

## Inhalt

1	Gruppenarbeit .....	1
1.1	Aufgabenstellung.....	1
1.2	Bauteilbezeichnungen .....	1
1.3	Anforderungsliste.....	2
1.4	Bestimmung des Betriebsfaktors .....	3
1.5	Bestimmung des Elektromotors.....	3
1.5.1	Berechnung des Wirkungsgrades .....	3
1.5.2	Wahl des Drehstrom-Asynchronmotors .....	4
1.6	Grundlegende Getriebeberechnungen .....	5
1.6.1	Berechnung der Einzelübersetzungen .....	5
1.6.2	Vordimensionierung der Wellen .....	6
1.6.3	Drehzahlen der einzelnen Wellen .....	6
1.7	Schmierung und Betrieb .....	6
1.7.1	Umfangsgeschwindigkeiten .....	6
1.7.2	Berechnung der zulässigen Eintauchtiefe .....	7
1.7.3	Eintauchverhältnisse/ Optimierte Eintauchtiefe.....	7
1.7.4	Berechnung und Auswahl der erforderlichen Ölmenge und –qualität .....	7
1.7.5	Betriebstemperatur/ Öltemperatur im Betrieb .....	7
1.7.6	Ölwechselintervall .....	7
1.8	Auslegung der dritten Welle (Gruppenwelle) .....	8
1.8.1	Berechnung der Richtdurchmesser aller Belastungszustände .....	8
1.8.2	Darstellung der auftretenden Kräfte .....	9
1.8.3	Berechnung der auftretenden Kräfte .....	10
1.8.4	Nachweis der Welle-Nabe-Verbindung. <b>Fehler! Textmarke nicht definiert.</b>	
1.9	Auswahl und Begründung der Lagerung der Welle .....	10
1.10	Berechnung der modifizierten Lebensdauer der Lager .....	11
1.11	Berechnung der reduzierten Massenträgheitsmomente .....	13
1.12	Zusammenfassung der reduzierten Massenträgheitsmomente .....	13
1.13	Auslegung der antriebsseitigen Kupplungen .....	13
1.14	Betriebsrelevante Unterlagen.....	15
1.14.1	Betriebsanleitung .....	15

---

1.14.2	Datenblatt .....	18
1.15	Fertigungszeichnungen .....	20
1.15.1	Stückliste .....	20
1.15.2	Zusammenbauzeichnung Stirnradgetriebe .....	20
1.15.3	Fertigungszeichnung Lagerung der Wellen im Gehäuse .....	20
1.15.4	Fertigungszeichnung Welle 4 .....	20
2	Einzelarbeit von Alexander König .....	21
2.1	Berechnung der ersten Getriebestufe .....	21
2.1.1	Berechnung der Zahnradgrunddaten .....	21
2.1.2	Geometriebestimmung .....	22
2.1.3	Bestimmung der Kräfte und Belastungseinflussfaktoren der ersten Stufe .....	24
2.1.4	Nachweis der Zahnußtragfähigkeit .....	24
2.1.5	Nachweis der Grübchentragfähigkeit .....	25
2.2	Auslegung der ersten Welle .....	26
2.2.1	Darstellung der auftretenden Kräfte an Welle 1 .....	26
2.2.2	Berechnung der auftretenden Lagerkräfte im Links- und im Rechtslauf .....	27
2.2.3	Darstellung des Vergleichsmomentenverlaufes .....	28
2.2.4	Auslegung der Welle-Nabe-Verbindung .....	28
2.3	Auswahl und Begründung der Lagerung der Welle .....	29
2.4	Berechnung der modifizierten Lebensdauer der Lager .....	29
2.5	Berechnung der reduzierten Massenträgheitsmomente .....	31
2.6	Fertigungszeichnungen .....	31
2.6.1	Zeichnung der Welle 1 .....	31
2.6.2	Zeichnung des Ritzels 1 .....	31
2.6.3	Zeichnung des Großrades 1 .....	31
3	Einzelarbeit von Pascale Bartels .....	32
3.1	Berechnung der zweiten Getriebestufe .....	32
3.1.1	Berechnung der Zahnradgrunddaten .....	32
3.1.2	Geometriebestimmung .....	33
3.1.3	Bestimmung der Kräfte und Belastungseinflussfaktoren der zweiten Stufe .....	35
3.1.4	Nachweis der Zahnußtragfähigkeit .....	35
3.1.5	Nachweis der Grübchentragfähigkeit .....	36

---

---

3.2	Auslegung der zweiten Welle .....	37
3.2.1	Berechnung der Richtdurchmesser aller Belastungszustände .....	37
3.2.2	Darstellung der auftretenden Kräfte an Welle 2 .....	38
3.2.3	Berechnung der auftretenden Lagerkräfte im Links- und im Rechtslauf ..	39
<b>3.2.4</b>	<b>Darstellung des Vergleichsmomentenverlaufes</b> .....	<b>40</b>
3.3	Auslegung der Welle – Nabe – Verbindung.....	40
3.4	Auswahl und Begründung der Lagerung der Welle .....	41
3.5	Berechnung der modifizierten Lebensdauer der Lager.....	42
3.6	Berechnung der Massenträgheitsmomente .....	43
3.7	Fertigungszeichnungen .....	43
3.7.1	Zeichnung der Welle 2 .....	43
3.7.2	Zeichnung des Ritzels 2.....	43
3.7.3	Zeichnung des Großrades 2 .....	43
4	Begründung und Fazit .....	44
4.1	Konstruktionsbegründung.....	44
4.2	Fazit.....	44
5	Literaturverzeichnis .....	45
A.	Anhang .....	VII
A.A	Protokoll .....	VII





# 1 Gruppenarbeit

## 1.1 Aufgabenstellung

In dieser Gruppenarbeit soll der Antrieb einer Werkzeugmaschine mittels Elektromotor, schrägverzahnten Stirnradgetriebe und Kupplung realisiert werden.

Für die Baugruppen ist eine Anforderungsliste zu entwickeln. Weiter sollen die Zahnradgeometrien, der Festigkeitsnachweis dieser Geometrien sowie der der Getriebewellen ermittelt werden. Die passenden Lagerungen werden gewählt und auf ihre Festigkeit geprüft. Für das Getriebe soll zur Schmierung ein geeignetes Getriebeöl ausgesucht und außerdem ein passendes Gehäuse konstruiert werden.

Anhand der Vorgaben und den Anforderungen an den Antrieb ist ein entsprechender Asynchronmotor sowie eine Kupplung zu bestimmen.

Abschließend sollen die Betriebsanleitung, Zusammenbau- und Fertigungszeichnungen erstellt werden.

## 1.2 Bauteilbezeichnungen

In den nächsten Kapiteln werden zur Bestimmung und Auslegung des Getriebeantriebes Berechnungen durchgeführt. Damit diese eindeutig zugeordnet werden können, werden im nachstehenden Bild die Bauteile bezeichnet.

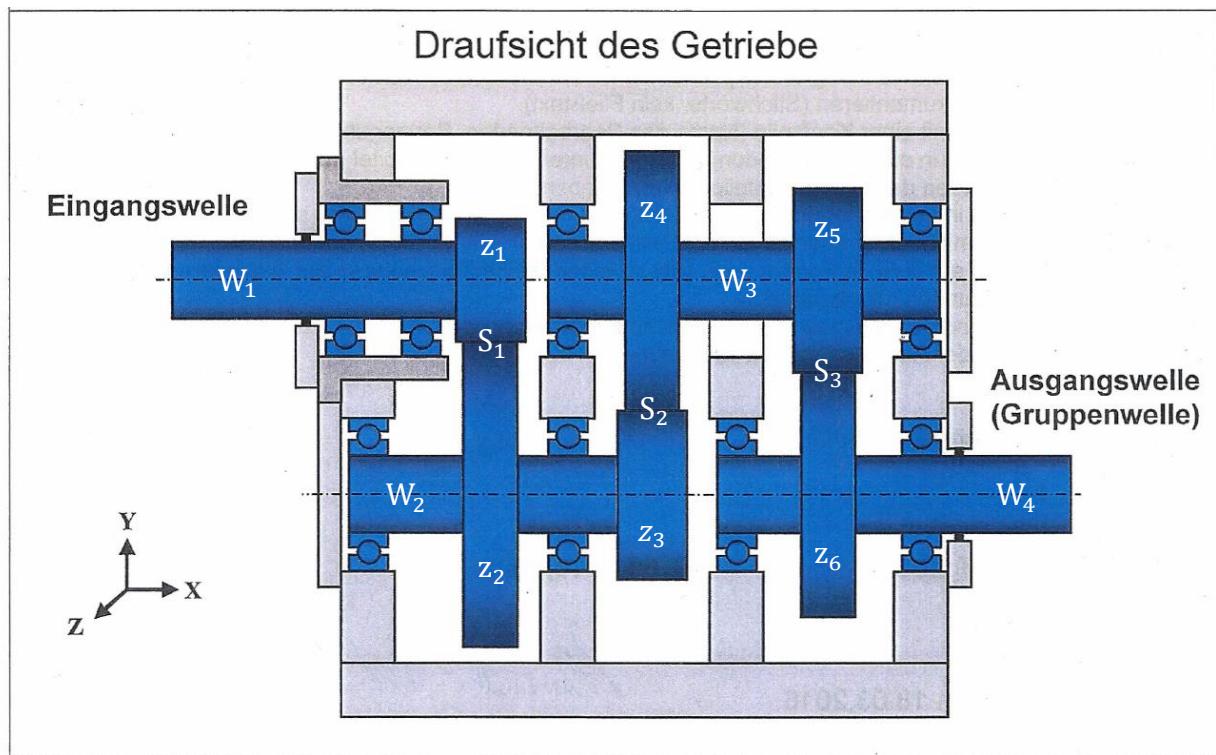


Abbildung 1.1: Draufsicht des Getriebes mit Bauteilbezeichnung

## 1.3 Anforderungsliste

Im Folgenden sind die Anforderungen an die gesamte Antriebseinheit sowie die einzelnen Bauteile bzw. –gruppen tabellarisch aufgeführt.

Tabelle 1.1: Anforderungsliste

Anforderungen	Werte, Daten	Fest	Wunsch	Ziel
<b>1. Funktion</b>				
Antrieb über Asynchron-Elektromotor		X		
Gesamt-Abtriebsleistung	$P_{ab} = 10 \text{ kW}$	X		
Antriebsdrehzahl des Elektromotors	$n_{E-Mot} = 1000 \text{ min}^{-1}$	X		
Übersetzungsverhältnis	$i = 16$	X		
Gesamt-Übersetzungstoleranz	$i = 16 \pm 1,5 \%$	X		
Trägheitsmoment der Arbeitsmaschine	$J = 2 \text{ kg} \times \text{m}^2$	X		
<b>2. Konstruktion und Geometrie</b>				
Aufbau nach Getriebeskizze		X		
hohe Laufruhe				X
hohe Tragfähigkeit				X
langfristige Belastbarkeit				X
Stirnräder mit pos. Profilverschiebung			X	
Anbau des E-Motors berücksichtigen		X		
<b>3. Sicherheit</b>				
geringes Verletzungsrisiko			X	
Standsicherheit		X		
geringes Eigengewicht			X	
<b>4. Kosten</b>				
kostengünstige Fertigung			X	
geringe Anzahl an Bauteilen			X	
Verwendung von Normteilen			X	
geringe Werkstoffkosten				X
<b>5. Herstellung</b>				
einfache Bauteilherstellung			X	
leichte Bauteilmontage				X
Betriebsanleitung		X		
<b>6. Gebrauch und Ergonomie</b>				
Lebensdauer der Lagerstellen	$t = 20000 \text{ h}$	X		
Ölstandkontrolle		X		
Korrosionsbeständigkeit				X
Funktion auch bei Verschmutzung			X	
<b>7. Instandhaltung</b>				
möglichst wartungsfrei			X	
Möglichkeit zum Ölwechsel		X		
gute Bauteilaustauschbarkeit				X
leichte Bauteildemontage zur Wartung				X
geringer Verschleiß			X	
<b>8. Liquidation</b>				
umweltschonende Herstellung			X	
Möglichkeit zum Recycling		X		
Verwendung umweltfreundlicher Werkstoffe				X

Anforderungen	Werte, Daten	Fest	Wunsch	Ziel
<b>9. Ausführung</b>				
Verwendung von Wälzlagern		X		
min. eine Welle mit Nadellager		X		
min. eine Welle mit angestellter Lagerung		X		
Einstellung der angestellten Lagerung über Gewinde		X		
min. eine Welle mit Fest-Los-lagerung		X		
Verwendung von elastischer Kupplung (HADEFLEX <sup>®</sup> / N-EUPEX <sup>®</sup> )		X		
Getriebe für Tauchschrägung		X		
häufig auftretende Anfahrmomente und Drehrichtungswechsel		X		

## 1.4 Bestimmung des Betriebsfaktors

Der Betriebsfaktor  $K_A$  wird nach TB 3-5a entnommen.

Antriebsmaschine: leichte Stöße  $\leftarrow$  häufig auftretende Anfahrmomente und Drehrichtungswechsel

Getriebene Maschine: mäßige Stöße  $\leftarrow$  Hauptantrieb von Werkzeugmaschinen

**Betriebsfaktor  $K_A = 1,35$**

## 1.5 Bestimmung des Elektromotors

### 1.5.1 Berechnung des Wirkungsgrades

Der Getriebewirkungsgrad wird nach Kapitel 20.4 bestimmt. Damit die vorgegebene Abtriebsleistung zu gewährleisten ist, muss aufgrund der Leistungsverluste eine größere Antriebsleistung eingeleitet werden. ( berechnet für das zuvor dreistufige Getriebe)

Wert	Anzahl	Konstanter Faktor	Weg	Ergebnis
Lagerung $\eta_{Lges}$	4	0,99		0,9606
Schmierung $\eta_{Dges}$	2	0,98		0,9604
Verzahnung $\eta_{Zges}$	3	0,97		0,9127
Gesamt $\eta_{ges}$			Gl. (20.5)	$\eta_{ges}=0,84199 \approx 84,2\%$

### 1.5.2 Wahl des Drehstrom-Asynchronmotors

Wert	Annahmen/Bemerkung	Weg	Ergebnis	Wahl
Eingangsleistung $P_{an}$	$\eta_{ges} = 84,2\%$ , $P_{ab} = 10\text{ kW}$	Gl. (20.4)	$P_{an} = 11904,76\text{ W}$	
Verlustleistung $P_v$		Differenz	$P_v = 1904,76$	
Motor	$n_{E-Mot} = 1000 \text{ min}^{-1}$ $P_{min} = 11904\text{W}$	TB 16-21		DIN EN 50347-IM B3-15-1000
Tatsächliche Leistung		TB 16-21		$P=15\text{kW}$

Gewählt Asynchron-Elektromotor für  $n_{E-Motor} = 1000 \text{ min}^{-1}$  und  $P_{min} = 11904\text{W}$  nach TB 16-21.

- **DIN EN 50347-IM B3-15-1000 Baugröße 180L P = 15kW bei n = 1000 min<sup>-1</sup>**
- für  $n_{E-Motor} = 1000 \text{ min}^{-1}$  der nächst kleinere Motor mit  $P_{nenn} = 11\text{kW}$  unzureichend
- um das Getriebe weiter optimal auf die Aufgabenstellung zu berechnen wird mit  $P_{ab} = 5\text{kW}$  und  $P_{min} = 11,9\text{kW}$  gerechnet.
- Das eventuell höher ausfallende Anlaufmoment des oben gewählten Motors wird elektronisch über eine Vorschaltung begrenzt.

