,175$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	
$K_V = 2,0656 \cdot 0,175 + 1$	
$\Rightarrow K_V = 1,36$	
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23(Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225

$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t,l}}{b_l} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21
$\frac{F_m}{b} = \frac{4492,429N}{29,00mm} \cdot 1,36$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,l}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 210,68 \frac{N}{mm}$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta$	Wirksame Flankenlinienab- weichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma}$	Ursprünglich wirksame Flanken- linienabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.30 (6.26)
$f_{sh} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; Prof. Dr.-Ing. S. Labisch: Übungsaufgabe zur Getriebe- konstruktion
$f_{H\beta} = 13$	Zulässige Flankenlinien-Winkelab- weichung; Niemann / Winter S.79, Tafel 21.4/2 (DIN 3962)
$f_{sh} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{sh} = 13$	
$f_{ma} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.36 (6.51)
$f_{ma} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{ma} = 13$	
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot 13 + 13$	
$\Rightarrow F_{\beta x} = 30,29$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta$	Wirksame Flankenlinienab- weichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$y_\beta = 0,15 \cdot F_{\beta x}$	Verminderung der Flankenlinienab- weichung durch Einlaufen; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.15): <u>für randschichtgehärteten Stahl</u>
$y_\beta = 0,15 \cdot 30,29$	
$\Rightarrow y_\beta = 4,54$	
$F_{\beta y} = 30,29 - 4,54$	
$\Rightarrow F_{\beta y} = 25,75$	

$\Rightarrow K_{f\beta} = 1,875$	
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{F\alpha} = 1$	
$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$\sigma_F = 161,387 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,36 \cdot 1,875 \cdot 1$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,I}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \sigma_F = 411,537 \frac{N}{mm^2}$	

11.1.2.2 zulässige Zahnfußspannung

$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$	zulässige Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.5 (2.04)
$\sigma_{FE} = 720 \frac{N}{mm^2}$	Dauer-Zahnfußfestigkeit für Vergütungsstahl (induktionsgehärtet); Niemann/Winter S.168/169, Tafel 21.8/2
$Y_{NT} = 1$	Lebensdauerfaktor für IF (Vergütungsstahl, induktionsgehärtet); DIN 3990, Teil 3, S.40 (Bild 8.1)
$S_{Fmin} = 1,6$	Zahnbruchsicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10 ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,5$) bzw. Roloff/Matek S.737, Kap.21.5.4: ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,6$)
$Y_{\delta relT} = 1$	relative Stützziffer; DIN 3990, Teil 3, S.44 (Bild 9.1)
$Y_{RrelT} = 1$	relativer Oberflächenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.49 (10.07)
$Y_X = 1$	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit; DIN 3990, Teil 3, S.51 (Bild 11.1)
$\sigma_{FP} = \frac{720 \frac{N}{mm^2} \cdot 1}{1,6} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 450,00 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 450,00 \frac{N}{mm^2} > \sigma_F = 411,537 \frac{N}{mm^2}$	Zahnfußfestigkeit ist gegeben!

11.1.3 Ritzel der II.Stufe**11.1.3.1 auftretende Zahnfußspannung**

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.3 (2.01)
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,II}}{b_{II} \cdot m_{II}} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$	Zahnfuß-Nennspannung; DIN 3990, Teil 3, S.4 (2.03)
$F_{t,II} = 12827,222N$	Tangentialkraft (=Umfangskraft) zwischen Ritzel und Rad der II.Stufe; s.o. Kap. 9.1.1
$Y_{FA} = 3,02$	Formfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.13 $z_3 = 18, x_3 = 0$ Festlegung des Bezugsprofils (gilt für die weitere Rechnung): $\alpha_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m} = 1,0, \frac{h_{fp}}{m} = 1,25,$ $\frac{\rho_{fp}}{m} = 0,25$
$Y_{SA} = 1,58$	Spannungskorrekturfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.30; $z_3 = 18, x_3 = 0$
$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha,II}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.38;
$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{1,637}$	
$\Rightarrow Y_{\varepsilon} = 0,708$	
$Y_{\beta} = 1$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.39 (Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$)
$b_{II} = 39,00mm$	Zahnbreite
$m_{II} = 4,00mm$	Modul
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,II}}{b_{II} \cdot m_{II}} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$	
$\sigma_{F0} = \frac{12827,222N}{39,00mm \cdot 4,00mm} \cdot 3,02 \cdot 1,58 \cdot 0,708 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{F0} = 277,78 \frac{N}{mm^2}$	

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	Dynamikfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.12
f_F	Lastkorrekturfaktor für Gerad- verzahnung; DIN 3990, Teil 1, S.17 (Tabelle 5.2); Verzahnungsqualität 7
$K_A \cdot \frac{F_{t,II}}{b_{II}}$	
$\frac{12827,222N}{39,00mm} = 328,903 \frac{N}{mm}$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,II}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow f_F = 1,073$	linear interpoliert
$K_{350} \cdot N$	DIN 3990, Teil 1, S.17 (Bild 5.6); Verzahnungsqualität 7
$\frac{z_3 \cdot v_3}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$	
$u = \frac{z_{4,neu}}{z_3} = \frac{47}{18} = 2,611$	Zähnezahlverhältnis Ritzel/Rad der I.Stufe (=Z _{Großrad} /Z _{Kleinrad})
$v_3 = \omega_2 \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{d_{w3}}{2} = \pi \cdot n_2 \cdot d_{w3}$	Umfangsgeschwindigkeit des Ritzels der II.Stufe
$v_3 = \pi \cdot 397,035 \frac{1}{\min} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{\min}{s} \cdot 72,00mm \cdot \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}$	
$v_3 = 1,497 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow \frac{18 \cdot 1,497 \frac{m}{s}}{100} \cdot \sqrt{\frac{2,611^2}{1+2,611^2}} = 0,252 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow K_{350} \cdot N = 0,0158$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	
$K_V = 1,073 \cdot 0,0158 + 1$	
$\Rightarrow K_V = 1,01695$	
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23(Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225

$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t,II}}{b_{II}} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21
$\frac{F_m}{b} = \frac{12827,222N}{39,00mm} \cdot 1,01695$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,II}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 334,478 \frac{N}{mm}$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	Wirksame Flankenlinienabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma}$	Ursprünglich wirksame Flankenlinienabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.30 (6.26)
$f_{sh} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; Prof. Dr.-Ing. S. Labisch: Übungsaufgabe zur Getriebe- konstruktion
$f_{H\beta} = 13$	Zulässige Flankenlinien-Winkelabweichung; Niemann / Winter S.79, Tafel 21.4/2 (DIN 3962)
$f_{sh} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{sh} = 13$	
$f_{ma} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.36 (6.51)
$f_{ma} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{ma} = 13$	
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot 13 + 13$	
$\Rightarrow F_{\beta x} = 30,29$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	Wirksame Flankenlinienabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$y_{\beta} = 0,15 \cdot F_{\beta x}$	Verminderung der Flankenlinienabweichung durch Einlaufen; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.15): <u>für einsetzgehärteten Stahl</u>
$y_{\beta} = 0,15 \cdot 30,29$	
$\Rightarrow y_{\beta} = 4,54$	
$F_{\beta y} = 30,29 - 4,54$	
$\Rightarrow F_{\beta y} = 25,75$	

$\Rightarrow K_{f\beta} = 1,557$	
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{F\alpha} = 1$	
$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$\sigma_F = 277,78 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,01695 \cdot 1,557 \cdot 1$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,II}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \sigma_F = 439,834 \frac{N}{mm^2}$	

11.1.3.2 zulässige Zahnfußspannung

$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$	zulässige Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.5 (2.04)
$\sigma_{FE} = 920 \frac{N}{mm^2}$	Dauer-Zahnfußfestigkeit für Einsatzstahl (einsatzgehärtet); Niemann/Winter S.168/169, Tafel 21.8/2
$Y_{NT} = 1$	Lebensdauerfaktor für Eh (Einsatzstahl, einsatzgehärtet); DIN 3990, Teil 3, S.40 (Bild 8.1)
$S_{Fmin} = 1,6$	Zahnbruchsicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10 ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,5$) bzw. Roloff/Matek S.737, Kap.21.5.4: ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,6$)
$Y_{\delta relT} = 1$	relative Stützziffer; DIN 3990, Teil 3, S.44 (Bild 9.1)
$Y_{RrelT} = 1$	relativer Oberflächenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.49 (10.07)
$Y_X = 1$	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit; DIN 3990, Teil 3, S.51 (Bild 11.1)
$\sigma_{FP} = \frac{920 \frac{N}{mm^2} \cdot 1}{1,6} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 575,00 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 575,00 \frac{N}{mm^2} > \sigma_F = 439,834 \frac{N}{mm^2}$	Zahnfußfestigkeit ist gegeben!

