

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 . Fehler! Textmarke nicht definiert.	
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 Zahnfußtragfähigkeit	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 Zahnfußtragfähigkeit	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
3.2.4	Darstellung des Vergleichsmomentenverlaufes	40
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.

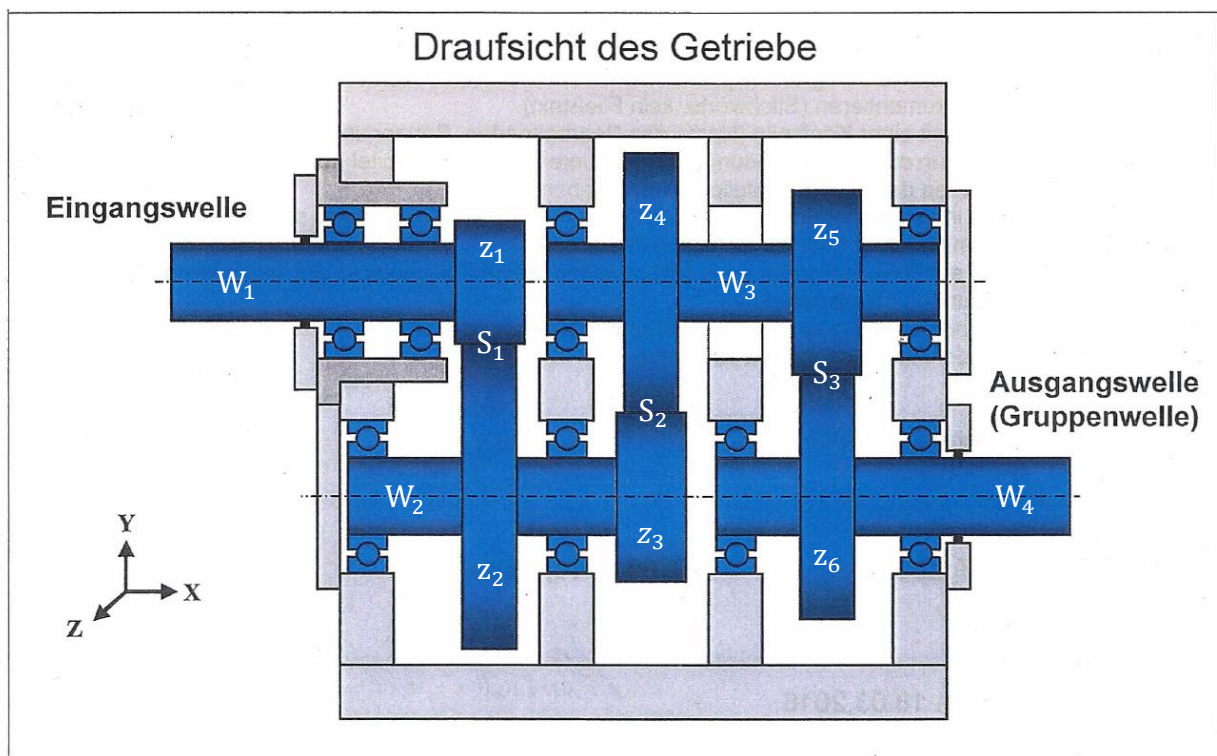


Abbildung 1.1: Draufsicht des Getriebes mit Bauteilbezeichnung

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
1. Funktion				
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		
2. Konstruktion und Geometrie				
Aufbau nach Getriebeskizze		X		
hohe Laufruhe				X
hohe Tragfähigkeit				X
langfristige Belastbarkeit				X
Stirnräder mit pos. Profilverschiebung			X	
Anbau des E-Motors berücksichtigen		X		
3. Sicherheit				
geringes Verletzungsrisiko			X	
Standicherheit		X		
geringes Eigengewicht			X	
4. Kosten				
kostengünstige Fertigung			X	
geringe Anzahl an Bauteilen			X	
Verwendung von Normteilen			X	
geringe Werkstoffkosten				X
5. Herstellung				
einfache Bauteilherstellung			X	
leichte Bauteilmontage				X
Betriebsanleitung		X		
6. Gebrauch und Ergonomie				
Lebensdauer der Lagerstellen	$t = 20000 \text{ h}$	X		
Ölstandkontrolle		X		
Korrosionsbeständigkeit				X
Funktion auch bei Verschmutzung			X	
7. Instandhaltung				
möglichst wartungsfrei			X	
Möglichkeit zum Ölwechsel		X		
gute Bauteilaustauschbarkeit				X
leichte Bauteildemontage zur Wartung				X
geringer Verschleiß			X	
8. Liquidation				
umweltschonende Herstellung			X	
Möglichkeit zum Recycling		X		
Verwendung umweltfreundlicher Werkstoffe				X