## 1.6 Grundlegende Getriebeberechnungen

### 1.6.1 Berechnung der Einzelübersetzungen

(berechnet für das zuvor dreistufige Getriebe)

Wert	Annahmen/Bemerkung	Weg	Ergebnis	Wahl
$i_3$	$i_{ges} = 16$ Zusammenhang zwischen Einzelübersetzungen abgelesen $\approx \sqrt{2}$ , gewählt: 1,4	TB 21-11	$i_3 = \sqrt[3]{\frac{i_{ges}}{1,4^3}}$	$i_3 = 1,79$
$i_2$		$i_3 * 1,4$		$i_2 = 2,52$
$i_1$		$i_2 * 1,4$		$i_1 = 3,53$
$i_{ges}$		Gl. 21.62	$i_{ges} = 16,01$	
Abweichung	Soll < 1,5%			$\pm 0,24$

Die berechnete Gesamtübersetzung liegt im Toleranzbereich.

Ziel:

- Vermeidung von ganzzahligen Einzelübersetzungen, für unterschiedlichen Eingriff der Zähne
- Gleichmäßige Abnutzung

Wert	Zähnezahl Ritzel ( $z_1$ )	Zähnezahl Großrad ( $z_2$ )	Wert	Ergebnis
Übersetzung 1 $i_1$	26	92	$\frac{z_2}{z_1}$	3,538
Übersetzung 2 $i_2$	28	71	$\frac{z_2}{z_1}$	2,536
Übersetzung 3 $i_3$	30	54	$\frac{z_2}{z_1}$	1,8
Gesamt Übersetzung $i_{ges}$				16,15

Auswahl der Zähnezahl:

- Möglichst genaue Einhaltung der Übersetzung

## 1.6.2 Vordimensionierung der Wellen

### Berechnung der Torsionsmomente

Wert	Annahme/Bemerkung	Weg	Ergebnis
Drehmoment des Motors	$n=1000\text{min}^{-1}$ ; $P=11904\text{W}$	$T = \frac{P}{(2\pi n)}$	$T=113,67\text{Nm}$
Moment an Welle 1	Motormoment durch Anteil von $\eta$ geschwächt		109,18Nm
Moment an Welle 2	$i_1= 3,54$ ; Anteil $\eta$ wird berücksichtigt		356,49Nm
Moment an Welle 3	$i_2= 2,54$ ; Anteil $\eta$ wird berücksichtigt		794,01Nm
Moment an Welle 4	$i_3= 1,8$ ; Anteil $\eta$ wird berücksichtigt		1203,4Nm

### Berechnung der Wellendurchmesser

Wert	Annahme/Bemerkung	Weg	Ergebnis	Wahl
$d_{w1}$	aus TB 1-1 für 16MnCr5	Bild 11-21	21,57mm	
$d_{w2}$	$\sigma_{bD} = \sigma_{bW} = 500 \frac{N}{mm^2}$	Gl. (11.14)	32,01mm	
$d_{w3}$			41,8mm	

## 1.6.3 Drehzahlen der einzelnen Wellen

Wert	Annahmen/Bemerkung	Ergebnis
Welle 1	Über das Übersetzungsverhältnis kann mit Hilfe der tatsächlichen Übersetzungen die jeweilige Drehzahl ermittelt werden.	$n_1 = 1000\text{min}^{-1}$
Welle 2		$n_2 = 282,61\text{min}^{-1}$
Welle 3		$n_3 = 111,44\text{min}^{-1}$
Welle 4	Übersetzung ins Langsame	$n_4 = 61,91\text{min}^{-1}$

## 1.7 Schmierung und Betrieb

### 1.7.1 Umfangsgeschwindigkeiten

Wert	Eingangswerte/ Anmerkungen	Weg	Ergebnis
$v_1$	Drehzahlen aus Kap. 1.5.3; Indizes=Wellennummer	$v_1 = \pi * d_{a1} * n_1$	$3,84 \frac{m}{s}$
$v_2$		$v_2 = \pi * d_{a2} * n_2$	$3,55 \frac{m}{s}$
$v_3$		$v_3 = \pi * d_{a3} * n_3$	$1,31 \frac{m}{s}$

## 1.7.2 Berechnung der zulässigen Eintauchtiefe

Tatsächliche Eintauchtiefe: nach Kap.20.3

Wert	Bemerkung	Ergebnis
Stufe 1 $t_1$ in mm	$v < 5 \frac{m}{s}$	7,5...15
Stufe 2 $t_2$ in mm	$v < 5 \frac{m}{s}; t = (3 \dots 6) * m$	9 ... 18
<b>Gewählte Eintauchtiefe <math>t</math> in mm</b>		<b>7,5 mm</b>

## 1.7.3 Eintauchverhältnisse/ Optimierte Eintauchtiefe

## 1.7.4 Berechnung und Auswahl der erforderlichen Ölmenge und –qualität

Als Grundlage zur Ermittlung der erforderlichen Getriebeölviskosität dient der Kraft-Geschwindigkeits-Faktor, der nach Gleichung 20.2 berechnet wird. Dieser Faktor gilt für eine angenommene Umgebungstemperatur von 20°C.

Wert	Bemerkung	Ergebnis
Umfangsgeschwindigkeit Stufe 1 $v_1$ in m/s	$v_1 = \pi * n_1 * d_a$	3,84
Umfangsgeschwindigkeit Stufe 2 $v_2$ in $\frac{m}{s}$	$v_2 = \pi * n_2 * d_a$	3,55
Umfangsgeschwindigkeit Stufe 3 $v_3$ in $\frac{m}{s}$	$v_3 = \pi * n_3 * d_a$	1,31
Mittelwert $\bar{v}$ in $\frac{m}{s}$		2,9
Mittelwert $\bar{F}_t$ in N		5972,64
Mittelwert $\bar{b}$ in mm		41,5
Mittelwert $\bar{d}$ in mm		224,98
Mittelwert Zähnezahlverhältnis $u$		3,038
Kraft-Geschwindigkeits-Faktor $\frac{k_s}{v}$ in $\frac{MPa*s}{m}$	Gl. 20.2	1,1
Kinematische Nennviskosität $v$ bei 40°C in $\frac{mm^2}{s}$	TB 20-7	200
Schmierölauswahl	TB20-5 DIN 51509	VG 220

**Schmieröl N nach DIN 51501** (ohne verschleißverringende Zusatzwirkstoffe)

## 1.7.5 Betriebstemperatur/ Öltemperatur im Betrieb

## 1.7.6 Ölwechselintervall

## 1.8 Auslegung der dritten Welle (Gruppenwelle)

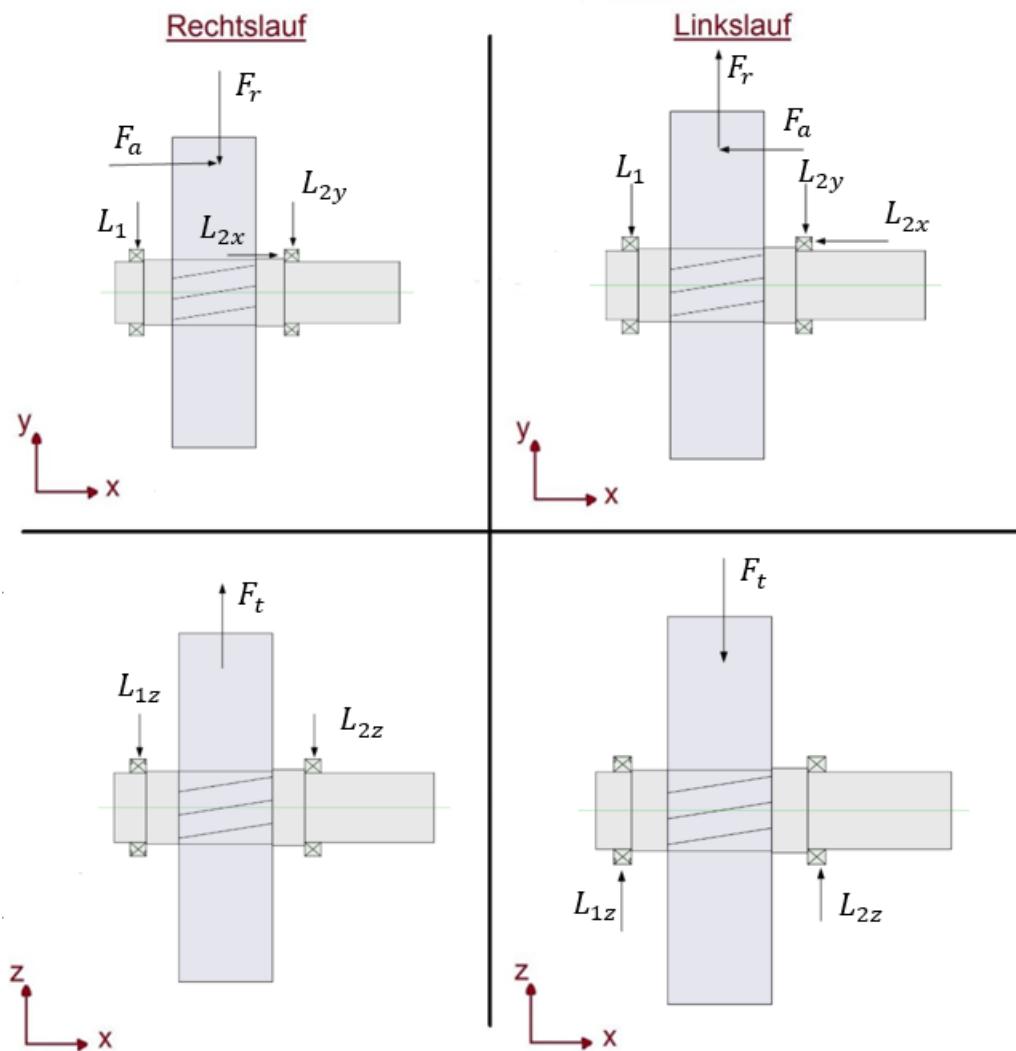
### 1.8.1 Berechnung der Richtdurchmesser aller Belastungszustände

Die Ermittlung der Richtdurchmesser erfolgt anhand der Gleichungen 11.13-11.15 im R/M Bild 11-21. Der Richtdurchmesser der Gruppenwelle wird nach allen unterschiedlichen Belastungszuständen berechnet.

Gewählter Werkstoff: 16MnCr5 (TB1-1c) mit  $\tau_{tWN}=300\text{N/mm}^2$  und  $\sigma_{bWN}=500\text{N/mm}^2$ : Einsatzstahl für Wellen, höher beanspruchte Teile, hohe Festigkeit bei gleichzeitig guter Zähigkeit für eine kompakte Konstruktion.

Wert	Gl. 11.13	Gl. 11.14	Gl. 11.15
Leistung P in kW	11,9	11,9	11,9
Torsionsmoment T in Nm	794,01	794,01	794,01
Vergleichsmoment $M_v$ in Nm	-	928,99	1667,42
Anwendungsfaktor $K_A$		1,35	
Größeneinflussfaktor $K_T$		0,865	
Richtdurchmesser $d'$ in mm	37,34	41,8	50,8
Torsionswechselspannung $\tau_{tWN}$ in $\frac{N}{mm^2}$		300	
Biegewechselspannung $\sigma_{bWN}$ in $\frac{N}{mm^2}$		500	

## 1.8.2 Darstellung der auftretenden Kräfte



### 1.8.3 Berechnung der auftretenden Kräfte

Wert		Weg	Lager 1 ( $L_1$ )	Lager 2 ( $L_2$ )
Rechtslauf	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0$ ; $\sum F_{iy}=0$ ; $\sum M_i=0$ ;	-2901,48	-666,47
	$F_a (L_x)$ in N		0	-1392,61
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		3306,32	5363,59
	<b>Ergebnis</b>			
	$F_a$ in N		0	1392,61 Axialkraft im Lager 1
	$F_r$ in N	$(F_{ty-x}^2+F_{rx-y}^2)^{1/2}$	4398,9 Radialkraft im Lager 1	5404,8 Radialkraft im Lager 1
Linkslauf	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0$ ; $\sum F_{iy}=0$ ; $\sum M_i=0$ ;	2901,5	666,45
	$F_a (L_x)$ in N		0	1392,61
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		3967,59	-4702,32
	<b>Ergebnis</b>			
	$F_a$ in N		0	1392,61 Axialkraft im Lager 1
	$F_r$ in N	$(F_{ty-x}^2+F_{rx-y}^2)^{1/2}$	4915,33 Radialkraft im Lager 1	4749,31 Radialkraft im Lager 2

Kraft	Weg	Großrad
Axialkraft $F_a$ in N	Gl. 21.72	1392,61
Radialkraft $F_r$ in N	Gl. 21.71	3567,95
Umfangskraft $F_t$ in N	Gl. 21.70	8669,91

### 1.9 Auswahl und Begründung der Lagerung der Welle

Für die dritte Welle wird die Fest-Los-Lagerung gewählt.

Festlager: Rillenkugellager

Los- Lager: Nadellager (vorwiegend bei kleineren bis mittleren Drehzahlen) weisen einen kleinen Baudurchmesser, größere radiale Starrheit gegenüber anderen Wälzlagerbauformen und sind gut geeignet aufgrund ihrer geringeren Empfindlichkeit gegen stoßartige Belastungen

## 1.10 Berechnung der modifizierten Lebensdauer der Lager

	Wert		Bemerkung
Fest-Los-Lagerung	Lager 1	Lager 2	
Radialkraft in N	4915,33	5404,84	Kap. 1.8.3
Axialkraft in N		1392,61	Kap. 1.8.3
Lager	Nadellager <b>NK43/20</b>	Rillenkugellager <b>6209</b>	SKF Katalog
Drehzahl n	$n_3 = 111,44 \text{ min}^{-1}$		
Dynamische Lagerbelastung P in kN	$P=F_r$ (SKF Katalog) 4,915	$e=0,22$ $X=1; Y=0$ TB 14-3 $P=5,405$	
Dyn. Äqui. Lagerbelastung $P_{eq}$ in kN	6,635	7,297	
Erford. Dyn. Tragzahl $C_{erf}$ in kN	21,35	23,48	Gl. 14.1
Dynamische Tragzahl C in kN	27,5	35,1	SKF Katalog
Statische Tragzahl $C_0$ in kN	55	21,6	SKF Katalog
Ermüdungstragzahl $C_u$ in kN	6,8	0,915	SKF Katalog
Anzustrebende Nominelle Lebensdauer $L_{10h}$	20.000h		
Lebensdauerexponent p	10/3	3	Bem. Gl. 14.1
Nominelle Lebensdauer $L_{10}$	310,95	273,86	Gl. 14.5a
Nominelle Lebensdauer $L_{10h}$ in h	46.506	40958,3	Gl. 14.5a
Ausfallwahrscheinlichkeit $a_1$	1	1	Bem. Gl. 14.11
Innendurchmesser $d_i$ in mm	43	45	SKF Katalog
Außendurchmesser $d_a$ in mm	53	85	SKF Katalog
Mittl. Lagerdurchmesser $d_m$ in mm	48	65	
Verunreinigungsbeiwert $e_c$	0,3	0,3	TB 14-11 Typ. Verunreinig.
Betriebstemperatur $T_B$ in °C	80	80	
Viskosität bei 40 °C in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	320	320	

Betriebsviskosität $\nu$ in $\frac{mm^2}{s}$	50	50	TB 14-10a
Bezugsviskosität $\nu_1$ in $\frac{mm^2}{s}$	120	110	TB 14-10b
Viskositätsverhältnis $\kappa$	0,42	0,45	
Faktor für $a_{iso}$	0,42	0,05	$\frac{e_c * C_u}{P}$
Betriebsbedingung $a_{iso}$	0,9	1	TB14-12a und b
Erweit. modi. Lebensdauer $L_{nmh}$ in h	41.855	40958,3	Gl. 14.11

## 1.11 Berechnung der reduzierten Massenträgheitsmomente

Wert	Bemerkung		Ergebnis
Massenträgheitsmoment der Welle J in $\text{kg}^*\text{mm}^2$	s. Hinweis Gl. 13.4		<u>1288,800772</u>
Teilkörper	Durchmesser (mm)	Länge (mm)	Einzelträgheitsmoment in $\text{kg}^*\text{mm}^2$
1	42	15	71,48466946
2	43	33	172,7874737
3	44,6	58	351,4729618
4	65	15	287,3114233
5	45	50	314,010776
6	41,6	20	91,73346768
<b>Massenträgheitsmoment des Großrades J in <math>\text{kg}^*\text{mm}^2</math></b>			9593,87
Außendurchmesser $D_{12}$	215,6551 mm		
Innendurchmesser $d_1$	41mm		
Breite $b_1$ (auf der Welle)	58 mm		

## 1.12 Zusammenfassung der reduzierten Massenträgheitsmomente

Welle (jeweils mit Zahnrädern)	Red. Massenträgheitsmomente in $\text{mm}^2\text{kg}$
Welle 1	906,754
Welle 2	8851,55
Welle 3	10882,67
Gesamt, $J_{\text{red}}$ Getriebe	3744,615 (Gl.13.4)

Die Massenträgheit der Arbeitsmaschine von  $2\text{kg}^*\text{m}^2$  liegt an Welle 3 mit an und wird berücksichtigt.