11.1.4 Rad der II.Stufe**11.1.4.1 auftretende Zahnfußspannung**

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.3 (2.01)
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,II}}{b_{II} \cdot m_{II}} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$	Zahnfuß-Nennspannung; DIN 3990, Teil 3, S.4 (2.03)
$F_{t,II} = 12827,222N$	Tangentialkraft (=Umfangskraft) zwischen Ritzel und Rad der II.Stufe; s.o. Kap. 9.1.1
$Y_{FA} = 2,39$	Formfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.13 $z_{4,neu} = 47, x_4 = 0$ Festlegung des Bezugsprofils (gilt für die weitere Rechnung): $\alpha_n = 20^\circ, \frac{h_{ap}}{m} = 1,0, \frac{h_{fp}}{m} = 1,25,$ $\frac{\rho_{fp}}{m} = 0,25$
$Y_{SA} = 1,79$	Spannungskorrekturfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.30; $z_{4,neu} = 47, x_3 = 0$
$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha,II}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.38;
$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{1,637}$	
$\Rightarrow Y_{\varepsilon} = 0,708$	
$Y_{\beta} = 1$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.39 (Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$)
$b_{II} = 39,00mm$	Zahnbreite
$m_{II} = 4,00mm$	Modul
$\sigma_{F0} = \frac{F_{t,II}}{b_{II} \cdot m_{II}} \cdot Y_{FA} \cdot Y_{SA} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$	
$\sigma_{F0} = \frac{12827,222N}{39,00mm \cdot 4,00mm} \cdot 2,39 \cdot 1,79 \cdot 0,708 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{F0} = 249,053 \frac{N}{mm^2}$	

$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	Dynamikfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.12
f_F	Lastkorrekturfaktor für Gerad- verzahnung; DIN 3990, Teil 1, S.17 (Tabelle 5.2); Verzahnungsqualität 7
$K_A \cdot \frac{F_{t,II}}{b_{II}}$	
$\frac{12827,222N}{39,00mm} = 328,903 \frac{N}{mm}$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,II}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow f_F = 1,073$	linear interpoliert
$K_{350} \cdot N$	DIN 3990, Teil 1, S.17 (Bild 5.6); Verzahnungsqualität 7
$\frac{z_4 \cdot v_4}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$	
$u = \frac{z_{4,neu}}{z_3} = \frac{47}{18} = 2,611$	Zähnezahlverhältnis Ritzel/Rad der I.Stufe (=Z _{Großrad} /Z _{Kleinrad})
$v_4 = \omega_3 \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_3 \cdot \frac{d_{w4}}{2} = \pi \cdot n_3 \cdot d_{w4}$	Umfangsgeschwindigkeit des Rades der II.Stufe
$v_4 = \pi \cdot 152,06 \cdot \frac{1}{\min} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{\min}{s} \cdot 188,00mm \cdot \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}$	
$v_4 = 1,497 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow \frac{47 \cdot 1,497 \frac{m}{s}}{100} \cdot \sqrt{\frac{2,611^2}{1+2,611^2}} = 0,657 \frac{m}{s}$	
$\Rightarrow K_{350} \cdot N = 0,0423$	
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	
$K_V = 1,073 \cdot 0,0423 + 1$	
$\Rightarrow K_V = 1,0454$	
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23(Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225

$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t,II}}{b_{II}} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21
$\frac{F_m}{b} = \frac{12827,222N}{39,00mm} \cdot 1,0454$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,II}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 343,835 \frac{N}{mm}$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	Wirksame Flankenlinienab- weichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma}$	Ursprünglich wirksame Flanken- linienabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.30 (6.26)
$f_{sh} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; Prof. Dr.-Ing. S. Labisch: Übungsaufgabe zur Getriebe- konstruktion
$f_{H\beta} = 13$	Zulässige Flankenlinien-Winkelab- weichung; Niemann / Winter S.79, Tafel 21.4/2 (DIN 3962)
$f_{sh} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{sh} = 13$	
$f_{ma} = 1,0 \cdot f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung; DIN 3990, Teil 1, S.36 (6.51)
$f_{ma} = 1,0 \cdot 13$	
$\Rightarrow f_{ma} = 13$	
$F_{\beta x} = 1,33 \cdot 13 + 13$	
$\Rightarrow F_{\beta x} = 30,29$	
$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	Wirksame Flankenlinienab- weichung; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.08)
$y_{\beta} = 0,15 \cdot F_{\beta x}$	Verminderung der Flankenlinienab- weichung durch Einlaufen; DIN 3990, Teil 1, S.25 (6.15): <u>für</u> <u>einsatzgehärteten Stahl</u>
$y_{\beta} = 0,15 \cdot 30,29$	
$\Rightarrow y_{\beta} = 4,54$	
$F_{\beta y} = 30,29 - 4,54$	
$\Rightarrow F_{\beta y} = 25,75$	

$\Rightarrow K_{f\beta} = 1,55$	
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{F\alpha} = 1$	
$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$	
$\sigma_F = 249,053 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,0454 \cdot 1,55 \cdot 1$	Ohne K_A, da K_A bereits in $F_{t,II}$ enthalten ist!!
$\Rightarrow \sigma_F = 403,558 \frac{N}{mm^2}$	

11.1.4.2 zulässige Zahnfußspannung

$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$	zulässige Zahnfußspannung; DIN 3990, Teil 3, S.5 (2.04)
$\sigma_{FE} = 920 \frac{N}{mm^2}$	Dauer-Zahnfußfestigkeit für Einsatzstahl (einsatzgehärtet); Niemann/Winter S.168/169, Tafel 21.8/2
$Y_{NT} = 1$	Lebensdauerfaktor für Eh (Einsatzstahl, einsatzgehärtet); DIN 3990, Teil 3, S.40 (Bild 8.1)
$S_{Fmin} = 1,6$	Zahnbruchsicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10 ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,5$) bzw. Roloff/Matek S.737, Kap.21.5.4: ($S_{Fmin}=1,4 \dots 1,6$)
$Y_{\delta relT} = 1$	relative Stützziffer; DIN 3990, Teil 3, S.44 (Bild 9.1)
$Y_{RrelT} = 1$	relativer Oberflächenfaktor; DIN 3990, Teil 3, S.49 (10.07)
$Y_X = 1$	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit; DIN 3990, Teil 3, S.51 (Bild 11.1)
$\sigma_{FP} = \frac{920 \frac{N}{mm^2} \cdot 1}{1,6} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 575,00 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{FP} = 575,00 \frac{N}{mm^2} > \sigma_F = 403,558 \frac{N}{mm^2}$	Zahnfußfestigkeit ist gegeben!