Anforderungen	Werte, Daten	Fest	Wunsch	Ziel
9. Ausführung				
Verwendung von Wälzlager		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®/ N-EUPEX®)		X		
Getriebe für Tauchschmierung		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 η_{Lges}	4	0,99		0,9606
Schmierung η_{Dges}	2	0,98		0,9604
Verzahnung η_{Zges}	3	0,97		0,9127
Gesamt η_{ges}			Gl. (20.5)	$\eta_{ges}=0,84199 \triangleq 84,2\%$

1.5.2 Wahl des Drehstrom-Asynchronmotors

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

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

- **DIN EN 50347-IM B3-15-1000 Baugröße 180L P = 15kW bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$**

- für $n_{E-Motor} = 1000 \text{ min}^{-1}$ der nächst kleinere Motor mit $P_{nenn} = 11kW$ unzureichend
- um das Getriebe weiter optimal auf die Aufgabenstellung zu berechnen wird mit $P_{ab} = 5kW$
und $P_{min} = 11,9kW$ 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		$i_3 \cdot 1,4$		$i_2 = 2,52$
i_1		$i_2 \cdot 1,4$		$i_1 = 3,53$
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 η geschwächt		$109,18\text{Nm}$
Moment an Welle 2	$i_1= 3,54$; Anteil η wird berücksichtigt		$356,49\text{Nm}$
Moment an Welle 3	$i_2= 2,54$; Anteil η wird berücksichtigt		$794,01\text{Nm}$
Moment an Welle 4	$i_3= 1,8$; Anteil η wird berücksichtigt		$1203,4\text{Nm}$

Berechnung der Wellendurchmesser

Wert	Annahme/Bemerkung	Weg	Ergebnis	Wahl
d_{w1}	aus TB 1-1 für 16MnCr5 $\sigma_{bD} = \sigma_{bW} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Bild 11-21 Gl. (11.14)	21,57mm	
d'_{w2}			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. Übersetzung ins Langsame	$n_1 = 1000\text{min}^{-1}$
Welle 2		$n_2 = 282,61\text{min}^{-1}$
Welle 3		$n_3 = 111,44\text{min}^{-1}$
Welle 4		$n_4 = 61,91\text{min}^{-1}$

1.7 Schmierung und Betrieb

1.7.1 Umfangsgeschwindigkeiten

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

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
Gewählte Eintauchtiefe t in mm		7,5 mm

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 Zähnezaholverhältnis 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