## 1.13 Auslegung der antriebsseitigen Kupplungen

Anhand der Geometrie der Motorausgangswelle und der Getriebeeingangswelle (Wellendurchmesser u.a.) wird nach TB13-3 folgende Kupplung gewählt:

Elastische Klauenkupplung, Hadeflex- Kupplung, Bauform XW1, Baugröße 55

Die Auslegung der nachgiebigen Wellenkupplung erfolgt nach der ungünstigsten Lastart (DIN 740 T2).

Es wird dabei beim Anlaufen der Maschine von antriebs- und lastseitigen Stößen ohne periodische Schwankungen ausgegangen. Die antriebsseitigen Stöße werden durch das Kippdrehmoment des Elektromotors hervorgerufen und die lastseitigen Stöße durch eine eventuell schon gefüllte Mühle.

Im Betrieb werden nur lastseitige Stöße angenommen, da nur beim Anfahren das Kippdrehmoment des Elektromotors eine Rolle spielt. Im Folgenden erfolgt die

Bestimmung der Antriebs- und Lastdrehmomente, sowie der notwendigen Faktoren. Anschließend werden für beide angenommenen Lastfälle die jeweiligen fiktiven Kupplungsdrehmomente ermittelt und mit dem zulässigen Kupplungsdrehmoment verglichen.

Wert	Annahme/Bemerkung	Ergebnis in $\text{m}^2\text{kg}$
Auf Getriebeeingang reduziertes Massenträgheitsmoment $J_{red}$ Getriebe	s. Kapitel 1.12	0,003745
Massenträgheitsmoment der Kupplung $J_{Kupplung}$	TB 13-4	0,004
Massenträgheitsmoment des Motors $J_{Motor}$	TB 16-21	0,141
Lastseitiges Massenträgheitsmoment $J_L$		0,005745
Antriebsseitiges Massenträgheitsmoment $J_A$		0,143
Nenndrehmoment $T_N$ in Nm		109,18
Anwendungsfaktor $K_A$	Kap. 1.4	1,35
Stoßdrehmoment der Lastseite $T_{LS}$ in Nm	$K_A * T_{LN}$	147,39
Stoßdrehmoment antriebsseitig $T_{AS} = T_{ki}$ in Nm	TB 16-21; Faktor * $T_{nenn}$	429,72
Kipp- zu Nenndrehmoment des Motors $T_{ki} / T_{N Mot}$	TB 16-21	3,0
Nenndrehmoment Motor $T_N$ Mot	TB 16-21	143,24
Temperaturfaktor $S_t$	TB 13-8b, Umgebungstemperatur ca. 30° bis 40° aufgrund Abwärme, Werkstoffmischung: Perbunan	1,0
Stoßfaktor Antriebsseitig $S_A$	Bemerkung Gl. 13.13	1,8
Stoßfaktor Lastseitig $S_L$	Bemerkung Gl. 13.13	1,8
Anlauf faktor $S_z$	TB13-8a; $\leq 120$ Anläufe	1,0
Nenndrehmoment Kupplung $T_{KN}$ in Nm	TB 13-4	360
Fiktives Drehmoment, Belastung durch Nenndrehmoment $T'_{K1}$ in Nm	Gl. 13-12	109,18
Fiktives Drehmoment, Antriebsseitiger Stoß $T'_{K2}$ in Nm	Gl. 13.13a	29,87
Fiktives Drehmoment, Lastseitiger Stoß $T'_{K3}$ in Nm	Gl. 13.13b	255,1
Fiktives Drehmoment, beidseitiger Stoß $T'_{K4}$ in Nm	Gl. 13.13c	284,97

Maximaldrehmoment Kupplung $T_{K \max}$ in Nm	TB13-4; Fußnote 1)	1080
--	--------------------	------

$T'_{K4} < T_{K \max}$  ; die Kupplung ist ausreichend dimensioniert.

Gewählt:

- **Hadeflex-Kupplung, Bauform XW1 Baugröße 55**

Nebenbedingungen:

$$\begin{array}{ll} \text{- } d_{1\min} \text{ Kupplung} = 19 \text{mm} & \text{- } d_{1\max} \text{ Kupplung} = 55 \text{mm} \\ \text{- } d_{\text{Welle E-Motor}} = 42 \text{mm} & \text{- } d_{\min \text{ Welle1}} = 21 \text{mm} \\ d_{1\min} \text{ Kupplung} & < d_{\text{Welle E-Motor}} & < d_{1\max} \text{ Kupplung} \\ d_{1\min} \text{ Kupplung} & < d_{\min \text{ Welle1}} & < d_{1\max} \text{ Kupplung} \end{array}$$

## 1.14 Betriebsrelevante Unterlagen

### 1.14.1 Betriebsanleitung

Vor Inbetriebnahme des Getriebes ist die nachfolgende Betriebsanleitung sorgfältig durchzulesen. Eine unzureichende Auseinandersetzung und Missachtung der Warn- und Sicherheitshinweise kann Ihnen und den Personen in Ihrer Umgebung Schaden zufügen.

#### Erläuterung der Zeichen



Gefahr



Nicht berühren



Spannungsgefahr

Vor Inbetriebnahme des Getriebes ist die Betriebsanleitung durch zu lesen und deren Anweisungen und Informationen zu beachten. Dies ist Voraussetzung für einen störungsfreien Betrieb und eventuelle Garantieansprüche.

Wichtige Informationen über Transport, Aufstellung und Inbetriebnahme des Getriebes sind den folgenden Punkten zu entnehmen:

#### Bestimmungsgerechte Verwendung

- Informationen zu den technischen Daten des Getriebes sind dem Datenblatt zu entnehmen.

- Das Getriebe ist nur für Werkzeugmaschinen mit häufig auftretenden Anfahrmomenten und Drehrichtungswechsel bestimmt. Das Getriebe entspricht den zulässigen Normen und Vorschriften.
- Das Getriebe ist nur in Verbindung mit dem vorgesehenen Asynchron-Elektromotor zu verwenden (siehe Datenblatt).
- Achtung! Sorgen Sie für eine ungehinderte Luftzirkulation am Getriebe und Motor, um das Getriebe vor einem Ausfall durch Überhitzung zu schützen. Die Getriebetemperatur darf **80°C** nicht überschreiten.

### Sicherheitsinformationen

Im Betrieb sind auf folgende Punkte besonders zu achten:

- Verletzungsgefahr durch bewegte/ rotierende Teile
- Verbrennungsgefahr durch Berühren des Motor- bzw. Getriebegehäuses
- Veränderungen am Getriebe führen zum Verlust jeglicher Garantie- und Regressansprüche

Erläuterung der Zeichen



Gefahr



Nicht berühren



Spannungsgefahr

Schwere Personen- und Sachschäden können entstehen durch:

- unsachgemäßen Einsatz
- falsche Installation oder Bedienung
- unzulässiges Entfernen der erforderlichen Gehäusedeckel

### Lagerung und Transport

Das Getriebe ist beim Transport vor Stößen und Schlägen zu schützen. Das Getriebe sollte in trockenen und geschlossenen Räumen gelagert werden. Es sollte weiterhin vor schädlichen Umwelteinflüssen und mechanischen Beschädigungen geschützt werden.

### Montage

Das vorliegende Getriebe ist aus zwei horizontal getrennten Gehäusehälften aufgebaut. Zur Montage sind die folgenden Schritte notwendig:

- Entfernen der oberen Gehäusehälfte (40)
- Einbau der mittleren Welle 3 (11) durch Einlegen mit montierten Lagern und Zahnrädern (4+5).
- Sichern des Festlagersitzes der Welle 3 durch Aufschrauben des kleinen Lagersitzdeckels und Eindrehen der Sicherungsmutter mit Außengewinde (23).
- Sichern der Mutter mit Außengewinde durch mitgelieferten Gewindekleber (58).
- Einlegen der verbleibenden Wellen (9+10+12+13) mit vollständig montierten Lagern, Nutmuttern und Sicherungsblechen.
- Aufsetzen, Verstiften und Verschrauben des Gehäusedeckels (40) unter Verwendung des mitgelieferten Dichtmittels (59) zwischen beiden Hälften.
- Einstellen der angestellten Lagerungen der Ein- und Ausgangswelle über die jeweiligen Muttern mit Außengewinde (22+24).
- Sichern der Muttern mit dem mitgelieferten Gewindekleber (58).
- Verschließen des Gehäuses durch Montage der runden Seitendeckel (41 bis 44). Bei Ein- und Ausgangswelle ist auf richtigen Sitz der Radialdichtringe (45+46) zu achten, um Leckagen zu vermeiden.

Der Antrieb darf nur montiert werden, wenn

- Leistungsangaben des Getriebemotors mit denen des Spannungsnetzes übereinstimmen
- der Antrieb unbeschädigt ist (keine Schäden durch Transport oder Lagerung)

Alle Arbeiten an der elektrischen Einrichtung der Antriebe dürfen nur von Elektrofachkräften **ausgeführt werden**. Montage, Wartung und Reparatur an mechanischen Teilen dürfen nur von qualifiziertem Fachpersonal **ausgeführt werden**.

Zu beachten sind unbedingt:

- die zugehörige Betriebsanleitung
- die nationalen/ regionalen Vorschriften für Sicherheit und Unfallverhütung

Zur Befestigung des Getriebes muss die Unterkonstruktion (Boden) eben und verwindungssteif sein, um Schwingungen im Betrieb zu minimieren und Verspannungen des Getriebegehäuses auszuschließen.

Das Getriebe muss unbedingt fest montiert werden.

### **Inbetriebnahme/ Betrieb**

Vor Inbetriebnahme des Getriebes ist die korrekte Montage aller Bestandteile der Maschineneinheit zu überprüfen. Kundenseitige elektrische Anschlüsse müssen den geltenden Vorschriften entsprechen. Das Getriebe ist nur für den Betrieb in Kombination mit einer Mühle und dem ausgewählten Elektromotor ausgelegt.

### **Verhalten bei möglichen Störungen:**

Bei Veränderungen und Unregelmäßigkeiten gegenüber dem Normalbetrieb wird zwangsläufig die Funktion des Getriebes eingeschränkt.

Symptome können sein:

- Leckage am Getriebegehäuse
- Höhere Leistungsaufnahme des Elektromotors
- Ungewöhnliche Geräusche oder Gerüche (Laufruhe nicht mehr gegeben)

In diesem Fall ist die Maschineneinheit umgehend außer Betrieb zu setzen und entsprechendes Fachpersonal zu informieren.

## Wartung

Die ausreichende Schmierung des Getriebes ist Voraussetzung für die Erreichung der gewünschten Lebensdauer (40000h).

- Ölwechsel im Normalfall nicht notwendig
- Es ist nur das ausgewählte Öl zu verwenden
- Vor jeder Inbetriebnahme des Getriebes ist der Ölstand zu kontrollieren
- Alle Angaben sind dem Datenblatt zu entnehmen
- Um eine gute Betriebstemperatur zu gewährleisten, ist das Getriebe stets von Schmutz zu befreien.

## Umweltschutz /Entsorgung

Es sind die aktuellen Umweltschutzrichtlinien zu beachten:

- Alle Stahlkomponenten sind im Stahlschrott zu entsorgen.
- Altöl (über Ölablassschraube ablassen, sammeln) bestimmungsgemäß entsorgen.

### 1.14.2 Datenblatt

Geometrie		
Übersetzung	Stirnradgetriebe (2 -stufig), horizontales Fußgetriebe	$i = 8,97$
Achsabstand	152,5 mm	
Drehzahl	Eingangs: 1000 1/min	Ausgangs: 111,48 1/min
Maximalmoment	Eingangs: 113,67Nm	Ausgangs: 794,01Nm
Wellenanschluss	Eingangs: Passverzahnungs- Verbindung DIN 5480 – W 25 x 2 x 11 x 9h	Ausgangs: Passverzahnungs- Verbindung DIN 5480 – W
Leistung		
Eingangsleistung	11905kW	
Wirkungsgrad	Dichtungen, Lager und Schmierung reduzieren die Leistung	$\eta_{ges} = 0,84199$
Ausgangsleistung	10 kW	
Verlustleistung	1,905kW	
Antrieb		

Antriebsart	Asynchron-Elektromotor		
Motorbezeichnung	DIN	EN 50347-IM	B3-15-1000 Baugröße 180L
Motornennleistung	15 kW		
Synchrongdrehzahl	1000 1/min		
Drehrichtung	Links/Rechts		
<b>Betriebsdaten</b>			
Lebensdauer	90 % Erlebenswahrscheinlichkeit	20.000 Betriebsstunden	
Schmierstoff	DIN 51509 VG 330		
Einsatztemperaturbereich	20-80°C		
Einsatzbereich	trocken		
Schmierungsart	Öl-Tauschschmierung		
Ölwechselperiode	1980 Betriebsstunden (jährlich)		
Ölmenge	2,51 Liter		
Kühlung	Gehäusekühlrippen		
<b>Kupplung</b>			
Art	Gummielastische Kupplung mittlerer Elastizität		
Modell	HADEFLEX® XW1 Baugröße 48		

## 1.15 Fertigungszeichnungen

1.15.1 **Stückliste**

1.15.2 **Zusammenbauzeichnung Stirnradgetriebe**

1.15.3 **Fertigungszeichnung Lagerung der Wellen im Gehäuse**

1.15.4 **Fertigungszeichnung Welle 4**

## 2 Einzelarbeit von Alexander König

### 2.1 Berechnung der ersten Getriebestufe

#### 2.1.1 Berechnung der Zahnradgrunddaten

Wert	Annahmen/Bemerkung	Weg	Ergebnis
Übersetzungsverhältnis $i$			3,538
Ritzelzähnezahl	$z_1 \approx 20 \dots 30$ kleine/mittlere Drehzahl	TB 21-13a	26
Großradzähnezahl			92
Schrägungswinkel $\beta$	$\beta \approx 8 \dots 20^\circ$ für Einfach- und Doppelschrägverzahnung		11 $^\circ$ gewählt
Normaleingriffswinkel $\alpha_n$			20 $^\circ$ gewählt
Zahnfußflankendauerfestigkeit $\sigma_{F \text{ lim}}$ in N/mm <sup>2</sup>	Werkstoff: <b>30CrNiMo8</b> <b>+nitrokarburiert</b>	TB 20-1	320
Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{H \text{ lim}}$ in N/mm <sup>2</sup>	Werkstoff: <b>30CrNiMo8</b> <b>+vergütet</b>	TB 20-1	740
Durchmesser-Breitenverhältnis $\Psi_d$	Fliegendes Ritzel	TB 21-14a	$\leq 0,7$
Nennmoment $T_{W2}$		Gl. (20.2)	110,03 Nm
Anwendungsfaktor $K_A$	Antrieb: Häufig auftretende Anfahrmomente	TB 3-5a	1,35
Äquivalentes Drehmoment $T_{eq1}$			148,55 Nm
Zähnezahlverhältnis $u$			3,539
Modul (berechnet) $m_n$		Gl.(21.65)	2,899
Modul gewählt $m$		Reihe 1, TB 21-1	2,5
Strangmodul $m_t$		Gl. (21.34)	2,547