11.2 Grübchentragsfähigkeit

11.2.1 Ritzel der I.Stufe

11.2.1.1 auftretende Flankenpressung

$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.03)
Z_B	Ritzel - Einzeleingriffsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8
$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}}$	DIN 3990, Teil 2, S.7 (3.02) bzw. aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = r_{b1} \cdot \tan \alpha_w$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = 25,3715\text{mm} \cdot \tan 21,1777415^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1C} = 9,830\text{mm}}$	
$\rho_{2C} = r_{b2} \cdot \tan \alpha_w$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2C} = 95,8485\text{mm} \cdot \tan 21,1777415^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2C} = 37,134\text{mm}}$	
$\rho_{1B} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1B} = \sqrt{(30,853\text{mm})^2 - (25,3715\text{mm})^2} - 3,00\text{mm} \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1B} = 8,699\text{mm}}$	
$\rho_{2B} = a_{d_{II,neu}} \cdot \sin \alpha_w - \rho_{1B}$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2B} = 130,00\text{mm} \cdot \sin 21,1777415^\circ - 8,699\text{mm}$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2B} = 38,265\text{mm}}$	
$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}}$	
$M_1 = \sqrt{\frac{9,830 \cdot 37,134}{8,699 \cdot 38,265}}$	
$\Rightarrow \underline{M_1 = 1,047}$	
$\Rightarrow \underline{Z_B = M_1 = 1,047}$	DIN 3990, Teil 2, S.8; $Z_B = M_1$, wenn $M_1 > 1$

$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t,I}}{d_1 \cdot b_I} \cdot \frac{u_I + 1}{u_I}}$	nomielle Flankenpressung im Wälzpunkt; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.02)
$F_{t,I, \text{Nenn}} = \frac{F_{t,I}}{K_A} = \frac{4492,429N}{1,6} = 2807,768N$	Nennumfangskraft zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe
$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \alpha_w}{\cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha_w}}$	Zonenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.6, (3.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ \Rightarrow \cos \beta_b = 1$
$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 21,1777415^\circ}{\cos^2 20^\circ \cdot \sin 21,1777415^\circ}}$	
$\Rightarrow Z_H = 2,418$	
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$	Elastizitätsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8 (4.03)
$E(\text{Stahl}) = 206000 \frac{N}{\text{mm}^2}$	E-Modul; DIN 3990, Teil 2, S.9, (Tabelle 4.1)
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot 206000 \frac{N}{\text{mm}^2}}$	
$\Rightarrow Z_E = 189,868 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}}$	
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha,I}}{3}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.9 (5.01)
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,552}{3}}$	
$\Rightarrow Z_\varepsilon = 0,903$	
$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.10 (6.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$
$\Rightarrow Z_\beta = 1$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 2,418 \cdot 189,868 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}} \cdot 0,903 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2807,768N}{54,00\text{mm} \cdot 29,00\text{mm}} \cdot \frac{3,778 + 1}{3,778}}$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 624,270 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{H\alpha} = 1$	

$K_{H\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23 (Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225
$F_{\beta y} = 25,75$	s.o. Kap.10.1.1.1
$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t, I_{Nenn}}}{b_t} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21
$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	s.o. Kap.10.1.1.1
$K_V = 1,087$	
$\frac{F_m}{b} = \frac{2807,768N}{29,00mm} \cdot 1,6 \cdot 1,087$	
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 168,39 \frac{N}{mm}$	
$\Rightarrow K_{H\beta} = 2,4$	
$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	
$\sigma_H = 1,047 \cdot 624,270 \frac{N}{mm^2} \cdot \sqrt{1,6 \cdot 1,087 \cdot 2,4 \cdot 1,0}$	
$\Rightarrow \sigma_H = 1335,36 \frac{N}{mm^2}$	

11.2.1.2 zulässige Flankenpressung

$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT}}{S_{H\min}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$	Zulässige Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.4 (2.04)
$\underline{\sigma_{H\lim} = 1170 \frac{N}{mm^2}}$	Grübchendauerfestigkeit für Ver- gütungsstahl 42CrMo4 (induktions- gehärtet; Niemann/Winter S.168/169 Tafel 21.8/2
$\underline{Z_{NT} = 1,2}$	Lebensdauerfaktor für IF (Ver- gütungsstahl, induktionsgehärtet); DIN 3990, Teil 2, S.11 Bild 8.1 bzw. S.12 Tabelle 8.1: Lastwechsel $N_L = 5 \cdot 10^7$ (=dauerfest) mit Zulassung einer gewissen Grübchenbildung
$\underline{S_{H\min} = 1,05}$	Grübchensicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10; gewählt: Normalfall (B) $S_{H\min} = 1,0 \dots 1,2$ bzw. Roloff/Matek S.740, Kap.21.5.5: $S_{H\min} \approx (> 1,0) \dots 1,3$
$\underline{Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1,0}$	Schmierfilmfaktoren; DIN 3990, Teil 2, S.15 (9.16); (für geschliffene oder geschabte Ver- zahnungen mit $R_{Z100} = 4 \mu m$)
$\underline{Z_W = 1,0}$	Werkstoffpaarungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.16
$\underline{Z_X = 1,0}$	Größenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.17 Tabelle 11.1
$\sigma_{HP} = \frac{1170 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,2}{1,05} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0$	
$\underline{\sigma_{HP} = 1337,14 \frac{N}{mm^2}}$	
$\Rightarrow \underline{\sigma_{HP} = 1337,14 \frac{N}{mm^2}} > \sigma_H = 1335,36 \frac{N}{mm^2}$	Grübchentragfähigkeit ist gegeben!

11.2.2 Rad der I.Stufe

11.2.2.1 auftretende Flankenpressung

$\sigma_H = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.03)
Z_D	Rad - Einzeleingriffsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8
$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1D} \cdot \rho_{2D}}}$	DIN 3990, Teil 2, S.7 (3.02) bzw. aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = r_{b1} \cdot \tan \alpha_w$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = 25,3715\text{mm} \cdot \tan 21,1777415^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1C} = 9,830\text{mm}}$	
$\rho_{2C} = r_{b2} \cdot \tan \alpha_w$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2C} = 95,8485\text{mm} \cdot \tan 21,1777415^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2C} = 37,134\text{mm}}$	
$\rho_{1D} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1D} = \sqrt{(105,1165\text{mm})^2 - (95,8485\text{mm})^2} - 3,00\text{mm} \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1D} = 34,301\text{mm}}$	
$\rho_{2D} = a_{dII,neu} \cdot \sin \alpha_w - \rho_{1D}$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2D} = 130,00\text{mm} \cdot \sin 21,1777415^\circ - 34,301\text{mm}$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2D} = 12,662\text{mm}}$	
$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1D} \cdot \rho_{2D}}}$	
$M_2 = \sqrt{\frac{9,830 \cdot 37,134}{34,301 \cdot 12,662}}$	
$\Rightarrow \underline{M_2 = 0,917}$	
$\Rightarrow \underline{Z_D = 1}$	DIN 3990, Teil 2, S.8; $Z_D = 1$, wenn $M_2 \leq 1$
$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t,I}}{d_2 \cdot b_1} \cdot \frac{u_I + 1}{u_I}}$	nomielle Flankenpressung im Wälzpunkt; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.02)
$F_{t,I,Neu} = \frac{F_{t,I}}{K_A} = \frac{4492,429\text{N}}{1,6} = 2807,768\text{N}$	Nennumfangskraft zwischen Ritzel und Rad der I.Stufe

$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \alpha_w}{\cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha_w}}$	Zonenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.6, (3.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ \Rightarrow \cos \beta_b = 1$
$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 21,1777415^\circ}{\cos^2 20^\circ \cdot \sin 21,1777415^\circ}}$	
$\Rightarrow Z_H = 2,418$	
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$	Elastizitätsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8 (4.03)
$E(\text{Stahl}) = 206000 \frac{N}{mm^2}$	E-Modul; DIN 3990, Teil 2, S.9, (Tabelle 4.1)
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot 206000 \frac{N}{mm^2}}$	
$\Rightarrow Z_E = 189,868 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha, I}}{3}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.9 (5.01)
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,552}{3}}$	
$\Rightarrow Z_\varepsilon = 0,903$	
$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.10 (6.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$
$\Rightarrow Z_\beta = 1$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 2,418 \cdot 189,868 \sqrt{\frac{N}{mm^2}} \cdot 0,903 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2807,768N}{204,00mm \cdot 29,00mm} \cdot \frac{3,778+1}{3,778}}$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 321,184 \frac{N}{mm^2}$	
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{H\alpha} = 1$	
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23 (Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225
$F_{\beta y} = 25,75$	s.o. Kap.10.1.2.1
$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t, I_{Nenn}}}{b_t} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21