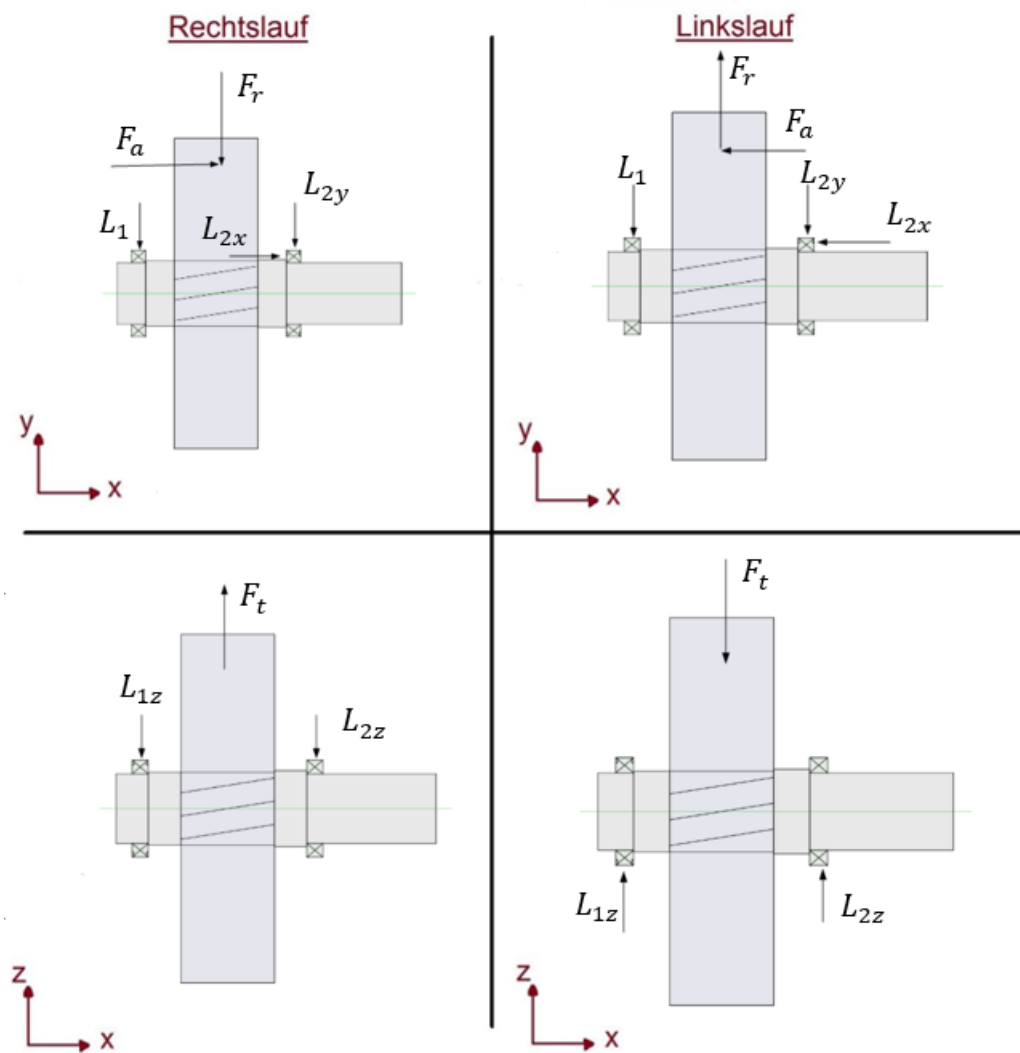
Die Ermittlung der Richtdurchmesser erfolgt anhand der Gleichungen 11.13-11.15 im R/M Bild 11-21. Der Richtdurchmesser der Gruppenwelle wird nach allen unterschiedlichen Belastungszuständen berechnet.

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 τ_{tWN} in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	300		
Biegewechselspannung σ_{bWN} in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	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: ΣF _{ix} =0; ΣF _{iy} =0; ΣM _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
	Ergebnis			
	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: ΣF _{ix} =0; ΣF _{iy} =0; ΣM _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
	Ergebnis			
	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 NK43/20	Rillenkugellager 6209	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 ν in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	50	50	TB 14-10a
Bezugsviskosität ν_1 in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	120	110	TB 14-10b
Viskositätsverhältnis κ	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 $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	s. Hinweis Gl. 13.4		<u>1288,800772</u>
Teilkörper	Durchmesser (mm)	Länge (mm)	Einzelträgheitsmoment in $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
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
Massenträgheitsmoment des Großrades J in $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$			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 mm^2kg
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 $2\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 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, Hadelex- 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 Kipppendmoment 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 Kipppendmoment 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 m ² kg
Auf Getriebeeingang reduziertes Massenträgheitsmoment $J_{\text{red Getriebe}}$	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 $T_{Ki} / T_{N \text{ Mot}}$	TB 16-21	3,0
Nenndrehmoment Motor T_N <small>Mot</small>	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
Anlauffaktor S_z	TB13-8a; ≤ 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:

- $d_{1\min}$ Kupplung = 19mm
 - $d_{1\max}$ Kupplung = 55mm
 - $d_{\text{Welle E-Motor}}$ = 42mm
 - d_{\min} Welle1 = 21mm
- | | | | | |
|----------------------|---|----------------------------|---|----------------------|
| $d_{1\min}$ Kupplung | < | $d_{\text{Welle E-Motor}}$ | < | $d_{1\max}$ Kupplung |
| $d_{1\min}$ Kupplung | < | d_{\min} Welle1 | < | $d_{1\max}$ Kupplung |