## 2.1.2 Geometriebestimmung

Wert	Annahme/Bemerkung	Weg	Ergebnis
Ersatzzähnezahl $z_{n1}$	$\beta=11^\circ$ und $z_1=26$	Gl. (21.47)	27,37
Teilkreisdurchmesser $d_1$	$\beta=11^\circ$ ; $z_1=26$ ; $m_n=2,5$	Gl. (21.38)	66,2166mm
Grundkreisdurchmesser $d_{b1}$	$\alpha_t=20,23^\circ$	Gl. (21.39)	62,0862mm
Betriebswälzkreisdurchmesser $d_{w1}$	$\alpha=20^\circ$ $\alpha_t=20,3439^\circ$ $\alpha_w=22,1978^\circ$ $\alpha_{wt}=22,4728^\circ$ ( $\text{inva}_{wt}=0,0214$ )	Gl. (21.55) $\text{Gl.}$ $(21.22a)$ $\text{TB 21-4}$	67,1884mm
Kopfkreisdurchmesser $d_{a1}$	$h_a=4,2325\text{mm}$	Gl. (21.24)	73,382mm
Fußkreisdurchmesser $d_{f1}$	$C_p=0,625$ ; $h_f=1,9299\text{mm}$	Gl. (21.25)	62,357mm
Zahnradbreite $b_1$	- Stahlkonstruktion, leichtes Gehäuse $\Psi_m=20$ ; $b_1'=30\text{mm}$ - fliegende Lagerung $\Psi_d \leq 0,7$ ; $b_1'=30\text{mm}$	TB 21-14	30mm gewählt
Profilverschiebungsfaktor $x_1$	$x=x_1+x_2=0,6 \dots 1,2$ für hohe Tragfähigkeit aus TB 21-5 ; berechnet nach Gl. 21.56 mit $\text{inva}_{wt}=0,0214$ ; $\text{inva}_t=0,0157$ ; $\alpha_n=20^\circ \rightarrow x=0,927 \rightarrow$ hohe Tragfähigkeit mit $z_{n1}=27,37$ und $z_{n2}=96,84$	Gl. (21.33)	0,478
Profilverschiebung $V_1$	$x_1=0,4780$ ; $m_n=2,5$	Gl.(21.49)	1,1951
Zahndicke (Stirnschnitt) $s_{t1}$	$m_t=2,547\text{mm}$ ; $\alpha_n; x_2$ s.o.	Gl. (21.51)	4,89mm
Zahndicke (Normalschnitt) $s_{n1}$	$m_n; x_1; \alpha_n$ s.o.	Gl. (21.52)	5,61mm
Zahnkopfdicke $s_{at1}$	$s_{at} \geq s_{at\min}$ ; $s_{at\min}=0,4 * m_t$ bei gehärteten Zähnen ( $s_{at\min}=1,0187$ ) $\text{inva}_{at}=0,0308$	Aus der Vorlesung Maschinen elemente 2	5,416mm
Ersatzzähnezahl $z_{n2}$	$\beta=11^\circ$ und $z_2=92$	Gl. (21.47)	96,84
Teilkreisdurchmesser $d_2$	$\beta=11^\circ$ ; $z_2=92$ ; $m_n=2,5$	Gl.(21.38)	234,3048mm
Grundkreisdurchmesser $d_{b2}$	$\alpha_t=20,34^\circ$	Gl.(21.39)	219,6896mm
Kopfkreisdurchmesser $d_{a2}$	$h_a=3,5102\text{mm}$	Gl. (21.24)	241,3252mm
Fußkreisdurchmesser $d_{f2}$	$c=0,75$ ; $h_f=2,7507\text{mm}$	Gl. (21.25)	230,2997mm
Zahnradbreite $b_2$	Zahnradbreite des Ritzels: 30mm; $b_2$ wird kleiner gewählt um Einbauungenauigkeiten in Axialrichtung ausgleichen zu können		25mm gewählt
Profilverschiebungsfaktor $x_2$		Gl. (21-33) Hinweis	0,4490
Profilverschiebung $V_2$	$x_2=0,4490$ ; $m_n=2,5$	Gl. (21.49)	1,1224
Zahndicke (Stirnschnitt) $s_{t2}$	$m_t=2,547\text{mm}$ ; $\alpha_n; x_2$ s.o.	Gl. (21.51)	4,83mm
Zahndicke (Normalschnitt) $s_{n2}$	$m_n; x_2; \alpha_n$ s.o.	Gl. (21.52)	4,74mm

Zahnkopfdicke $s_{at2}$	$s_{at} \geq s_{at\min}; s_{at\min} = 0,2 * m_t$ bei ungehärteten Zähnen ( $s_{at\min} = 0,5094$ ) $inv\alpha_{at} = 0,0308$	Aus der Vorlesung Maschinenelemente 2	4,9776 mm
Übersetzungsverhältnis $i_{ist}$	$z_1; z_2$	Gl. (21.9)	3,538
Abweichung von $i_{soll}$	$i_{soll} = 3,53$		0,24%
Nullachsabstand $a_d$	$m_t; z_1; z_2$ s. oben	Gl. (21.42)	150,2607 mm
Achsabstand $a$ (V-Getriebe)	$a_d; a_t; a_w$ s. oben	Gl. (21.54)	152,5 mm
Kopfspiel $c_p$		$c = m_n * c'$ ; $c' = 0,25$	0,625 mm
Sprungüberdeckung $\epsilon_\beta$	$b; \beta; m_n$ s. oben $\epsilon_\beta \approx 1 \dots 1,2$ für günstige Laufruhe	Gl. (21.44)	0,607
Profilüberdeckung $\epsilon_\alpha$	$d_{a1}; d_{a2}; d_{b1}; d_{b2}; a_t; a_{wt}; a$	Gl. (21.45)	1,495
Gesamtüberdeckung $\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma \geq 2$ um unterbrechungsfreie Drehmomentübertragung zu fördern	Gl. (21.46)	2,102

### 2.1.3 Bestimmung der Kräfte und Belastungseinflussfaktoren der ersten Stufe

Wert	Bemerkung	Weg	Ergebnis
Normalkraft $F_{bn1,2}$ in N		Gl. (21.68)	3458,58
Nenn-Umfangskraft $F_{t1,2}$ in N		Gl. (21.70)	3275,37
Radialkraft $F_{r1,2}$ in N		Gl. (21.71)	1362,26
Axialkraft $F_{a1,2}$ in N		Gl. (21.72)	646,01
Anwendungsfaktor $K_A$		TB 3-5a	1,35
Dynamikfaktor $K_v$	Verzahnungsqualität 6	Gl. (21.73)	1,16
Breitenfaktor $K_{H\beta}$	$c=0,5$ ; Bem. Gl. 21.76 einstellbare Lager	Gl. (21.74)	1,4838
Breitenfaktor $K_{F\beta}$		TB 21-16 TB 21-17 TB 21-18	1,3647
Stirnfaktor $K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ $\varepsilon_y > 2$	Gl. (21.80)	1,47&1,43
Stirnfaktor $K_{F\alpha}$		TB 21-19	1,47&1,43
Gesamteinflussfaktor $K_{Fges}$	$\varepsilon_y > 2$	Gl. (21.81)	3,140&3,062
Gesamteinflussfaktor $K_{Hges}$	$\varepsilon_y > 2$	Gl. (21.81)	1,848&1,825

### 2.1.4 Nachweis der Zahndurchgriffsfähigkeit

Werkstoff: 30CrNiMo +nitrokarburiert mit  $\sigma_{Flim} = 320 \text{ N/mm}^2$  und  $\sigma_{Hlim} = 800 \text{ N/mm}^2$  (E-Assistant) um vom ungünstigsten Fall auszugehen. Beide Zahnräder werden aus dem gleichen Werkstoff hergestellt und auf Grund der Fressgefahr werden die Zahndichten gehärtet und geschliffen.

Wert	Bem. / Weg	Ritzel	Großrad
Formfaktor $Y_{Fa}$	TB 21-20a	2,215	2,099
Spannungskorrekturfaktor $Y_{Sa}$	TB 21-20b	1,95	2,11
Überdeckungsfaktor $Y_\epsilon$	Bem. Kap. 21.5.4.1	0,733	
Schrägenfaktor $Y_\beta$	TB 21-20c	0,944	
Örtliche Zahndurchgriffsspannung $\sigma_{F0}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.82)	130,63	160,74
Zahndurchgriffsspannung $\sigma_{F1,2}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.83)	410,22	485,89
Spannungskorrekturfaktor $Y_{ST}$	Bem. Kap. 21.5.4.2	2	
Lebensdauerfaktor $Y_{NT}$	Bem. Kap. 21.5.4.2	1	
Rel. Stützziffer $Y_{\delta rel T}$	TB 21-21b	1,02	1,07
Rel. Oberflächenfaktor $Y_{R rel T}$	TB 21-21c	1,024&1,074	
Größenfaktor $Y_x$	Bem. Kap. 21.5.4.2	1	
Zahndurchgriffsgrenzfestigkeit $\sigma_{FG}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.84)	655,6	644,6
Sicherheit gegen Zahnbruch $S_{F1,2}$	Gl. (21.85)	1,60	1,31
<b>Sicherheit zulässig?</b>	$S_{Fmin} = 1,3$	<b>Ja</b>	<b>Ja</b>

- Die zulässige Sicherheit von  $S_{F\min} = 1,3$  wird auch mit den unteren Grenzwerten für  $\sigma_{F\lim} = 320 \text{ N/mm}^2$  und  $\sigma_{H\lim} = 800 \text{ N/mm}^2$  erreicht.

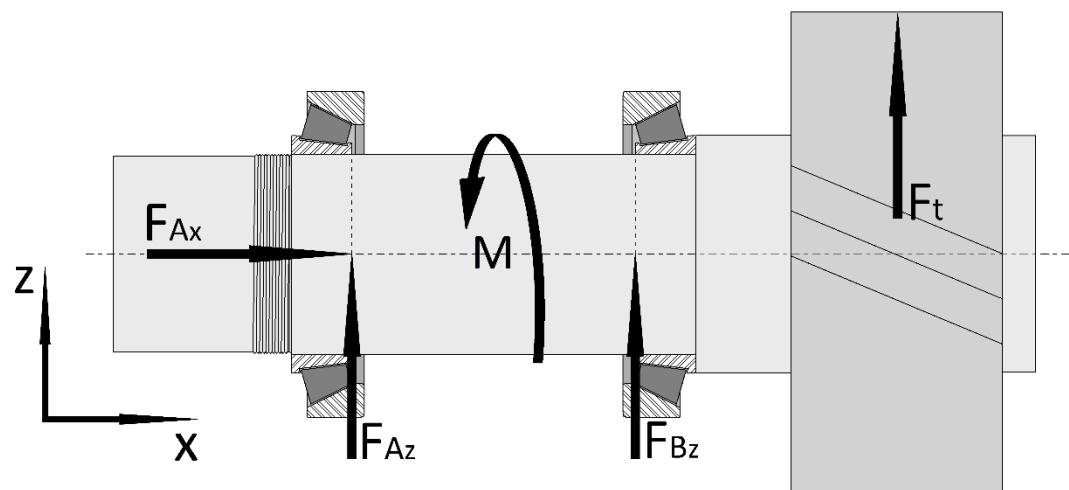
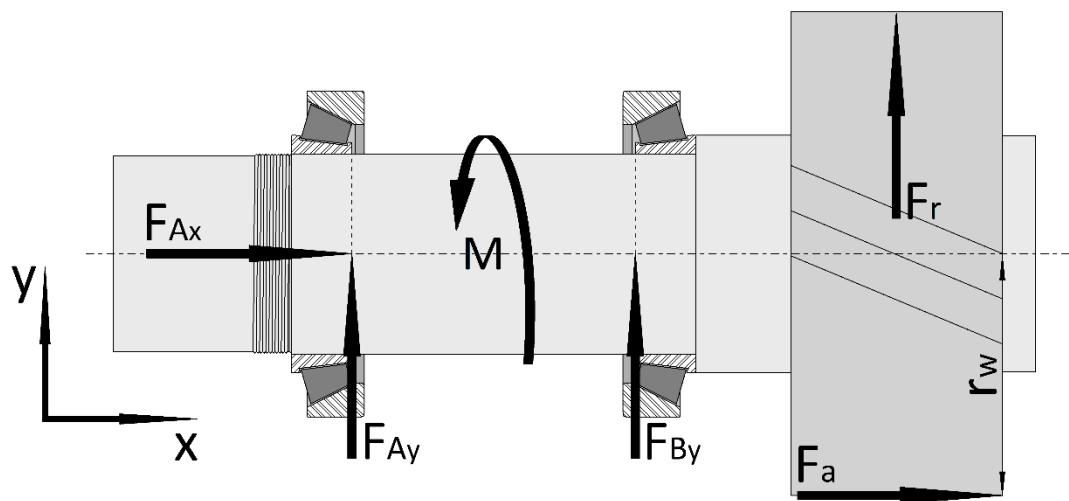
### 2.1.5 Nachweis der Grübchentragfähigkeit

Wert	Weg	Ergebnis
Zonenfaktor $Z_H$	Bem. Kap. 21.5.5.1	2,33
Elastizitätsfaktor $Z_E$ in $\sqrt{\text{N/mm}^2}$	TB 21-22b	191,0
Überdeckungsfaktor $Z_\varepsilon$	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,857
Schrägenfaktor $Z_\beta$	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,991
Flankenpressung im Wälzpunkt. $\sigma_{H0}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.88)	845,21
Flankenpressung am Wälzkreis $\sigma_H$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.89)	1561,75
Schmierstofffaktor $Z_L$	TB 21-23a	0,967
Lebensdauerfaktor $Z_{NT}$	TB 21-23d	1
Geschwindigkeitsfaktor $Z_v$	TB 21-23b	0,946
Rauheitsfaktor $Z_R$	TB 21-23c	32,32
Größenfaktor $Z_x$	TB 21-21d	1
Werkstoffpaarungsfaktor $Z_W$	TB 21-23e	1,12
Flankengrenzfestigkeit $\sigma_{HG}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.90)	1437,54
Sicherheit der Flankentragfähigkeit $S_H$	Gl. (21.90a)	16,96 & 15,88
<b>Sicherheit zulässig? <math>S_{H\min} = 1,3</math></b>	Bem. Gl. 21.91	<b>Ja</b>