$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	s.o. Kap.10.1.2.1
$K_V = 1,36$	
$\frac{F_m}{b} = \frac{2807,768N}{29,00mm} \cdot 1,6 \cdot 1,36$	
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 210,679 \frac{N}{mm}$	
$\Rightarrow K_{H\beta} = 2,138$	
$\sigma_H = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	
$\sigma_H = 1,0 \cdot 321,184 \frac{N}{mm^2} \cdot \sqrt{1,6 \cdot 1,36 \cdot 2,138 \cdot 1}$	
$\Rightarrow \sigma_H = 692,767 \frac{N}{mm^2}$	

11.2.2.2 zulässige Flankenpressung

$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT}}{S_{H\min}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$	Zulässige Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.4 (2.04)
$\sigma_{H\lim} = 1170 \frac{N}{mm^2}$	Grübchendauerfestigkeit für Ver- gütungsstahl 42CrMo4 (induktions- gehärtet; Niemann/Winter S.168/169 Tafel 21.8/2
$Z_{NT} = 1,2$	Lebensdauerfaktor für IF (Ver- gütungsstahl, induktionsgehärtet); DIN 3990, Teil 2, S.11 Bild 8.1 bzw. S.12 Tabelle 8.1: Lastwechsel $N_L = 5 \cdot 10^7$ (=dauerfest) mit Zulassung einer gewissen Grübchenbildung
$S_{H\min} = 1,3$	Grübchensicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10; gewählt: Normalfall (B) $S_{H\min} = 1,0 \dots 1,2$ bzw. Roloff/Matek S.740, Kap.21.5.5: $S_{H\min} \approx (>1,0) \dots 1,3$
$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1,0$	Schmierfilmfaktoren; DIN 3990, Teil 2, S.15 (9.16); (für geschliffene oder geschabte Ver- zahnungen mit $R_{Z100} = 4 \mu m$)
$Z_W = 1,0$	Werkstoffpaarungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.16

<u>$Z_x = 1,0$</u>	Größenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.17 Tabelle 11.1
$\sigma_{HP} = \frac{1170 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,2}{1,3} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0$	
<u>$\sigma_{HP} = 1080,00 \frac{N}{mm^2}$</u>	
<u>$\Rightarrow \sigma_{HP} = 1080,00 \frac{N}{mm^2} > \sigma_H = 692,767 \frac{N}{mm^2}$</u>	Grübchentragsfähigkeit ist gegeben!

11.2.3 Ritzel der II.Stufe

11.2.3.1 auftretende Flankenpressung

$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.03)
Z_B	Ritzel - Einzeleingriffsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8
$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}}$	DIN 3990, Teil 2, S.7 (3.02) bzw. aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = r_{b3} \cdot \tan \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = 33,829mm \cdot \tan 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1C} = 12,313mm}$	
$\rho_{2C} = r_{b4} \cdot \tan \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2C} = 88,331mm \cdot \tan 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2C} = 32,150mm}$	
$\rho_{1B} = \sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} - m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1B} = \sqrt{(40,00mm)^2 - (33,829mm)^2} - 4,00mm \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1B} = 9,536mm}$	
$\rho_{2B} = a_{d_{II,neu}} \cdot \sin \alpha - \rho_{1B}$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2B} = 130,00mm \cdot \sin 20^\circ - 9,536mm$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2B} = 34,927mm}$	
$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1B} \cdot \rho_{2B}}}$	
$M_1 = \sqrt{\frac{12,313 \cdot 32,150}{9,536 \cdot 34,927}}$	
$\Rightarrow \underline{M_1 = 1,090}$	
$\Rightarrow \underline{Z_B = M_1 = 1,090}$	DIN 3990, Teil 2, S.8; $Z_B = M_1$, wenn $M_1 > 1$
$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t,II}}{d_3 \cdot b_{II}} \cdot \frac{u_{II} + 1}{u_{II}}}$	nomielle Flankenpressung im Wälzpunkt; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.02)
$\underline{F_{t,II,Nein}} = \frac{F_{t,II}}{K_A} = \frac{12827,222N}{1,6} = 8017,014N$	Nennumfangskraft zwischen Ritzel und Rad der II.Stufe

$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \alpha}{\cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha}}$	Zonenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.6, (3.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ \Rightarrow \cos \beta_b = 1$
$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 20^\circ}{\cos^2 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}}$	
$\Rightarrow Z_H = 2,4946$	
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$	Elastizitätsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8 (4.03)
$E(\text{Stahl}) = 206000 \frac{N}{mm^2}$	E-Modul; DIN 3990, Teil 2, S.9, (Tabelle 4.1)
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot 206000 \frac{N}{mm^2}}$	
$\Rightarrow Z_E = 189,868 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha,II}}{3}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.9 (5.01)
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,637}{3}}$	
$\Rightarrow Z_\varepsilon = 0,8875$	
$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.10 (6.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$
$\Rightarrow Z_\beta = 1$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 2,4946 \cdot 189,868 \sqrt{\frac{N}{mm^2}} \cdot 0,8875 \cdot \sqrt{\frac{8017,014N}{72,00mm \cdot 39,00mm} \cdot \frac{2,611+1}{2,611}}$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 835,2936 \frac{N}{mm^2}$	
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle7.1)
$\Rightarrow K_{H\alpha} = 1$	
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23 (Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225
$F_{\beta y} = 25,75$	s.o. Kap.10.1.3.1
$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t,II \text{ Nenn}}}{b_1} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21

$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	s.o. Kap.10.1.3.1
$K_V = 1,01695$	
$\frac{F_m}{b} = \frac{8017,014N}{39,00mm} \cdot 1,6 \cdot 1,01695$	
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 334,478 \frac{N}{mm}$	
$\Rightarrow K_{H\beta} = 1,715$	
$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	
$\sigma_H = 1,090 \cdot 835,2936 \frac{N}{mm^2} \cdot \sqrt{1,6 \cdot 1,01695 \cdot 1,715 \cdot 1}$	
$\Rightarrow \sigma_H = 1520,92 \frac{N}{mm^2}$	

11.2.3.2 zulässige Flankenpressung

$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT}}{S_{H\min}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$	Zulässige Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.4 (2.04)
$\sigma_{H\lim} = 1490,00 \frac{N}{mm^2}$	Grübchendauerfestigkeit für Einsatzstahl 15CrNi6 (einsatzgehärtet); Niemann/Winter S.168/169 Tafel 21.8/2
$Z_{NT} = 1,2$	Lebensdauerfaktor für Eh (Einsatzstahl, einsatzgehärtet); DIN 3990, Teil 2, S.11 Bild 8.1 bzw. S.12 Tabelle 8.1: Lastwechsel $N_L = 5 \cdot 10^7$ (=dauerfest) mit Zulassung einer gewissen Grübchenbildung
$S_{H\min} = 1,15$	Grübchensicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10; gewählt: Normalfall (B) $S_{H\min} = 1,0 \dots 1,2$ bzw. Roloff/Matek S.740, Kap.21.5.5: $S_{H\min} \approx (> 1,0) \dots 1,3$
$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1,0$	Schmierfilmfaktoren; DIN 3990, Teil 2, S.15 (9.16); (für geschliffene oder geschabte Verzahnungen mit $R_{Z100} = 4 \mu m$)
$Z_W = 1,0$	Werkstoffpaarungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.16
$Z_X = 1,0$	Größenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.17 Tabelle 11.1

$\sigma_{HP} = \frac{1490 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,2}{1,15} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0$	
$\sigma_{HP} = 1554,78 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{HP} = 1554,78 \frac{N}{mm^2} > \sigma_H = 1520,92 \frac{N}{mm^2}$	Grübchentragsfähigkeit ist gegeben!