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		
Synchrondrehzahl	1000 1/min		
Drehrichtung	Links/Rechts		
Betriebsdaten			
Lebensdauer	90 % Erlebenswahrscheinlichkeit	20.000 Betriebsstunden	
Schmierstoff	DIN 51509 VG 330		
Einsatztemperaturbereich	20-80°C		
Einsatzbereich	trocken		
Schmierungsart	Öl-Tauschschmierung		
Ölwechselfrist	1980 Betriebsstunden (jährlich)		
Ölmenge	2,51 Liter		
Kühlung	Gehäusekühlrippen		
Kupplung			
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 β	$\beta \approx 8 \dots 20^\circ$ für Einfach-und Doppelschrägverzahnung		11° gewählt
Normaleingriffswinkel α_n			20° gewählt
Zahnfußflankendauerfestigkeit $\sigma_{F \text{ lim}}$ in N/mm ²	Werkstoff: 30CrNiMo8 +nitrokarburiert	TB 20-1	320
Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{H \text{ lim}}$ in N/mm ²	Werkstoff: 30CrNiMo8 +vergütet	TB 20-1	740
Durchmesser-Breitenverhältnis Ψ_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
Strinmodul 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}	$\alpha=20^\circ$ $\alpha_t=20,3439^\circ$ $\alpha_w=22,1978^\circ$ $\alpha_{wt}=22,4728^\circ$ ($\text{inv}\alpha_{wt}=0,0214$)	Gl. (21.55) Gl. (21.22a) 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 $\text{inv}\alpha_{wt}=0,0214$; $\text{inv}\alpha_t=0,0157$; $\alpha_n=20^\circ \rightarrow x=0,927 \rightarrow$ 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}	$m_t=2,547\text{mm}$; α_n, x_2 s.o	Gl. (21.51)	4,89mm
Zahndicke (Normalschnitt) s_{n1}	m_n ; x_1 ; α_n s.o.	Gl. (21.52)	5,61mm
Zahnkopfdicke s_{at1}	$s_{at} \geq s_{atmin}$; $s_{atmin}=0,4 \cdot m_t$ bei gehärteten Zähnen ($s_{atmin}=1,0187$) $\text{inv}\alpha_{at}=0,0308$	Aus der Vorlesung Maschinenelemente 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}	$m_t=2,547\text{mm}$; α_n, x_2 s.o	Gl. (21.51)	4,83mm
Zahndicke (Normalschnitt) s_{n2}	m_n ; x_2 ; α_n s.o.	Gl. (21.52)	4,74mm

Zahnkopfdicke s_{at2}	$s_{at} \geq s_{atmin}$; $s_{atmin} = 0,2 \cdot m_t$ bei ungehärteten Zähnen ($s_{atmin}=0,5094$) $inv\alpha_{at}=0,0308$	Aus der Vorlesung Maschinen elemente 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)	150,2607mm
Achsabstand a (V-Getriebe)	a_d ; α_t ; α_w s.oben	Gl. (21.54)	152,5mm
Kopfspiel c_p		$c=m_n \cdot c'$; $c'=0,25$	0,625mm
Sprungüberdeckung ε_β	b ; β ; m_n s. oben $\varepsilon_\beta \approx 1 \dots 1,2$ für günstige Laufruhe	Gl. (21.44)	0,607
Profilüberdeckung ε_α	d_{a1} ; d_{a2} d_{b1} ; d_{b2} ; ; α_t ; α_{wt} ; a	Gl. (21.45)	1,495
Gesamtüberdeckung ε_γ	$\varepsilon_\gamma \geq 2$ 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 $K_{H\alpha}$		Gl. (21.80)	1,47&1,43
Stirnfaktor $K_{F\alpha}$	$\epsilon_\gamma > 2$	TB21-19	1,47&1,43
Gesamteinflussfaktor K_{Fges}	$\epsilon_\gamma > 2$	Gl. (21.81)	3,140&3,062
Gesamteinflussfaktor K_{Hges}	$\epsilon_\gamma > 2$	Gl. (21.81)	1,848&1,825