## 2.2 Auslegung der ersten Welle

### 2.2.1 Darstellung der auftretenden Kräfte an Welle 1

Drehrichtung: Gegenuhrzeigersinn  
Verzahnung : rechtssteigend

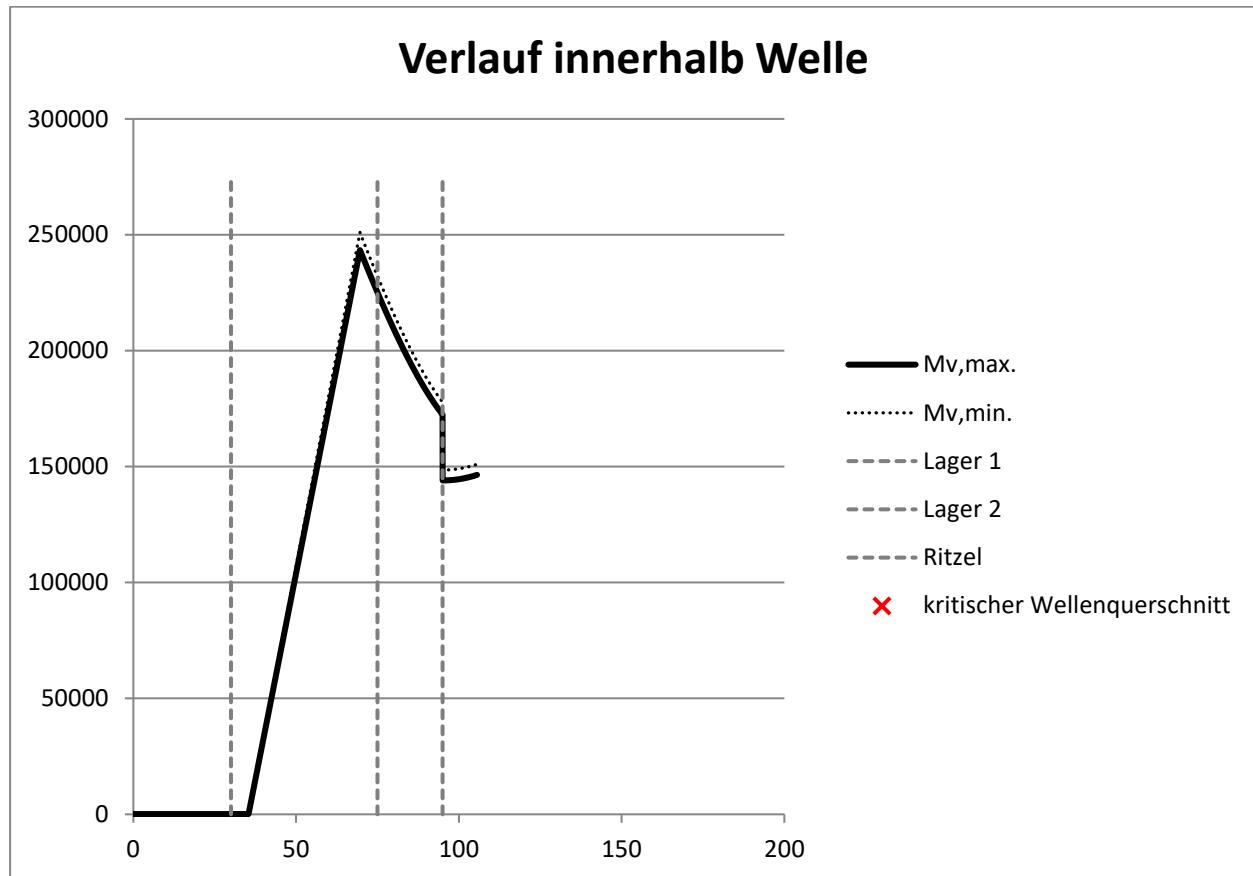


## 2.2.2 Berechnung der auftretenden Lagerkräfte im Links- und im Rechtslauf

Durch Schrägung der Zahnräder ergeben sich für beide Drehrichtungen unterschiedliche Belastungen.

Wert	Weg	Lager 1 ( $L_1$ )	Lager 2 ( $L_2$ )
Rechtslauf	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0;$ $\sum F_{iy}=0;$ $\sum M_i=0;$	-1067,27 746,6 -2834,98
	$F_a (L_x)$ in N		3281,96 0
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		8229,22
	<b>Ergebnis</b>		
Rechtslauf	$F_a$ in N		746,6 Axialkraft im Lager 1
	$F_r$ in N	$(F_{ty-x}^2+F_{rx-y}^2)^{1/2}$	3032 Radialkraft im Lager 1 8859,53 Radialkraft im Lager 1
Linkslauf	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0;$ $\sum F_{iy}=0;$ $\sum M_i=0;$	1063,6 746,6 -2834,63
	$F_a (L_x)$ in N		-3269,29 0
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		8228,87
	<b>Ergebnis</b>		
Linkslauf	$F_a$ in N		746,6 Axialkraft im Lager 1
	$F_r$ in N	$(F_{ty-x}^2+F_{rx-y}^2)^{1/2}$	3027,6 Radialkraft im Lager 1 8854,5 Radialkraft im Lager 2

## 2.2.3 Darstellung des Vergleichsmomentenverlaufes



Vergleichsmoment berechnet nach Gleichung 11.7 (R/M)

## 2.2.4 Auslegung der Welle-Nabe-Verbindung

Die Welle-Nabe-Verbindung als Zahnwellenverbindung ist geeignet, da diese aufgrund der vielen „Zähne“ für wechselnde und stoßartige Drehmomente vorgesehen ist (Bild 12-1; R/M). Die Zahnräder werden jeweils mit einer Nutmutter in axialer Richtung fixiert.

Zahnwellen-Verbindung nach DIN 5480:

Wert	Bemerkung	Großrad-s.	Ritzel-s.
Übertragendes Moment T in Nm	$K_A * T_{nenn}$	481,26	481,26
Bezugsdurchmesser $d_b$ in mm	TB 12-4b	40	35
Zähnezahl z	TB 12-4b	18	16
Modul m	TB 12-4b	2,0	2,0
Teilkreisdurchmesser $d=d_m$	TB 12-4b	36	32
Nabenlänge L in mm		25	41
Tragende Keilhöhe $h'$	Bem. Kapitel 12.2.2	1,64	1,64
Vorh. Mittlere Flächenpressung $p_m$ in $\frac{N}{mm^2}$	GI 12.2	48,3	29,45
Streckgrenze $R_{eN}$ in $\frac{N}{mm^2}$	TB 1-1	695	

Größeneinflussfaktor $K_t$		0,837	0,86
Min. Sicherheit $S_{F\min}$	TB 12-1b	3	
Zul. Flächenpressung $p_{zul}$ in $\frac{N}{mm^2}$	TB 12-1b	193,91	192,3

## 2.3 Auswahl und Begründung der Lagerung der Welle

Da der Lager Abstand der Welle 1 sehr gering ist wird hier eine Angestellte O – Anordnung mit zwei Kegelrollenlagern gewählt, da diese ein geringes Kippspiel aufweist.

## 2.4 Berechnung der modifizierten Lebensdauer der Lager

Wert	Bemerkung	Lager 1	Lager 2
Gewähltes Lager	SKF Katalog	3207 A	6408
Radialkraft $F_r$ in N		3032	8859,53
Radialfaktor X		1	1
Axialkraft $F_a$ in N		746,6	0
Axialfaktor Y		0,66	0
Drehzahl $n$ in $min^{-1}$		282,61	
Dynamische Lagerbelastung $P$ in kN	Gl. 14.6	3,525	8,86
Dyn. Äqui. Lagerbelastung $P_{eq}$ in kN	Bem. Kap. 14.3.2.3	1,601	0,848
Anzustreb. Nominell. Lebensdauer $L_{10h}$ in h		20.000	
Lebensdauerexponent $p$	Bem. Gl. 14.1	3	
Erford. Dyn. Tragzahl $C_{erf}$ in kN	Gl. 14.1	24,58	61,8
Dynamische Tragzahl $C$ in kN	SKF Katalog	40	63,7
Statische Tragzahl $C_0$ in kN	SKF Katalog	28	36,5
Nominelle Lebensdauer $L_{10}$	Gl. 14.5a	1461,18	371,64
Nominelle Lebensdauer $L_{10h}$	Gl. 14.5a	86171,54	21916,86
Ausfallwahrscheinlichkeit $a_1$	Bem. Gl. 14.11	1	
Innendurchmesser $d_i$ in mm	SKF Katalog	35	40
Außendurchmesser $d_a$ in mm	SKF Katalog	72	110
Mittl. Lagerdurchmesser $d_m$ in mm		53,5	75
Verunreinigungsbeiwert $e_c$	TB 14-11 Typ. Verunreinig.	0,3	
Betriebstemperatur $T_B$ in °C	Gewählt nach Öl-Temp.	80	
Viskosität bei 40 °C in $\frac{mm^2}{s}$	R/M Kap.- 20.3	220	
Betriebsviskosität $v$ in $\frac{mm^2}{s}$	TB14-10a	35	
Bezugsviskosität $v_1$ in $\frac{mm^2}{s}$	TB 14-10b	65	55
Viskositätsverhältnis $\kappa$	TB 14-10	0,54	0,63
Ermüdungsgrenzbelastung $C_u$ in kN	SKF Katalog	1,18	1,53
Faktor für $a_{iso}$	$\frac{e_c * C_u}{P}$	0,1	0,05
Betriebsbedingung $a_{iso}$	TB14-12a	0,5	0,95

Erweit. modi. Lebensdauer $L_{nmh}$ in h	Gl. 14.11	43.086	20.821
---	-----------	--------	--------

## 2.5 Berechnung der reduzierten Massenträgheitsmomente

Wert	Bemerkung		Ergebnis
<b>Massenträgheitsmoment der Welle J in kg*mm<sup>2</sup></b>	s. Hinweis Gl. 13.4		<u>368,9169425</u>
Teilkörper	Durchmesser (mm)	Länge (mm)	Einzelträgheitsmoment in kg*mm <sup>2</sup>
1	35	30	6,17087337
2	40	101	196,9803727
3	45	17	53,10807894
4	38	39	61,95275289
5	30	10	6,17087337
6	27	97,5	39,47492267
7	25	17	5,059068638
<b>Massenträgheitsmoment des Ritzels J in kg*mm<sup>2</sup></b>			674,4249151
Außendurchmesser D <sub>21</sub>	77,3 mm		
Innendurchmesser d <sub>1</sub>	38 mm		
Breite b <sub>1</sub> (auf der Welle)	39 mm		
<b>Massenträgheitsmoment des Großrades J in kg*mm<sup>2</sup></b>			4609,425604
Außendurchmesser D <sub>12</sub>	177,04 mm		
Innendurchmesser d <sub>1</sub>	40 mm		
Breite b <sub>1</sub> (auf der Welle)	36 mm		

## 2.6 Fertigungszeichnungen

### 2.6.1 Zeichnung der Welle 1

### 2.6.2 Zeichnung des Ritzels 1

### 2.6.3 Zeichnung des Großrades 1

### 3 Einzelarbeit von Pascale Bartels

#### 3.1 Berechnung der zweiten Getriebestufe

##### 3.1.1 Berechnung der Zahnradgrunddaten

Wert	Annahmen/Bemerkung	Weg	Ergebnis
Übersetzungsverhältnis $i$			2,536
Ritzelzähnezahl	$z_1 \approx 20 \dots 30$ kleine/mittlere Drehzahl	TB 21-13a	28
Großradzähnezahl			71
Schrägungswinkel $\beta$	$\beta \approx 8 \dots 20^\circ$ für Einfach- und Doppelschrägverzahnung		9 ° gewählt
Normaleingriffswinkel $\alpha_n$			20° gewählt
Zahnfußflankendauerfestigkeit $\sigma_{F \text{ lim}}$ in N/mm <sup>2</sup>	Werkstoff: <b>16MnCr5</b>	TB 20-1	310
Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{H \text{ lim}}$ in N/mm <sup>2</sup>	Werkstoff: <b>16MnCr5</b>	TB 20-1	1300
Durchmesser-Breitenverhältnis $\Psi_d$	Fliegendes Ritzel	TB 21-14a	$\leq 0,7$
Nennmoment $T_{W2}$		Gl. (20.2)	356,49 Nm
Anwendungsfaktor $K_A$	Antrieb: Häufig auftretende Anfahrmomente	TB 3-5a	1,35
Äquivalentes Drehmoment $T_{eq1}$			481,26 Nm
Zähnezahlverhältnis $u$			2,536
Modul (berechnet) $m_n$		Gl.(21.65)	2,899
Modul gewählt $m$		Reihe 1, TB 21-1	3
Strangmodul $m_t$		Gl. (21.34)	3,037

### 3.1.2 Geometriebestimmung

Wert	Annahme/Bemerkung	Weg	Ergebnis
Ersatzzähnezahl $z_{n1}$	$\beta=9^\circ$ und $z_1=28$	Gl. (21.47)	29,06
Teilkreisdurchmesser $d_1$	$\beta=9^\circ$ ; $z_1=28$ ; $m_n=3$	Gl. (21.38)	85,0470mm
Grundkreisdurchmesser $d_{b1}$	$\alpha_t=20,23^\circ$	Gl. (21.39)	79,8006mm
Betriebswälzkreisdurchmesser $d_{w1}$	$\alpha_t=20,23^\circ$ $\alpha_w=\alpha_{wt}=22,3^\circ$ ( $\text{inv}\alpha_{wt}=0,0209$ )	Gl. (21.55) Gl. (21.22a) TB 21-4	86,2514mm
Kopfkreisdurchmesser $d_{a1}$	$h_a=4,2325\text{mm}$	Gl. (21.24)	93,512 mm
Fußkreisdurchmesser $d_{f1}$	$c=0,75$ ; $h_f=2,5143\text{mm}$	Gl. (21.25)	82,477mm
Zahnradbreite $b_1$	- Stahlkonstruktion, leichtes Gehäuse $\Psi_m=20$ ; $b_1'=60\text{mm}$ - fliegende Lagerung $\Psi_d=0,5$ ; $b_1'=43\text{mm}$	TB 21-14	60mm gewählt
Profilverschiebungsfaktor $x_1$	$x=x_1+x_2=0,6 \dots 1,2$ für hohe Tragfähigkeit aus TB 21-5 ; berechnet nach Gl. 21.56 mit $\text{inv}\alpha_{wt}=0,0209$ ; $\text{inv}\alpha_t=0,0154$ ; $\alpha_n=20^\circ \rightarrow x=$ 0,7439 → hohe Tragfähigkeit mit $z_{n1}=29,06$ und $z_{n2}=73,69$	Gl. (21.33)	0,4108
Profilverschiebung $V_1$	$x_1=0,4108$ ; $m_n=3$	Gl.(21.49)	1,2325
Zahndicke (Stirnschnitt) $s_{t1}$	$m_t=3,037\text{mm}$ ; $\alpha_n; x_2$ s.o.	Gl. (21.51)	5,68mm
Zahndicke (Normalschnitt) $s_{n1}$	$m_n; x_1; \alpha_n$ s.o.	Gl. (21.52)	5,61mm
Zahnkopfdicke $s_{at1}$	$s_{at} \geq s_{at\min}$ ; $s_{at\min}=0,2 * m_t$ bei ungehärteten Zähnen ( $s_{at\min}=0,6074$ ) $\text{inv}\alpha_{at}=0,0628$	Aus der Vorlesung Maschinenelemente 2	0,812mm
Ersatzzähnezahl $z_{n2}$	$\beta=9^\circ$ und $z_2=71$	Gl. (21.47)	73,69
Teilkreisdurchmesser $d_2$	$\beta=9^\circ$ ; $z_2=71$ ; $m_n=3$	Gl.(21.38)	215,6551mm
Grundkreisdurchmesser $d_{b2}$	$\alpha_t=20,23^\circ$	Gl.(21.39)	202,3518mm
Betriebswälzkreisdurchmesser $d_{w2}$	$\alpha_t=20,23^\circ$ $\alpha_w=\alpha_{wt}=22,3^\circ$ ( $\text{inv}\alpha_{wt}=0,0209$ )	Gl. (21.55) Gl. (21.22a) TB 21-4	219,03mm
Kopfkreisdurchmesser $d_{a2}$	$h_a=3,9993\text{mm}$	Gl. (21.24)	223,6537mm
Fußkreisdurchmesser $d_{f2}$	$c=0,75$ ; $h_f=2,7507\text{mm}$	Gl. (21.25)	212,1523mm
Zahnradbreite $b_2$	Zahnradbreite des Ritzels: 60mm; $b_2$ wird kleiner gewählt um Einbauungenaugkeiten		58mm gewählt

	in Axialrichtung ausgleichen zu können		
Profilverschiebungsfaktor $x_2$		Gl. (21-33) Hinweis	0,3331
Profilverschiebung $V_2$	$x_2=0,3331; m_n=3$	Gl. (21.49)	0,9993
Zahndicke (Stirnschnitt) $s_{t2}$	$m_t=3,037\text{mm}; \alpha_n; x_2 \text{ s.o.}$	Gl. (21.51)	5,57mm
Zahndicke (Normalschnitt) $s_{n2}$	$m_n; x_2; \alpha_n \text{ s.o.}$	Gl. (21.52)	5,51mm
Zahnkopfdicke $s_{at2}$	$s_{at} \geq s_{at\min}; s_{at\min} = 0,4 * m_t$ bei gehärteten Zähnen ( $s_{at\min}=1,214$ $\text{inv}\alpha_{at}=0,0308$ )	Aus der Vorlesung Maschinenelemente 2	1,5027mm
Übersetzungsverhältnis $i_{\text{ist}}$	$Z_1; Z_2$	Gl. (21.9)	2,536
Abweichung von $i_{\text{ soll}}$	$i_{\text{ soll}}=2,52$		0,62%
Nullachsabstand $a_d$	$m_t; Z_1; Z_2 \text{ s.o.ben}$	Gl. (21.42)	150,3315m m
Achsabstand $a$ (V-Getriebe)	$a_d; a_t; \alpha_w \text{ s.o.ben}$	Gl. (21.54)	152,5mm
Kopfspiel $c$		$c=m_n * c'$ ; $c'=0,25$	0,75mm
Sprungüberdeckung $\epsilon_\beta$	$b; \beta; m_n \text{ s. oben}$ $\epsilon_\beta \approx 1 \dots 1,2$ für günstige Laufruhe	Gl. (21.44)	1,008
Profilüberdeckung $\epsilon_\alpha$	$d_{a1}; d_{a2} d_{b1}; d_{b2}; \alpha_t; \alpha_{wt}; a$	Gl. (21.45)	1,579
Gesamtüberdeckung $\epsilon_\gamma$	$\epsilon_\gamma \geq 2$ um unterbrechungsfreie Drehmomentübertragung zu fördern	Gl. (21.46)	2,587