11.2.4 Rad der II.Stufe**11.2.4.1 auftretende Flankenpressung**

$\sigma_H = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.03)
Z_D	Rad - Einzeleingriffsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8
$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1D} \cdot \rho_{2D}}}$	DIN 3990, Teil 2, S.7 (3.02) bzw. aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = r_{b3} \cdot \tan \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1C} = 33,829mm \cdot \tan 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1C} = 12,313mm}$	
$\rho_{2C} = r_{b4} \cdot \tan \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2C} = 88,331mm \cdot \tan 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2C} = 32,150mm}$	
$\rho_{1D} = \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} - m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{1D} = \sqrt{(98,00mm)^2 - (88,331mm)^2} - 4,00mm \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{1D} = 30,637mm}$	
$\rho_{2D} = a_{dII,neu} \cdot \sin \alpha - \rho_{1D}$	aus Vorlesung Prof. Dr.-Ing. S. Labisch
$\rho_{2D} = 130,00mm \cdot \sin 20^\circ - 30,637mm$	
$\Rightarrow \underline{\rho_{2D} = 13,826mm}$	
$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{1C} \cdot \rho_{2C}}{\rho_{1D} \cdot \rho_{2D}}}$	
$M_2 = \sqrt{\frac{12,313 \cdot 32,150}{30,637 \cdot 13,826}}$	
$\Rightarrow \underline{M_2 = 0,967}$	
$\Rightarrow \underline{Z_D = 1}$	DIN 3990, Teil 2, S.8; $Z_D = 1$, wenn $M_2 \leq 1$
$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t,II}}{d_4 \cdot b_{II}} \cdot \frac{u_{II} + 1}{u_{II}}}$	nominelle Flankenpressung im Wälzpunkt; DIN 3990, Teil 2, S.3 (2.02)
$F_{t,II,Neu} = \frac{F_{t,II}}{K_A} = \frac{12827,222N}{1,6} = 8017,014N$	Nennumfangskraft zwischen Ritzel und Rad der II.Stufe

$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \alpha}{\cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha}}$	Zonenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.6, (3.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ \Rightarrow \cos \beta_b = 1$
$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 20^\circ}{\cos^2 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}}$	
$\Rightarrow Z_H = 2,4946$	
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$	Elastizitätsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.8 (4.03)
$E(\text{Stahl}) = 206000 \frac{N}{\text{mm}^2}$	E-Modul; DIN 3990, Teil 2, S.9, (Tabelle 4.1)
$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot 206000 \frac{N}{\text{mm}^2}}$	
$\Rightarrow Z_E = 189,868 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}}$	
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha,II}}{3}}$	Überdeckungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.9 (5.01)
$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,637}{3}}$	
$\Rightarrow Z_\varepsilon = 0,8875$	
$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	Schrägenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.10 (6.01); Geradverzahnung: $\beta = 0^\circ$
$\Rightarrow Z_\beta = 1$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 2,4946 \cdot 189,868 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}} \cdot 0,8875 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{8017,014N}{188,00\text{mm} \cdot 39,00\text{mm}} \cdot \frac{2,611+1}{2,611}}$	
$\Rightarrow \sigma_{H0} = 516,924 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.50 (Tabelle 7.1)
$\Rightarrow K_{H\alpha} = 1$	
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor; DIN 3990, Teil 1, S.23 (Bild 6.3) bzw. Roloff/Matek TB 21-18, S.225
$F_{\beta y} = 25,75$	s.o. Kap.10.1.4.1
$\frac{F_m}{b} = \frac{F_{t,II \text{ Nenn}}}{b_1} \cdot K_A \cdot K_V$	Mittlere Umfangskraft; DIN 3990, Teil 1, S.21

$K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$	s.o. Kap.10.1.4.1
$K_V = 1,0454$	
$\frac{F_m}{b} = \frac{8017,014N}{39,00mm} \cdot 1,6 \cdot 1,0454$	
$\Rightarrow \frac{F_m}{b} = 343,835 \frac{N}{mm}$	
$\Rightarrow K_{H\beta} = 1,683$	
$\sigma_H = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$	
$\sigma_H = 1,0 \cdot 516,924 \frac{N}{mm^2} \cdot \sqrt{1,6 \cdot 1,0454 \cdot 1,683 \cdot 1}$	
$\Rightarrow \sigma_H = 867,30 \frac{N}{mm^2}$	

11.2.4.2 zulässige Flankenpressung

$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT}}{S_{H\min}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$	Zulässige Flankenpressung; DIN 3990, Teil 2, S.4 (2.04)
$\sigma_{H\lim} = 1490,00 \frac{N}{mm^2}$	Grübchendauerfestigkeit für Einsatzstahl 15CrNi6 (einsatzgehärtet); Niemann/Winter S.168/169 Tafel 21.8/2
$Z_{NT} = 1,2$	Lebensdauerfaktor für Eh (Einsatzstahl, einsatzgehärtet); DIN 3990, Teil 2, S.11 Bild 8.1 bzw. S.12 Tabelle 8.1: Lastwechsel $N_L = 5 \cdot 10^7$ (=dauerfest) mit Zulassung einer gewissen Grübchenbildung
$S_{H\min} = 1,3$	Grübchensicherheit; Niemann/Winter S.344 Tafel 22.3/10; gewählt: Normalfall (B) $S_{H\min} = 1,0 \dots 1,2$ bzw. Roloff/Matek S.740, Kap.21.5.5: $S_{H\min} \approx (> 1,0) \dots 1,3$
$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1,0$	Schmierfilmfaktoren; DIN 3990, Teil 2, S.15 (9.16); (für geschliffene oder geschabte Verzahnungen mit $R_{Z100} = 4 \mu m$)
$Z_W = 1,0$	Werkstoffpaarungsfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.16
$Z_X = 1,0$	Größenfaktor; DIN 3990, Teil 2, S.17 Tabelle 11.1

$\sigma_{HP} = \frac{1490 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,2}{1,3} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0$	
$\sigma_{HP} = 1375,38 \frac{N}{mm^2}$	
$\Rightarrow \sigma_{HP} = 1375,38 \frac{N}{mm^2} > \sigma_H = 867,30 \frac{N}{mm^2}$	Grübchentragsfähigkeit ist gegeben!

12 Berechnung und Auswahl der Wälzlager und der Passfedern

12.1 Berechnung und Auswahl der Passfedern

12.1.1 Passfeder der Motorwelle

aus den Datenblätter für Drehstrom-Bremsmotore abgelesen:

- Länge der Passfeder: $l = 80\text{mm}$
- Durchmesser der Motorwelle: $d = 48\text{mm}$

aus Tabellenbuch Metall S.221 mit $d = 48\text{mm}$ abgelesen:

- $b = 14\text{mm}$
- $h = 9\text{mm}$
- $t_1 = 5,5\text{mm}$
- $t_2 = 3,8\text{mm}$

- ⇒ **gewählte (vorgegebene) Passfeder:** **DIN 6885 - A - 14 x 9 x 80**
- ⇒ **Werkstoff der Passfeder:** **E295GC**

(Blankstahl aus Baustählen)
nach Roloff/Matek S.375,
Kap.12.2.1;

$p_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$	vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$h' \approx 0,45 \cdot h$	tragende Passfederhöhe
$h' \approx 0,45 \cdot 9\text{mm}$	
<u>$\Rightarrow h' \approx 4,05\text{mm}$</u>	
$K_\lambda = 1$	Lastverteilungsfaktor (Methode C); $K_\lambda = 1$ bei Methode C
$n = 1$	Anzahl der Passfedern
$l' = l - b$	Roloff / Matek S.376, Kap.12.2.1
$l' = 80\text{mm} - 14\text{mm}$	
<u>$\Rightarrow l' = 66\text{mm}$</u>	
$\varphi = 1$	Tragfaktor; ($\varphi = 1$ bei $n = 1$)
$T = T_{\max 1} = 122,23\text{Nm}$	Antriebsdrehmoment
$d = 48\text{mm}$	Durchmesser der Motorwelle

$p_m \approx \frac{2 \cdot (122,23 \cdot 1000) \text{Nmm} \cdot 1}{48\text{mm} \cdot 4,05\text{mm} \cdot 66\text{mm} \cdot 1 \cdot 1}$	
$p_m \approx 19,053 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$p_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$	Zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffs, nach Methode C : Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$S_F = 1,5$	TB 12-1, S.126 Roloff/Matek: $S_F \sim 1,1 \dots 1,5$
$R_e = K_t \cdot R_{eN}$	$R_{eN} = 420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ für Werkstoff E295GC
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{32\text{mm}}\right)$	TB 3-11, S.56 Roloff/Matek: für Baustähle (Streckgrenze)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{48\text{mm}}{32\text{mm}}\right)$	
$\Rightarrow K_t = 0,954$	
$R_e = 0,954 \cdot 420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow R_e = 400,68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$p_{zul} = \frac{400,68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,5}$	
$\Rightarrow p_{zul} = 267,12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow p_{zul} = 267,12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > p_m = 19,053 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Passfederverbindung hält!