2.1.4 Nachweis der Zahnfußtragfähigkeit

Werkstoff: 30CrNiMo +nitrokarburiert mit $\sigma_{Flim} = 320 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{H lim} = 800 \text{ N/mm}^2$ (E-Assistent) 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_ϵ	Bem. Kap. 21.5.4.1	0,733	
Schrägenfaktor Y_β	TB 21-20c	0,944	
Örtliche Zahnfußspannung σ_{F0} in N/mm^2	Gl. (21.82)	130,63	160,74
Zahnfußspannung $\sigma_{F1,2}$ in 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 $Y_{\delta \text{ rel T}}$	TB 21-21b	1,02	1,07
Rel. Oberflächenfaktor $Y_{R \text{ rel T}}$	TB 21-21c	1,024&1,074	
Größenfaktor Y_x	Bem. Kap. 21.5.4.2	1	
Zahnfußgrenzfestigkeit σ_{FG} in N/mm^2	Gl. (21.84)	655,6	644,6
Sicherheit gegen Zahnbruch $S_{F1,2}$	Gl. (21.85)	1,60	1,31
Sicherheit zulässig?	$S_{Fmin} = 1,3$	Ja	Ja

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

2.1.5 Nachweis der Grübchentragfähigkeit

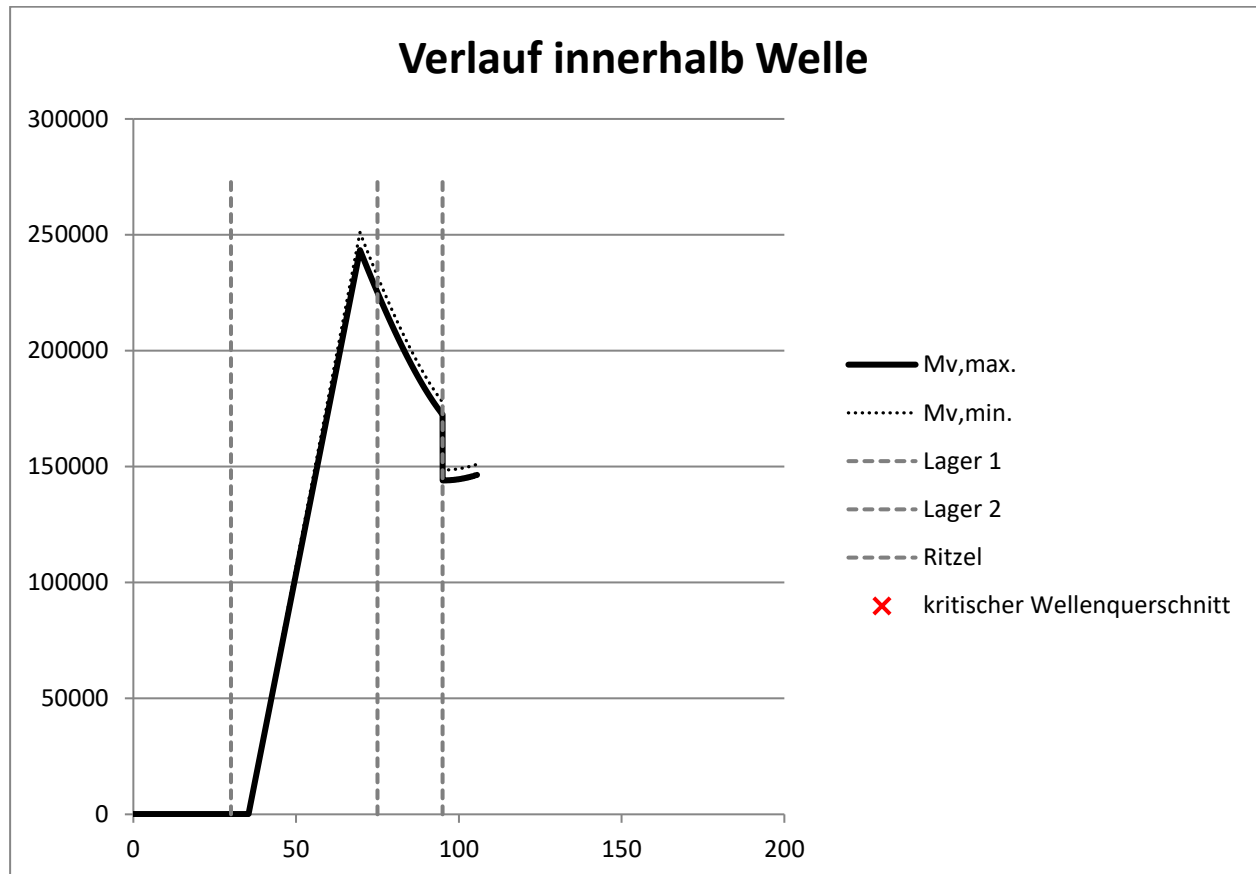
Wert	Weg	Ergebnis
Zonenfaktor Z_H	Bem. Kap. 21.5.5.1	2,33
Elastizitätsfaktor Z_E in $\sqrt{\text{N/mm}^2}$	TB 21-22b	191,0
Überdeckungsfaktor Z_ϵ	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,857
Schrägenfaktor Z_β	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,991
Flankenpressung im Wälzpunkt. σ_{H0} in N/mm^2	Gl. (21.88)	845,21
Flankenpressung am Wälzkreis σ_H in 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 σ_{HG} in N/mm^2	Gl. (21.90)	1437,54
Sicherheit der Flankentragfähigkeit S_H	Gl. (21.90a)	16,96&15,88
Sicherheit zulässig? $S_{Hmin} = 1,3$	Bem. Gl. 21.91	Ja