### 3.1.3 Bestimmung der Kräfte und Belastungseinflussfaktoren der zweiten Stufe

Wert	Bemerkung	Weg	Ergebnis
Normalkraft $F_{bn1,2}$ in N		Gl. (21.68)	9226,33
Nenn-Umfangskraft $F_{t1,2}$ in N		Gl. (21.70)	8669,91
Radialkraft $F_{r1,2}$ in N		Gl. (21.71)	3567,95
Axialkraft $F_{a1,2}$ in N		Gl. (21.72)	1392,61
Anwendungsfaktor $K_A$		TB 3-5a	1,35
Dynamikfaktor $K_v$	Verzahnungsqualität 6	Gl. (21.73)	1,017
Breitenfaktor $K_{H\beta}$	c=0,5; Bem. Gl. 21.76 einstellbare Lager	Gl. (21.74)	1,596
Breitenfaktor $K_{F\beta}$		TB 21-16	1,52
		TB 21-17	
		TB 21-18	
Stirnfaktor $K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha} = K_{Fa}$ $\varepsilon_y > 2$	Gl. (21.80)	1,099
Stirnfaktor $K_{Fa}$		TB 21-19	1,099
Gesamteinflussfaktor $K_{Fges}$	$\varepsilon_y > 2$	Gl. (21.81)	2,29
Gesamteinflussfaktor $K_{Hges}$	$\varepsilon_y > 2$	Gl. (21.81)	1,55

### 3.1.4 Nachweis der Zahndurchschlagsfestigkeit

Werkstoff: 16MnCr5 mit  $\sigma_{Flim} = 310 \text{ N/mm}^2$  und  $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ N/mm}^2$  (TB20-1) um vom ungünstigsten Fall auszugehen. Beide Zahnräder werden aus dem gleichen Werkstoff hergestellt und auf Grund der Fressgefahr werden die Zahnflanken gehärtet und geschliffen.

Wert	Bem. / Weg	Ritzel	Großrad
Formfaktor $Y_{Fa}$	TB 21-20a	2,215	2,099
Spannungskorrekturfaktor $Y_{Sa}$	TB 21-20b	1,95	2,11
Überdeckungsfaktor $Y_\varepsilon$	Bem. Kap. 21.5.4.1	0,728	
Schrägenfaktor $Y_\beta$	TB 21-20c	0,924	
Örtliche Zahndurchschlagsfestigkeit $\sigma_{F0}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.82)	136,91	151,89
Zahndurchschlagsfestigkeit $\sigma_{F1,2}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.83)	208,01	230,87
Spannungskorrekturfaktor $Y_{ST}$	Bem. Kap. 21.5.4.2	2	
Lebensdauerfaktor $Y_{NT}$	Bem. Kap. 21.5.4.2	1	
Rel. Stützziffer $Y_{\delta rel T}$	TB 21-21b	1,02	1,04
Rel. Oberflächenfaktor $Y_{R rel T}$	TB 21-21c	1	
Größenfaktor $Y_x$	Bem. Kap. 21.5.4.2	1	
Zahndurchschlagsfestigkeit $\sigma_{FG}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.84)	632,4	644,8
Sicherheit gegen Zahnbruch $S_{F1,2}$	Gl. (21.85)	3,04	2,79
<b>Sicherheit zulässig?</b>	$S_{Fmin} = 1,5$	<b>Ja</b>	<b>Ja</b>

- Die zulässige Sicherheit von  $S_{F\min} = 1,5$  wird auch mit den unteren Grenzwerten für  $\sigma_{F\lim} = 310 \text{ N/mm}^2$  und  $\sigma_{H\lim} = 1300 \text{ N/mm}^2$  erreicht.

### 3.1.5 Nachweis der Grübchentragfähigkeit

Wert	Weg	Ergebnis
Zonenfaktor $Z_H$	Bem. Kap. 21.5.5.1	2,34
Elastizitätsfaktor $Z_E$ in $\sqrt{\text{N/mm}^2}$	TB 21-22b	189,8
Überdeckungsfaktor $Z_\epsilon$	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,796
Schrägenfaktor $Z_\beta$	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,994
Flankenpressung im Wälzpunkt. $\sigma_{H0}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.88)	550,12
Flankenpressung am Wälzkreis $\sigma_H$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.89)	852,69
Schmierstofffaktor $Z_L$	TB 21-23a	0,96
Lebensdauerfaktor $Z_{NT}$	TB 21-23d	1
Geschwindigkeitsfaktor $Z_v$	TB 21-23b	0,97
Rauheitsfaktor $Z_R$	TB 21-23c	1
Größenfaktor $Z_x$	TB 21-21d	1
Werkstoffpaarungsfaktor $Z_W$	TB 21-23e	1
Flankengrenzfestigkeit $\sigma_{HG}$ in $\text{N/mm}^2$	Gl. (21.90)	1210,56
Sicherheit der Flankentragfähigkeit $S_H$	Gl. (21.90a)	1,4
<b>Sicherheit zulässig? <math>S_{H\min} = 1,3</math></b>	Bem. Gl. 21.91	<b>Ja</b>

## 3.2 Auslegung der zweiten Welle

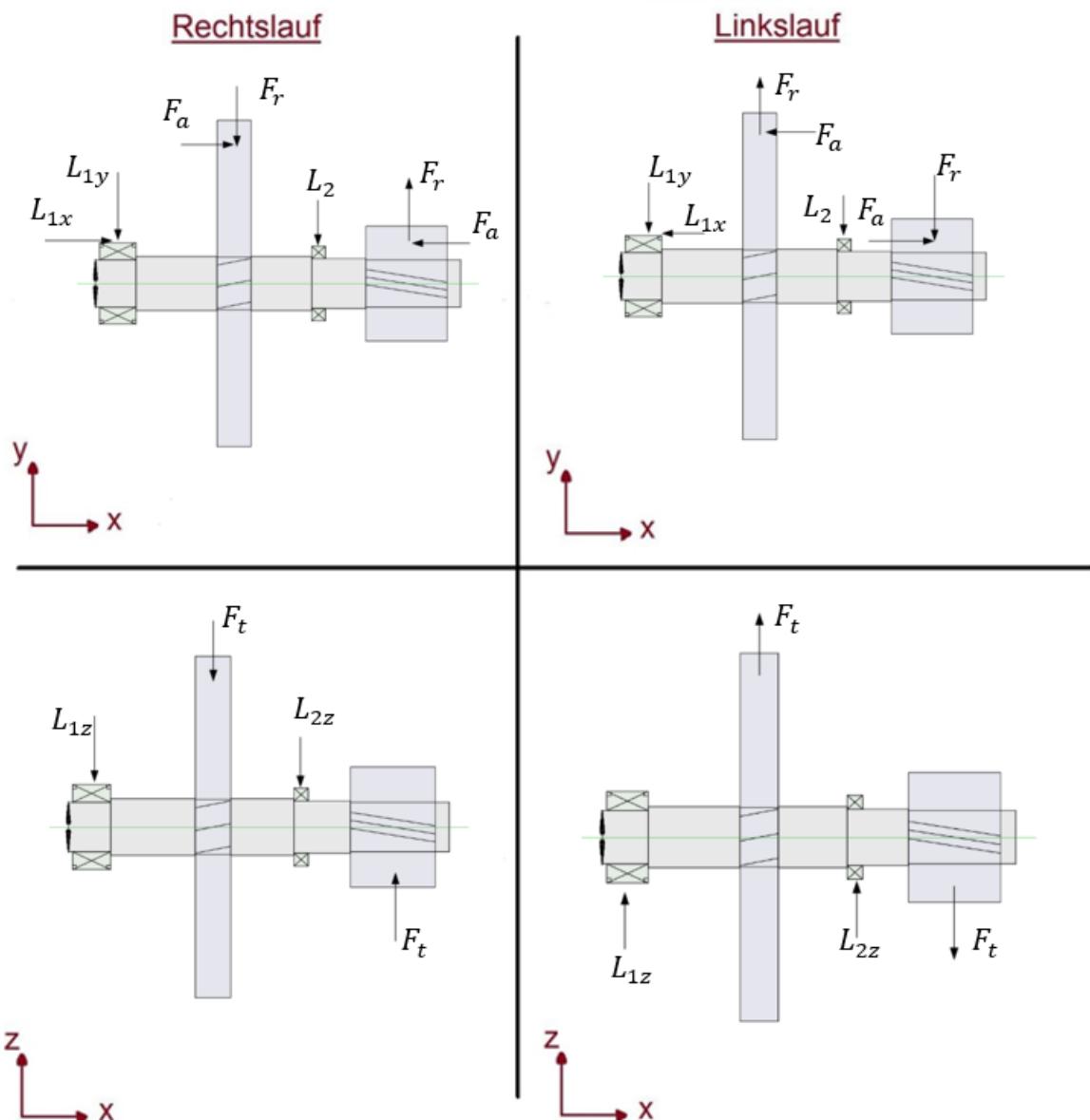
### 3.2.1 Berechnung der Richtdurchmesser aller Belastungszustände

Der Richtdurchmesser für alle Belastungszustände der Welle wird nach Bild 11-21 nach R/M berechnet.

Gewählter Werkstoff: 16MnCr5 (TB1-1c) mit  $\tau_{tWN}=300\text{N/mm}^2$  und  $\sigma_{bWN}=500\text{N/mm}^2$ : Einsatzstahl für Wellen, höher beanspruchte Teile, hohe Festigkeit bei gleichzeitig guter Zähigkeit für eine kompakte Konstruktion.

Wert	Gl. 11.13	Gl. 11.14	Gl. 11.15
Leistung P in kW	11,9	11,9	11,9
Torsionsmoment T in Nm	356,49	356,49	356,49
Vergleichsmoment $M_v$ in Nm	-	417,1	748,63
Anwendungsfaktor $K_A$		1,35	
Größeneinflussfaktor $K_T$		0,865	
Richtdurchmesser $d'$ in mm	28,6	32,0	38,9
Torsionswechselspannung $\tau_{tWN}$ in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$		300	
Biegewechselspannung $\sigma_{bWN}$ in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$		500	

### 3.2.2 Darstellung der auftretenden Kräfte an Welle 2



Kraft	Weg	Ritzel	Großrad
Axialkraft $F_a$ in N	Gl. 21.72	1392,61	646,01
Radialkraft $F_r$ in N	Gl. 21.71	3567,95	1362,26
Umfangskraft $F_t$ in N	Gl. 21.70	8669,91	3275,37

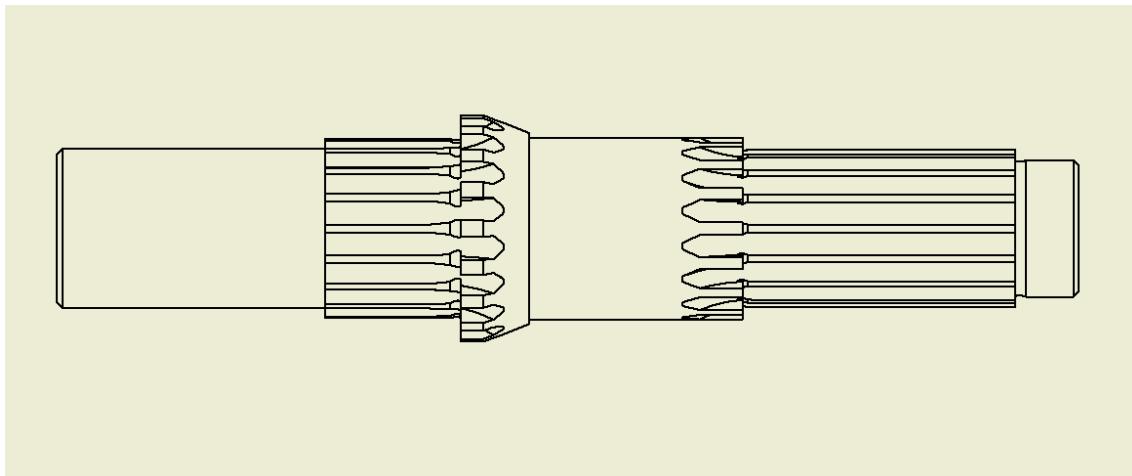
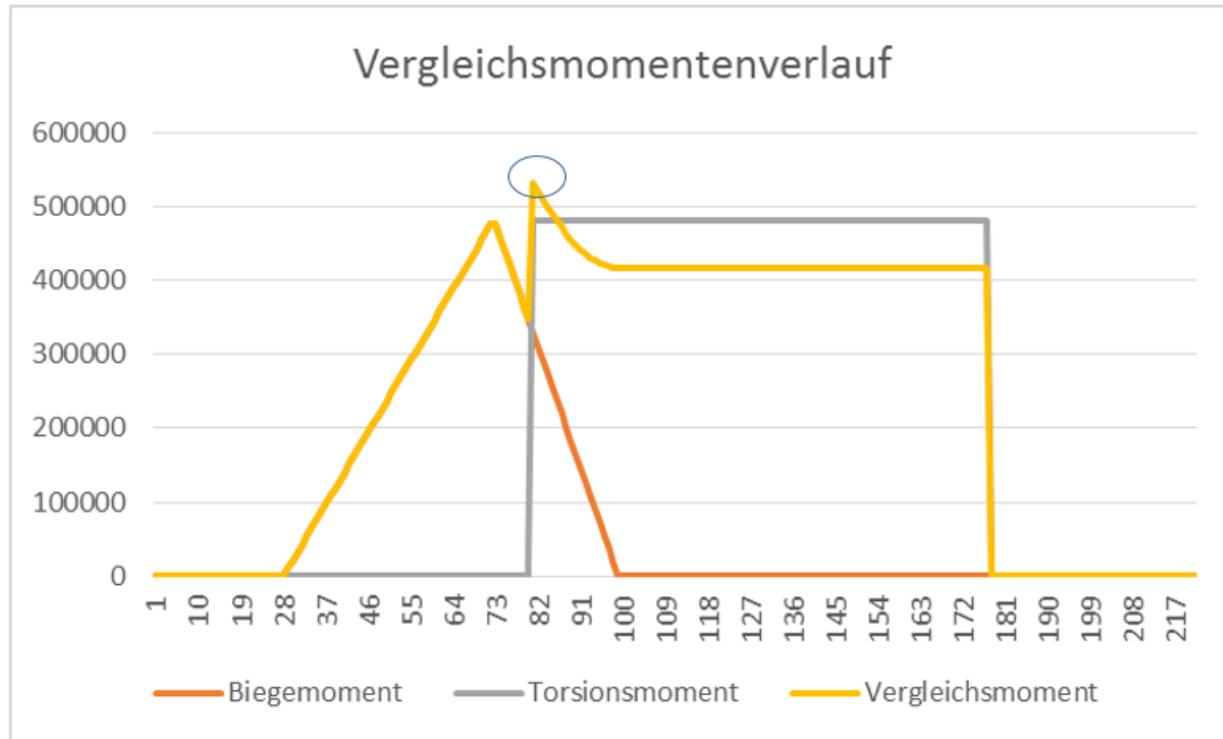
Abstand der Lager  $b = 161,5\text{mm}$ ; Abstand Lager 1- Großrad  $a = 65\text{mm}$ ; Abstand Lager 2- Ritzel  $c = 41,5\text{mm}$

### 3.2.3 Berechnung der auftretenden Lagerkräfte im Links- und im Rechtslauf

Durch Schrägung der Zahnräder ergeben sich für beide Drehrichtungen unterschiedliche Belastungen.