12.1.2 Passfeder für das Rad der Zwischenwelle

Aus Tabellenbuch Metall S.221 mit $d = 45\text{mm}$ abgelesen:

- $b = 14\text{mm}$
- $h = 9\text{mm}$
- $t_1 = 5,5\text{mm}$
- $t_2 = 3,8\text{mm}$

$p_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$	Zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffs, nach Methode C : Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$S_F = 1,3$	TB 12-1, S.126 Roloff/Matek: $S_F \sim 1,1 \dots 1,5$
$R_e = K_t \cdot R_{eN}$	$R_{eN} = 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$ für Werkstoff E295GC (=Passfeder-Werkstoff nach Roloff/Matek S.375, Kap.12.2.1;)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{32\text{mm}}\right)$	TB 3-11, S.56 Roloff/Matek: für Baustähle (Streckgrenze)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{45\text{mm}}{32\text{mm}}\right)$	
$\Rightarrow K_t = 0,9615$	
$R_e = 0,9615 \cdot 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow R_e = 403,83 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$p_{zul} = \frac{403,83 \frac{N}{\text{mm}^2}}{1,3}$	
$\Rightarrow p_{zul} = 310,638 \frac{N}{\text{mm}^2}$	

$p_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$	vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$\Rightarrow l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot p_{zul}}$	
$h' \approx 0,45 \cdot h$	Tragende Passfederhöhe
$h' \approx 0,45 \cdot 9mm$	
$\Rightarrow h' \approx 4,05mm$	
$K_\lambda = 1$	Lastverteilungsfaktor (Methode C); $K_\lambda = 1$ bei Methode C
$n = 1$	Anzahl der Passfedern
$\varphi = 1$	Tragfaktor; ($\varphi = 1$ bei $n = 1$)
$d = 45mm$	Durchmesser des Zwischenwellen- abschnitts
$T = T_{\max 2} = 461,78Nm$	Drehmoment der Zwischenwelle
$l' \geq \frac{2 \cdot (461,78 \cdot 1000)Nmm \cdot 1}{45mm \cdot 4,05mm \cdot 1 \cdot 1 \cdot 310,638 \frac{N}{mm^2}}$	
$\Rightarrow l' \geq 16,313mm$	

Es gilt nach Methode C (Roloff/Matek S.377, Kap.12.2.1):

$l' \leq 1,3 \cdot d$	
$l' \leq 1,3 \cdot 45mm$	
$l' \leq 58,50mm$	
$16,313mm < 58,50mm$ (w.A.)	l' ist in Ordnung

$l = l' + b$	Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$l = 16,313mm + 14mm$	
$l = 30,313mm$	
gewählt: <u>$l = 36mm$</u> (=DIN-Länge)	

Vorhandene mittlere Flächenpressung:

$p_m = \frac{2 \cdot T_N \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi}$	Vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff / Matek S. 352
$l' = l - b$	Roloff / Matek S.376, Kap.12.2.1
$l' = 32\text{mm} - 14\text{mm}$	
$l' = 18\text{mm}$	
$p_m \approx \frac{2 \cdot (461,78 \cdot 1000)\text{Nmm} \cdot 1}{45\text{mm} \cdot 4,05\text{mm} \cdot 18\text{mm} \cdot 1 \cdot 1}$	
$\Rightarrow p_m = 281,530 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 303,369 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Passfederverbindung ist in Ordnung!

gewählte Passfeder: [DIN 6885-A-14x9x36](#) (Form A- b x h x l)

Der Bereich der Passfedernut ist zu überprüfen:

$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	Vorhandene Torsionsspannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$	Widerstandsmoment gegen Torsion, TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot (45\text{mm})^3$	
$\Rightarrow W_p = 17892,352\text{mm}^3$	
$\tau_t = \frac{(461,78 \cdot 1000)\text{Nmm}}{17892,352\text{mm}^3}$	
$\tau_t = 25,809 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_{t,zul} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D\min}}$	Zul. Torsionsspannung; zur Berechnung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D\min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t,zul} = \frac{470 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t,zul} = 134,286 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow \tau_t = 25,809 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{t,zul} = 134,286 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Die Vollwelle ist torsionsfest!

12.1.3 Passfeder für das Rad der Abtriebswelle

Aus Tabellenbuch Metall S.221 mit $d = 45\text{mm}$ abgelesen:

- $b = 14\text{mm}$
- $h = 9\text{mm}$
- $t_1 = 5,5\text{mm}$
- $t_2 = 3,8\text{mm}$

$p_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$	Zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffs, nach Methode C : Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$S_F = 1,3$	TB 12-1, S.126 Roloff/Matek: $S_F \sim 1,1 \dots 1,5$
$R_e = K_t \cdot R_{eN}$	$R_{eN} = 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$ für Werkstoff E295GC (=Passfeder-Werkstoff nach Roloff/Matek S.375, Kap.12.2.1;)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{32\text{mm}}\right)$	TB 3-11, S.56 Roloff/Matek: für Baustähle (Streckgrenze)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{45\text{mm}}{32\text{mm}}\right)$	
$\Rightarrow K_t = 0,9615$	
$R_e = 0,9615 \cdot 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow R_e = 403,83 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$p_{zul} = \frac{403,83 \frac{N}{\text{mm}^2}}{1,3}$	
$\Rightarrow p_{zul} = 310,385 \frac{N}{\text{mm}^2}$	

$p_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$	vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$\Rightarrow l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot p_{zul}}$	
$h' \approx 0,45 \cdot h$	Tragende Passfederhöhe
$h' \approx 0,45 \cdot 9mm$	
$\Rightarrow h' \approx 4,05mm$	
$K_\lambda = 1$	Lastverteilungsfaktor (Methode C); $K_\lambda = 1$ bei Methode C
$n = 1$	Anzahl der Passfedern
$\varphi = 1$	Tragfaktor; ($\varphi = 1$ bei $n = 1$)
$d = 45mm$	Durchmesser des Abtriebswellen- abschnitts
$T = T_{\max 3} = 1205,72Nm$	Drehmoment der Abtriebswelle
$l' \geq \frac{2 \cdot (1205,72 \cdot 1000)Nmm \cdot 1}{45mm \cdot 4,05mm \cdot 1 \cdot 1 \cdot 310,385 \frac{N}{mm^2}}$	
$\Rightarrow l' \geq 42,63mm$	

Es gilt nach Methode C (Roloff/Matek S.377, Kap.12.2.1):

$l' \leq 1,3 \cdot d$	
$l' \leq 1,3 \cdot 45mm$	
$l' \leq 58,50mm$	
$42,63mm < 58,50mm$ (w.A.)	l' ist in Ordnung

$l = l' + b$	Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$l = 42,63mm + 14mm$	
$l = 56,63mm$	
gewählt: $l = 63mm$ (=DIN-Länge)	

Vorhandene mittlere Flächenpressung:

$p_m = \frac{2 \cdot T_N \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi}$	Vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff / Matek S. 352
$l' = l - b$	Roloff / Matek S.376, Kap.12.2.1
$l' = 63\text{mm} - 14\text{mm}$	
$l' = 49\text{mm}$	
$p_m \approx \frac{2 \cdot (1205,72 \cdot 1000)\text{Nmm} \cdot 1}{45\text{mm} \cdot 4,05\text{mm} \cdot 49\text{mm} \cdot 1 \cdot 1}$	
$\Rightarrow p_m = 270,03 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 310,385 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Passfederverbindung ist in Ordnung!

gewählte Passfeder: [DIN 6885-A-14x9x63](#) (Form A- b x h x l)

Der Bereich der Passfedernut ist zu überprüfen:

$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	Vorhandene Torsionsspannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$	Widerstandsmoment gegen Torsion, TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot (45\text{mm})^3$	
$\Rightarrow W_p = 17892,352\text{mm}^3$	
$\tau_t = \frac{(1205,72 \cdot 1000)\text{Nmm}}{17892,352\text{mm}^3}$	
$\tau_t = 67,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_{t,zul} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D\min}}$	Zul. Torsionsspannung; zur Berechnung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D\min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t,zul} = \frac{605 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t,zul} = 172,857 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow \tau_t = 67,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{t,zul} = 172,857 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Die Vollwelle ist torsionsfest!