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	3281,96
	$F_a (L_x)$ in N		746,6	0
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		-2834,98	8229,22
	Ergebnis			
	F_a in N		746,6 Axialkraft im Lager 1	0
	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	-3269,29
	$F_a (L_x)$ in N		746,6	0
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		-2834,63	8228,87
	Ergebnis			
	F_a in N		746,6 Axialkraft im Lager 1	0
	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 12.2.2.2	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_{Fmin}	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. Nominel. Lebensdauer L_{10h} in h		20.000	
Lebensdauerexponent p	Bem. Gl. 14.1	3	
Erford. Dyn. Tragzahl C_{eff} 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 k	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
Massenträgheitsmoment der Welle J in kg*mm²	s. Hinweis Gl. 13.4		<u>368,9169425</u>
Teilkörper	Durchmesser (mm)	Länge (mm)	Einzelträgheitsmoment in kg*mm ²
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
Massenträgheitsmoment des Ritzels J in kg*mm²			674,4249151
Außendurchmesser D ₂₁	77,3 mm		
Innendurchmesser d ₁	38 mm		
Breite b ₁ (auf der Welle)	39 mm		
Massenträgheitsmoment des Großrades J in kg*mm²			4609,425604
Außendurchmesser D ₁₂	177,04 mm		
Innendurchmesser d ₁	40 mm		
Breite b ₁ (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 β	$\beta \approx 8 \dots 20^\circ$ für Einfach-und Doppelschrägverzahnung		9° gewählt
Normaleingriffswinkel α_n			20° gewählt
Zahnfußflankendauerfestigkeit $\sigma_{F \text{ lim}}$ in N/mm ²	Werkstoff: 16MnCr5	TB 20-1	310
Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{H \text{ lim}}$ in N/mm ²	Werkstoff: 16MnCr5	TB 20-1	1300
Durchmesser-Breitenverhältnis Ψ_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
Strinmodul 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 mmm
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 $\text{inv}\alpha_{wt}=0,0209$; $\text{inv}\alpha_t=0,0154$; $\alpha_n=20^\circ \rightarrow x=$ $0,7439 \rightarrow$ 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}	$m_t=3,037\text{mm}$; α_n ; x_2 s.o	Gl. (21.51)	5,68mm
Zahndicke (Normalschnitt) s_{n1}	m_n ; x_1 ; α_n s.o.	Gl. (21.52)	5,61mm
Zahnkopfdicke s_{at1}	$s_{at} \geq s_{atmin}$; $s_{atmin}=0,2 \cdot m_t$ bei ungehärteten Zähnen ($s_{atmin}=0,6074$) $\text{inv}\alpha_{at}=0,0628$	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)	215,6551m m
Grundkreisdurchmesser d_{b2}	$\alpha_t=20,23^\circ$	Gl.(21.39)	202,3518m m
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)	223,6537m mm
Fußkreisdurchmesser d_{f2}	$c=0,75$; $h_f=2,7507\text{mm}$	Gl. (21.25)	212,1523m m
Zahnradbreite b_2	Zahnradbreite des Ritzels: 60mm; b_2 wird kleiner gewählt um Einbauungenauigkeiten		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}	$m_t=3,037\text{mm}$; $\alpha_n; x_2$ s.o	Gl. (21.51)	5,57mm
Zahndicke (Normalschnitt) s_{n2}	m_n ; $x_2; \alpha_n$ s.o.	Gl. (21.52)	5,51mm
Zahnkopfdicke s_{at2}	$s_{at} \geq s_{atmin}$; $s_{atmin} = 0,4 \cdot m_t$ bei gehärteten Zähnen ($s_{atmin}=1,214$ $inv\alpha_{at}=0,0308$)	Aus der Vorlesung Maschinenelemente 2	1,5027mm
Übersetzungsverhältnis i_{ist}	$z_1; z_2$	Gl. (21.9)	2,536
Abweichung von i_{soll}	$i_{soll}=2,52$		0,62%
Nullachsabstand a_d	m_t ; $z_1; z_2$ s.oben	Gl. (21.42)	150,3315mm
Achsabstand a (V-Getriebe)	a_d ; α_t ; α_w s.oben	Gl. (21.54)	152,5mm
Kopfspiel c		$c=m_n \cdot c'$; $c'=0,25$	0,75mm
Sprungüberdeckung ε_β	b ; β ; m_n s. oben $\varepsilon_\beta \approx 1 \dots 1,2$ für günstige Laufruhe	Gl. (21.44)	1,008
Profilüberdeckung ε_α	d_{a1} ; d_{a2} d_{b1} ; d_{b2} ; ; α_t ; α_w ; a	Gl. (21.45)	1,579
Gesamtüberdeckung ε_γ	$\varepsilon_\gamma \geq 2 \text{ um}$ 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 TB 21-17 TB 21-18	1,52
Stirnfaktor $K_{H\alpha}$		Gl. (21.80)	1,099
Stirnfaktor $K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ $\epsilon_\gamma > 2$	TB21-19	1,099
Gesamteinflussfaktor K_{Fges}	$\epsilon_\gamma > 2$	Gl. (21.81)	2,29
Gesamteinflussfaktor K_{Hges}	$\epsilon_\gamma > 2$	Gl. (21.81)	1,55