Wert	Weg	Lager 1 ( $L_1$ )	Lager 2 ( $L_2$ )
Rechtslauf	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0$ ;	-1067,27
	$F_a (L_x)$ in N	$\sum F_{iy}=0$ ;	746,6
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N	$\sum M_i=0$ ;	-2834,98
	<b>Ergebnis</b>		
	$F_a$ in N		746,6 Axialkraft im Lager 1
	$F_r$ in N	$(F_{ty-x}^2+F_{rx-y}^2)^{1/2}$	3032 Radialkraft im Lager 1
	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0$ ;	8859,53 Radialkraft im Lager 1
Linkslauf	$F_a (L_x)$ in N	$\sum F_{iy}=0$ ;	-3269,29
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N	$\sum M_i=0$ ;	0
	<b>Ergebnis</b>		8228,87
	$F_a$ in N		746,6 Axialkraft im Lager 1
	$F_r$ in N	$(F_{ty-x}^2+F_{rx-y}^2)^{1/2}$	3027,6 Radialkraft im Lager 1
	$F_{rx-y} (L_y)$ in N	Über die Statik: $\sum F_{ix}=0$ ;	8854,5 Radialkraft im Lager 2
	$F_a (L_x)$ in N	$\sum F_{iy}=0$ ;	

### 3.2.4 Darstellung des Vergleichsmomentenverlaufes



Kritischer Wellenquerschnitt bei einem Vergleichsmoment von 531051,046 Nmm;  
 Vergleichsmoment berechnet nach Gleichung 11.7 (R/M)

### 3.3 Auslegung der Welle – Nabe – Verbindung

Die Welle-Nabe-Verbindung als Zahnwellenverbindung ist geeignet, da diese aufgrund der vielen „Zähne“ für wechselnde und stoßartige Drehmomente vorgesehen ist (Bild 12-1; R/M). Die Zahnräder werden jeweils mit einer Nutmutter in axialer Richtung fixiert.

Zahnwellen-Verbindung nach DIN 5480:

Ritzel: DIN 5480 35 x 2 x 16

Großrad: DIN 5480 45 x 2 x 21

Wert	Bemerkung	Großrad-s.	Ritzel-s.
Übertragendes Moment T in Nm	$K_A * T_{nenn}$	481,26	481,26
Bezugsdurchmesser $d_b$ in mm	TB 12-4b	40	35
Zähnezahl z	TB 12-4b	18	16
Modul m	TB 12-4b	2,0	2,0
Teilkreisdurchmesser $d=d_m$	TB 12-4b	36	32
Nabenlänge L in mm		25	41
Tragende Keilhöhe $h'$	Bem. Kapitel 12.2.2	1,64	1,64
Vorh. Mittlere Flächenpressung $p_m$ in $\frac{N}{mm^2}$	Gl 12.2	48,3	29,45
Streckgrenze $R_{eN}$ in $\frac{N}{mm^2}$	TB 1-1		695
Größeneinflussfaktor $K_t$		0,837	0,86
Min. Sicherheit $S_{Fmin}$	TB 12-1b		3
Zul. Flächenpressung $p_{zul}$ in $\frac{N}{mm^2}$	TB 12-1b	193,91	192,3

### 3.4 Auswahl und Begründung der Lagerung der Welle

Die Welle 2 wird als Fest – Los – Lagerung ausgeführt.

Hierbei wird das Festlager mit einer Wellenmutter auf der Welle zwischen einem Wellenabsatz und über eine Hülse zwischen Lager und z21 verschraubt, der Außenring wird im Getriebegehäuse über den Lagersitz fixiert.

- Durch Verwendung von Rillenkugellagern können die Winkelfehler durch Lagetoleranzen und betriebsbedingte Wellendurchbiegung ausgeglichen werden.
- Eine entstehende Längenänderung der Welle durch Erwärmung oder durch Fertigungstoleranzen kann durch das Los Lager aufgenommen werden.
- Da Rillenkugellager häufig verwendet werden, sind diese günstig im Einkauf.

**Festlager:** Doppelreihiges Schrägkugellager DIN 628: Aufnahme von Radial- und Axialkräften, vielseitig belastbar

**Los Lager:** Rillenkugellager: Aufnahme von Radialkräften

### 3.5 Berechnung der modifizierten Lebensdauer der Lager

Wert	Bemerkung	Lager 1	Lager2
Gewähltes Lager	SKF Katalog	<b>3207 A</b>	<b>6408</b>
Radialkraft $F_r$ in N		3032	8859,53
Radialfaktor X		1	1
Axialkraft $F_a$ in N		746,6	0
Axialfaktor Y		0,66	0
Drehzahl $n$ in $min^{-1}$		282,61	
Dynamische Lagerbelastung $P$ in kN	Gl. 14.6	3,525	8,86
Dyn. Äqui. Lagerbelastung $P_{eq}$ in kN	Bem. Kap. 14.3.2.3	4,76	11,961
Anzustreb. Nominel. Lebensdauer $L_{10h}$ in h		20.000	
Lebensdauerexponent $p$	Bem. Gl. 14.1	3	
Erford. Dyn. Tragzahl $C_{erf}$ in kN	Gl. 14.1	24,58	61,8
Dynamische Tragzahl $C$ in kN	SKF Katalog	40	63,7
Statische Tragzahl $C_0$ in kN	SKF Katalog	28	36,5
Nominelle Lebensdauer $L_{10}$	Gl. 14.5a	1461,18	371,64
Nominelle Lebensdauer $L_{10h}$	Gl. 14.5a	86171,54	21916,86
Ausfallwahrscheinlichkeit $a_1$	Bem. Gl. 14.11	1	
Innendurchmesser $d_i$ in mm	SKF Katalog	35	40
Außendurchmesser $d_a$ in mm	SKF Katalog	72	110
Mittl. Lagerdurchmesser $d_m$ in mm		53,5	75
Verunreinigungsbeiwert $e_c$	TB 14-11 Typ. Verunreinig.	0,3	
Betriebstemperatur $T_B$ in °C	Gewählt nach Öl-Temp.	80	
Viskosität bei 40 °C in $\frac{mm^2}{s}$	R/M Kap.- 20.3	130	
Betriebsviskosität $v$ in $\frac{mm^2}{s}$	TB14-10a	25	
Bezugsviskosität $v_1$ in $\frac{mm^2}{s}$	TB 14-10b	65	55
Viskositätsverhältnis $\kappa$	TB 14-10	0,54	0,63
Ermüdungsgrenzbelastung $C_u$ in kN	SKF Katalog	1,18	1,53
Faktor für $a_{iso}$	$\frac{e_c * C_u}{P}$	0,1	0,05
Betriebsbedingung $a_{iso}$	TB14-12a	0,5	0,95
Erweit. modi. Lebensdauer $L_{nmh}$ in h	Gl. 14.11	43.086	20.821

### 3.6 Berechnung der Massenträgheitsmomente

Wert	Bemerkung		Ergebnis
Massenträgheitsmoment der Welle J in $\text{kg}^*\text{mm}^2$	s. Hinweis Gl. 13.4		<u>349,1778637</u>
Teilkörper	Durchmesser (mm)	Länge (mm)	Einzelträgheitsmoment in $\text{kg}^*\text{mm}^2$
1	35	59	67,79828154
2	39,6	30	56,49324161
3	60	15	58,21681105
4	40	27	52,92955303
5	40	20	39,20707632
6	34,6	60	65,84914534
7	30	14	8,683754794
<b>Massenträgheitsmoment des Ritzels J in <math>\text{kg}^*\text{mm}^2</math></b>			2047,519161
Außendurchmesser D <sub>21</sub>	93,512 mm		
Innendurchmesser d <sub>1</sub>	31 mm		
Breite b <sub>1</sub> (auf der Welle)	60 mm		
<b>Massenträgheitsmoment des Großrades J in <math>\text{kg}^*\text{mm}^2</math></b>			6454,853458
Außendurchmesser D <sub>12</sub>	241,325 mm		
Innendurchmesser d <sub>1</sub>	36 mm		
Breite b <sub>1</sub> (auf der Welle)	25 mm		