12.1.4 Passfeder für das Abtriebswellenende

Aus Tabellenbuch Metall S.221 mit $d = 65\text{mm}$ abgelesen:

- $b = 18\text{mm}$
- $h = 11\text{mm}$
- $t_1 = 7\text{mm}$
- $t_2 = 4,4\text{mm}$

$p_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$	Zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffs, nach Methode C : Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$S_F = 1,3$	TB 12-1, S.126 Roloff/Matek: $S_F \sim 1,1 \dots 1,5$
$R_e = K_t \cdot R_{eN}$	$R_{eN} = 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$ für Werkstoff E295GC (=Passfeder-Werkstoff nach Roloff/Matek S.375, Kap.12.2.1;)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{32\text{mm}}\right)$	TB 3-11, S.56 Roloff/Matek: für Baustähle (Streckgrenze)
$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{65\text{mm}}{32\text{mm}}\right)$	
$\Rightarrow K_t = 0,92$	
$R_e = 0,92 \cdot 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow R_e = 386,40 \frac{N}{\text{mm}^2}$	
$p_{zul} = \frac{386,40 \frac{N}{\text{mm}^2}}{1,3}$	
$\Rightarrow p_{zul} = 297,23 \frac{N}{\text{mm}^2}$	

$p_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$	vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$\Rightarrow l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot p_{zul}}$	
$h' \approx 0,45 \cdot h$	Tragende Passfederhöhe
$h' \approx 0,45 \cdot 11mm$	
$\Rightarrow h' \approx 4,95mm$	
$K_\lambda = 1$	Lastverteilungsfaktor (Methode C); $K_\lambda = 1$ bei Methode C
$n = 1$	Anzahl der Passfedern
$\varphi = 1$	Tragfaktor; ($\varphi = 1$ bei $n = 1$)
$d = 65mm$	Durchmesser des Abtriebswellen- endes
$T = T_{\max 3} = 1205,72Nm$	Drehmoment der Abtriebswelle
$l' \geq \frac{2 \cdot (1205,72 \cdot 1000)Nmm \cdot 1}{65mm \cdot 4,95mm \cdot 1 \cdot 1 \cdot 297,23 \frac{N}{mm^2}}$	
$\Rightarrow l' \geq 25,215mm$	

Es gilt nach Methode C (Roloff/Matek S.377, Kap.12.2.1):

$l' \leq 1,3 \cdot d$	
$l' \leq 1,3 \cdot 65mm$	
$l' \leq 84,50mm$	
$25,215mm < 84,50mm$ (w.A.)	l' ist in Ordnung

$l = l' + b$	Roloff/Matek S.376, Kap.12.2.1
$l = 25,215mm + 18mm$	
$l = 43,215mm$	
gewählt: <u>$l = 56mm$</u> (=DIN-Länge)	

Vorhandene mittlere Flächenpressung:

$p_m = \frac{2 \cdot T_N \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi}$	Vorhandene mittlere Flächenpressung; Roloff / Matek S. 352
$l' = l - b$	Roloff / Matek S.376, Kap.12.2.1
$l' = 56\text{mm} - 18\text{mm}$	
$l' = 38\text{mm}$	
$p_m \approx \frac{2 \cdot (1205,72 \cdot 1000)\text{Nmm} \cdot 1}{65\text{mm} \cdot 4,95\text{mm} \cdot 56\text{mm} \cdot 1 \cdot 1}$	
$\Rightarrow p_m = 133,835 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 297,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Passfederverbindung ist in Ordnung!

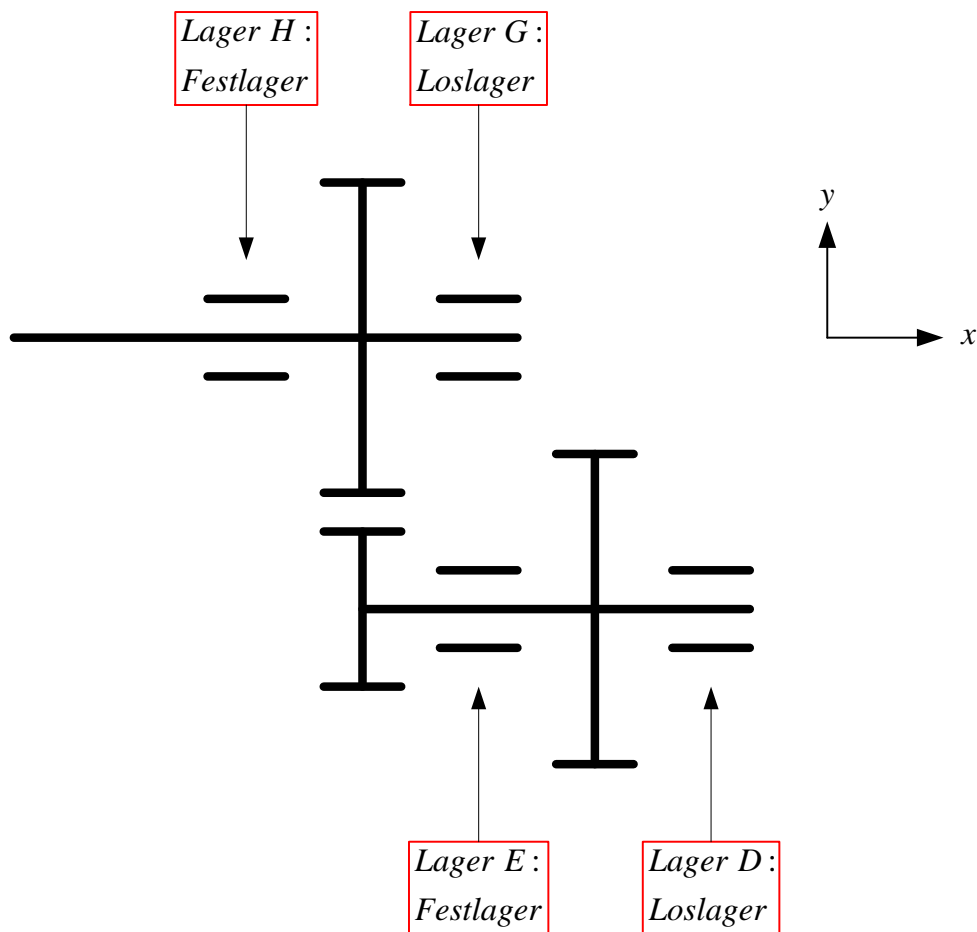
gewählte Passfeder: [DIN 6885-A-18x11x56](#) (Form A- b x h x l)

Der Bereich der Passfedernut ist zu überprüfen:

$\tau_t = \frac{T}{W_p}$	Vorhandene Torsionsspannung; Roloff/Matek S.38, Kap.3.2
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$	Widerstandsmoment gegen Torsion, TB 11.3, Roloff/Matek S.105
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot (65\text{mm})^3$	
$\Rightarrow W_p = 53922,49\text{mm}^3$	
$\tau_t = \frac{(1205,72 \cdot 1000)\text{Nmm}}{53922,49\text{mm}^3}$	
$\tau_t = 22,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\tau_{t,zul} = \frac{\tau_{tSchN}}{S_{D\min}}$	Zul. Torsionsspannung; zur Berechnung wird die Schwellfestigkeit τ_{tSchN} herangezogen, da es sich um eine Schwellbeanspruchung handelt; Roloff/Matek S.63, Kap. 3.7.1: $S_{D\min} = 3,5$ (erf. Mindestsicherheit gegen Dauerbruch)
$\tau_{t,zul} = \frac{605 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{3,5}$	
$\Rightarrow \tau_{t,zul} = 172,857 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	
$\Rightarrow \tau_t = 22,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{t,zul} = 172,857 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Die Vollwelle ist torsionsfest!

12.2 Berechnung und Auswahl der Wälzlager

12.2.1 Lageranordnung



aus Kap. 9:

Lager \ Richtung	axial	radial
Lager D (Loslager)		$F_D = 8409,398 \text{ N}$
Lager E (Festlager)		$F_E = 18428,471 \text{ N}$
Lager G (Loslager)		$F_G = 7669,07 \text{ N}$
Lager H (Festlager)	$F_{H,axial} = 500 \text{ N}$	$F_{H,radial} = 6668,582 \text{ N}$

$$F_{res,I} = 4817,803 \text{ N}$$

$$F_{res,II} = 13650,445 \text{ N}$$

12.2.2 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers D

gewählt: **Zylinderrollenlager** als Loslager (Einbauvorteil, da zerlegbar)

$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	nominelle Lebensdauer; [10^6 Umdrehungen]
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{L} \cdot P$	dynamische Tragzahl
$p = \frac{10}{3}$	Lebensdauerexponent; $p = \frac{10}{3}$ für Rollenlager
$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h]$	nominelle Lebensdauer; [h]
$\Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L_h = 12000h$	
$n = n_2 = 397,035 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl der Zwischenwelle; siehe Kap. 2.2
$\Rightarrow L = \frac{12000h \cdot 397,035 \text{ min}^{-1} \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L = 285,865$	
$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0N}{F_D} = \frac{0N}{8409,398N} = 0$	
$\Rightarrow P = F_r$	dynamisch äquivalente Belastung für Zylinderrollenlager; [kN]
$\Rightarrow P = F_D = 8,409kN$	
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{285,865} \cdot 8,409kN$	
$C_{erf} = 45,877kN$	

Endgültige Auswahl nach FAG-Katalog:

Zylinderrollenlager NU209E.TVP2, einreihig

Dyn. Tragzahl	$C = 61kN$
Innendurchmesser	$d = 45mm$
Außendurchmesser	$D = 85mm$
Breite	$B = 19mm$

12.2.3 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers E

gewählt: **Zylinderrollenlager** als Festlager (Axialkraft $\approx 0N$, Radialkraft F_E sehr groß)

$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	nominelle Lebensdauer; [10^6 Umdrehungen]
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{L \cdot P}$	dynamische Tragzahl
$p = \frac{10}{3}$	Lebensdauerexponent; $p = \frac{10}{3}$ für Rollenlager
$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h]$	nominelle Lebensdauer; [h]
$\Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L_h = 12000h$	
$n = n_2 = 397,035 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl der Zwischenwelle; siehe Kap. 2.2
$\Rightarrow L = \frac{12000h \cdot 397,035 \text{ min}^{-1} \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L = 285,865$	
$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0N}{F_E} = \frac{0N}{18428,471N} = 0$	
$\Rightarrow P = F_r$	dynamisch äquivalente Belastung für Zylinderrollenlager; [kN]
$\Rightarrow P = F_E = 18,428kN$	
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{285,865 \cdot 18,428kN}$	
$C_{erf} = 100,537kN$	

Endgültige Auswahl nach FAG-Katalog:

Zylinderrollenlager NUP310E.TVP2, einreihig
(Verwendung als Festlager bei geringer Axialkraft)

Dyn. Tragzahl	$C = 110kN$
Innendurchmesser	$d = 50mm$
Außendurchmesser	$D = 110mm$
Breite	$B = 27mm$

12.2.4 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers G

gewählt: **Zylinderrollenlager** als Loslager

$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	nominelle Lebensdauer; [10^6 Umdrehungen]
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{L} \cdot P$	dynamische Tragzahl
$p = \frac{10}{3}$	Lebensdauerexponent; $p = \frac{10}{3}$ für Rollenlager
$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h]$	nominelle Lebensdauer; [h]
$\Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L_h = 12000h$	
$n = n_3 = 152,06 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl der Abtriebswelle; siehe Kap. 2.2
$\Rightarrow L = \frac{12000h \cdot 152,06 \text{ min}^{-1} \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L = 109,483$	
$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0N}{F_G} = \frac{0N}{7669,07N} = 0$	
$\Rightarrow P = F_r$	dynamisch äquivalente Belastung für Zylinderrollenlager; [kN]
$\Rightarrow P = F_G = 7,669kN$	
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{109,483} \cdot 7,669kN$	
$C_{erf} = 31,37kN$	

Endgültige Auswahl nach FAG-Katalog:**Zylinderrollenlager NU1009M1, einreihig**

Dyn. Tragzahl	$C = 34,5kN$
Innendurchmesser	$d = 45mm$
Außendurchmesser	$D = 75mm$
Breite	$B = 16mm$

12.2.5 Berechnung und Auswahl des Wälzlagers H

gewählt: **Rillenkugellager** als Festlager

$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	nominelle Lebensdauer; [10^6 Umdrehungen]
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[p]{L \cdot P}$	dynamische Tragzahl
$p = 3$	Lebensdauerexponent; $p = 3$ für Kugellager
$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h]$	nominelle Lebensdauer; [h]
$\Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L_h = 12000h$	
$n = n_3 = 152,06 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl der Abtriebswelle; siehe Kap. 2.2
$\Rightarrow L = \frac{12000h \cdot 152,06 \text{ min}^{-1} \cdot 60 \text{ min}}{10^6 h}$	
$L = 109,483$	
$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot H_y + Y \cdot H_x$	dynamisch äquivalente Belastung für Rillenkugellager; [kN]
$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{H,axial}}{F_{H,radial}} = \frac{500N}{6668,582N} = 0,0750$	
$\Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 0,0750 < 0,22 = e_{\min}$	
$\Rightarrow X = 1 \quad Y = 0$	
$\Rightarrow P = 1 \cdot F_{H,radial} + 0 \cdot F_{H,axial}$	
$\Rightarrow P = F_{H,radial} = 6,6686kN$	
$\Rightarrow C_{erf} = \sqrt[3]{109,483 \cdot 6,6686kN}$	
$C_{erf} = 31,90kN$	

Endgültige Auswahl nach FAG-Katalog:

Rillenkugellager 6211, einreihig

Dyn. Tragzahl	$C = 43kN$
Innendurchmesser	$d = 55mm$
Außendurchmesser	$D = 100mm$
Breite	$B = 21mm$

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Radial - und Axialfaktoren der Rillenkugellager; FAG, S.148
$F_a = F_{H,axial} = 0,5kN$	
$f_0 = 14,3$	Faktor; FAG, S.149
$C_0 = 29kN$	statische Tragzahl
$\Rightarrow \frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{14,3 \cdot 0,5kN}{29kN} = 0,247$	
$\Rightarrow e = 0,22$	
$\Rightarrow \frac{F_a}{F_r} = 0,0750 < 0,22 = e$	$\frac{F_a}{F_r}$ siehe oben
$\Rightarrow Y = 0 \quad X = 1$	$Y = 0$ bleibt erhalten; das oben genannte Lager kann verwendet werden

13 Literaturverzeichnis

1. Muhs, D. et al. Roloff / Matek, Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung.
18., vollständig überarbeitete Auflage.
Braunschweig, Reutlingen, Augsburg: Vieweg, 2007
2. Muhs, D. et al. Roloff / Matek, Maschinenelemente - Tabellen.
18. Auflage.
3. Muhs, D. et al. Roloff / Matek, Maschinenelemente - Formel-
sammlung.
8., korrigierte und ergänzte Auflage. Vieweg, 2006
4. G. Niemann;
H. Winter Maschinenelemente. Band 2.
2., völlig neubearbeitete Auflage.
Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1988
5. Kabus, K. Decker, Maschinenelemente - Funktion, Gestaltung
und Berechnung.
15., neu bearbeitete und erweiterte Auflage.
Berlin: Hanser 2000
6. Heinzler, M et al. Tabellenbuch Metall.
42. Auflage. Europa - Lehrmittel, 2002
7. N.N. FAG Wälzlager - Kugellager, Rollenlager, Gehäuse,
Zubehör.
Katalog WL 41 520/3 DB,
Schweinfurt, Ausgabe 1999
8. DIN 748 Zylindrische Wellenenden. Blatt 1
Berlin: Beuth 1970
9. DIN 3990 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern.
Teil 1-4. Berlin: Beuth 1987