### 3.7 Fertigungszeichnungen

#### 3.7.1 Zeichnung der Welle 2

#### 3.7.2 Zeichnung des Ritzels 2

#### 3.7.3 Zeichnung des Großrades 2

---

## 4 Begründung und Fazit

### 4.1 Konstruktionsbegründung

### 4.2 Fazit

---

## 5 Literaturverzeichnis

**Im aktuellen Dokument sind keine Quellen vorhanden.**

---

## A. Anhang

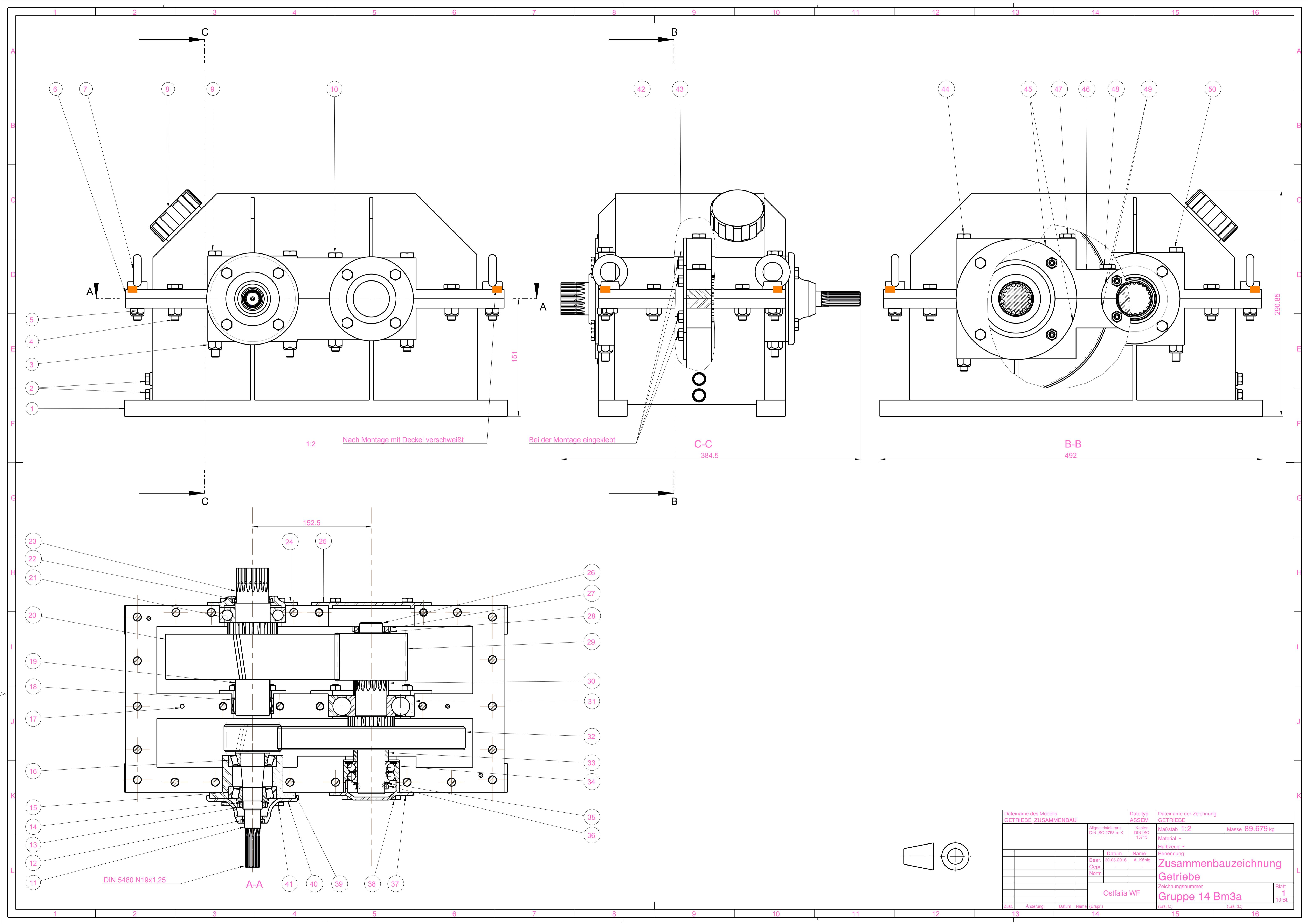
### A.A Protokoll

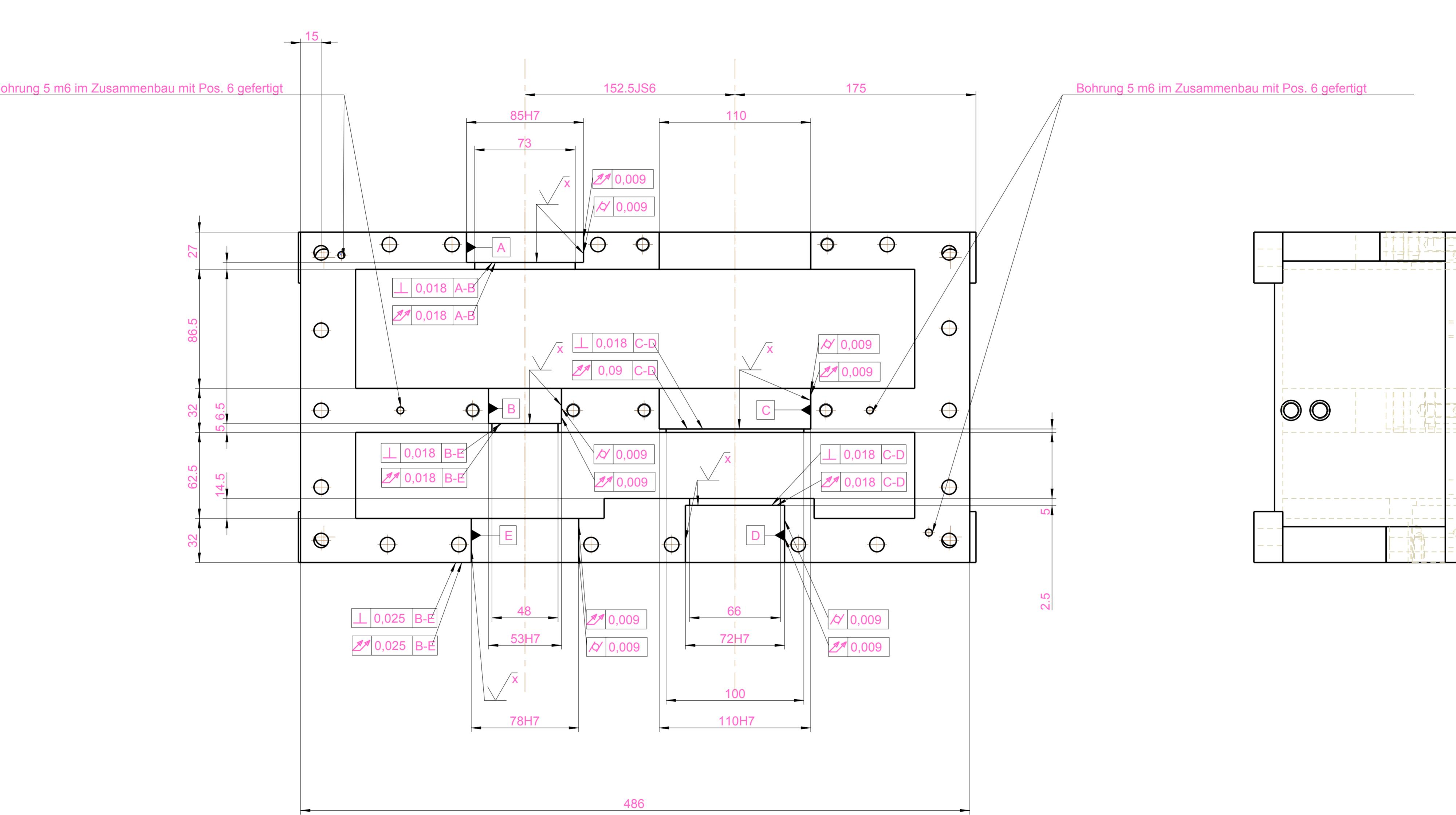
## Protokoll

Termin	Teilnehmer	Bearbeitung
7.4.2016	Alex fehlt unentschuldigt	Berechnen der Drehzahlen an den einzelnen Wellen; Anforderungsliste
13.04.2016	Alle Gruppenmitglieder anwesend	Geometrieberechnung und Festigkeitsnachweis der Zahnräder
15.04.2016	Alex fehlt unentschuldigt	Besprechen von Sicherheits- und Warnhinweisen
22.04.2016	Alex wieder nicht anwesend	
29.04.2016	Ab jetzt nur noch zu zweit	Ich übernehme die Ausarbeitung
01.05.2016	Alle anwesend	Berechnen der Wellendurchmesser, Lagerkräfte Bis zum nächsten Mal Auslegen der Lager
09.05.2016	Alex wieder nicht anwesend	Auswahl des Öls verschiebt sich
11.05.2016	Alle anwesend	Absprache über das verwendete Öl Berechnen der modifizierten Lebensdauer der Lager Bis zum nächsten Mal: Berechnen der Massenträgheitsmomente Ich übernehme die gesamten Berechnungen für die Gruppenwelle
16.05.2016	Alex verspätet sich um eine Stunde	Ich konstruiere Welle 2 und die Gruppenwelle im CAD
18.05.2016	Alex wieder verspätet	Alex ändert ohne Absprache seine Zahnrädbreiten und hat die Massenträgheitsmomente noch nicht berechnet Auslegung der Kupplung verschiebt sich Bis zum nächsten Mal: Massenträgheitsmomente berechnet, Welle und Gehäuse konstruiert
20.05.2016	Alex fehlt wieder unentschuldigt	Ich habe seine Massenträgheitsmomente erhalten und lege die Kupplung aus; nach anderthalb Stunden Wartezeit fahre ich nach Hause

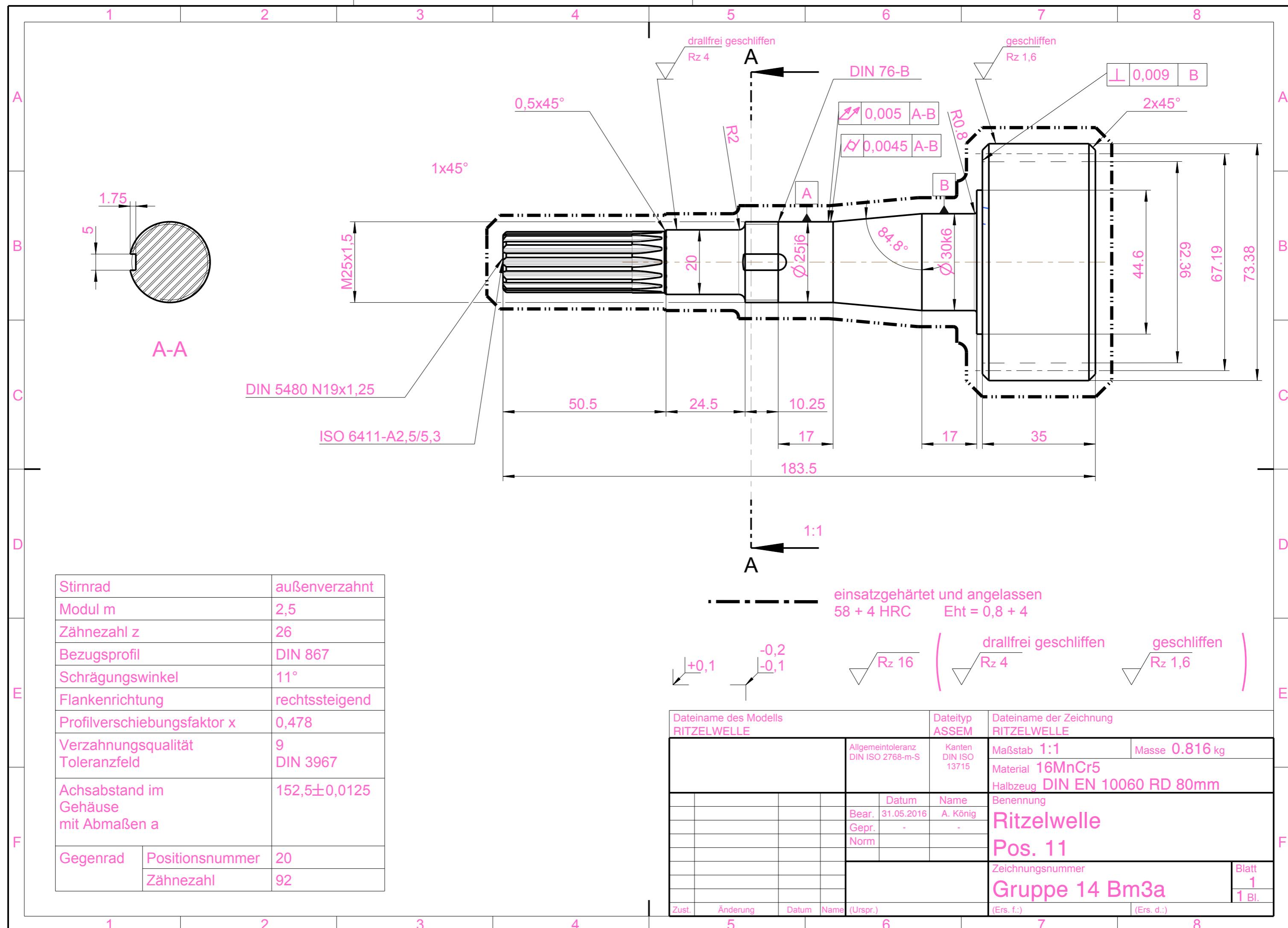
1	2	3	4		5	6	
Pos.	Meng	Einh	Benennung		Sachnummer/Norm -	Bemerkung	
1	1	Stck	Gehäuseunterteil			S235J2G3	
2	2	Stck	Verschlußschraube mit Bund, Außensechskant, schwer, zylindrisches FEIN-Gewinde		DIN 910 M12x1,5	Stahl 5.8 verzinkt	
3	18	Stck	Sechskantmutter, Polyamidklemmteil, niedrige Form		DIN 985 M10x1,5x10	8.8 verzinkt	
4	10	Stck	Sechskantschraube mit Schaft		DIN 931 M10x1,5x40	8.8 verzinkt	
5	4	Stck	Sechskantschraube, Gewinde bis Kopf		DIN 933 M10x1,5x35	8.8 verzinkt	
6	1	Stck	Gehäuseoberteil			S235J2G3	
7	4	Stck	Ringmutter		DIN 582 M10x1,5	8.8 verzinkt	
8	1	Stck	Einfülldeckel		Ganter GN 548.2-G2	M60x2 Kunststoff	
9	2	Stck	Sechskantschraube mit Schaft		DIN 931 M10x1,5x130	8.8 verzinkt	
10	2	Stck	Sechskantschraube mit Schaft		DIN 931 M10x1,5x120	8.8 verzinkt	
11	1	Stck	Ritzelwelle			16MnCr5 Einsatzgehärtet	
12	1	Stck	Radialer Wellendichtring		DIN 3760 Form AS 20x30x5	Gummimantel	
13	1	Stck	Nutmutter		INA/FAG KM05	Stahl	
14	1	Stck	Sicherungsblech		INA/FAG MB05	Stahl	
15	1	Stck	Kegelrollenlager		SKF 30305 J2/Q		
16	1	Stck	Kegelrollenlager		SKF 30206 J2/Q		
17	4	Stck	Zylinderstift, Toleranzfeld m6		DIN 7 5x10	Stahl	
18	1	Stck	Nadellager leichte Baureihe		SKF NK4320		
19	1	Stck	Distanzhülse			S235JR	
20	1	Stck	Großrad 1			16MnCr5 nitrocarburiert	
21	1	Stck	Rillenkugellager				
22	1	Stck	Radialer Wellendichtring		DIN 3760 Form AS 42x55x8	Gummimantel	
23	1	Stck	Abtriebswelle			16MnCr5 Einsatzgehärtet	
24	1	Stck	Lagerdeckel 3			S235JR	
25	1	Stck	Deckel			S235JR	
26	1	Stck	Welle			16MnCr5 Einsatzgehärtet	
27	1	Stck	Nutmutter		INA/FAG KM06	Stahl	
			Datum	Name	Getriebe Zusammenbau		
			Bear	30.5.16			
			Gep				
			Nor				
Zus	Änderung	Datu	Na	(Urspr.)	(Ers. f.:)	(Ers. d.:)	Blatt 1 Bl.

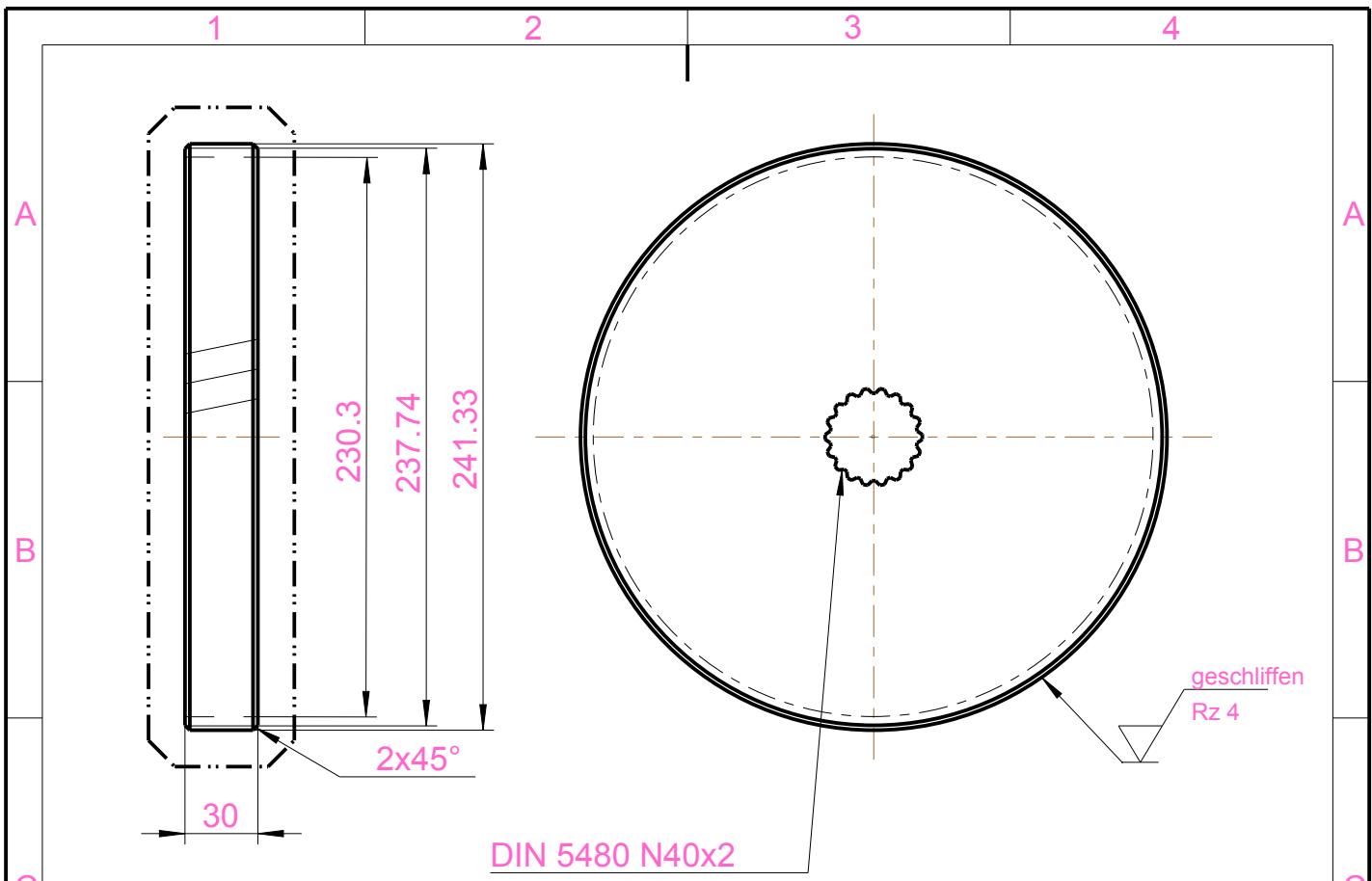






Dateiname des Modells GEHAEUSE UNTERTEIL			Dateityp PART	Dateiname der Zeichnung GETRIEBEGEHAEUSE UNTERTEIL	
	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-K	Kanten DIN ISO 13715		Maßstab 1:2	Masse 25.932 kg
				Material S235J2G3	
				Halbzeug -	
				Benennung	
				<b>Fertigungszeichnung Lagerstellen</b>	
				Zeichnungsnr. Gruppe 14 Bm3a	Blatt 3 10 Bl.
				Ostfalia WF	
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)	(Ers. f.)





1:3

nitrocarburiert  
 >800 HV3  
 NHD HV0,3 = 0,1 <sup>+0,05</sup><sub>0</sub>

Großrad	außenverzahnt
Modul m	2,5
Zähnezahl z	92
Bezugsprofil	DIN 867
Schrägungswinkel	11
Flankenrichtung	linkssteigend
Profilverschiebungsfaktor x	0,449
Verzahnungsqualität Toleranzfeld	9 DIN 3967
Achsabstand im Gehäuse mit Abmaßen a	152,5±12,5
Gegenrad	Positionsnummer
	11
	Zähnezahl z
	26

Dateiname des Modells GROSSRAD_1				Dateityp PART	Dateiname der Zeichnung GROSSRAD_1	
		Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-S		Kanten DIN ISO 13715	Maßstab 1:3 Masse 10.479 kg	
		Material 16MnCr5 Halbzeug DIN EN 10060 Rd 250				
		Benennung Großrad 1 Pos. 20				
		Zeichnungsnummer Gruppe 14 Bm3a			Blatt 1 1 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Name (Urspr.)	(Ers. f.:)	(Ers. d.:)	