3.1.4 Nachweis der Zahnfußtragfähigkeit

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_ϵ	Bem. Kap. 21.5.4.1	0,728	
Schrägenfaktor Y_β	TB 21-20c	0,924	
Örtliche Zahnfußspannung σ_{F0} in N/mm^2	Gl. (21.82)	136,91	151,89
Zahnfußspannung $\sigma_{F1,2}$ in 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 $Y_{\delta \text{ rel T}}$	TB 21-21b	1,02	1,04
Rel. Oberflächenfaktor $Y_{R \text{ rel T}}$	TB 21-21c	1	
Größenfaktor Y_x	Bem. Kap. 21.5.4.2	1	
Zahnfußgrenzfestigkeit σ_{FG} in N/mm^2	Gl. (21.84)	632,4	644,8
Sicherheit gegen Zahnbruch $S_{F1,2}$	Gl. (21.85)	3,04	2,79
Sicherheit zulässig?	$S_{Fmin} = 1,5$	Ja	Ja

- Die zulässige Sicherheit von $S_{Fmin} = 1,5$ wird auch mit den unteren Grenzwerten für $\sigma_{Flim} = 310 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ N/mm}^2$ 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_ϵ	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,796
Schrägenfaktor Z_β	Bem. Kap. 21.5.5.1	0,994
Flankenpressung im Wälzpunkt. σ_{H0} in N/mm^2	Gl. (21.88)	550,12
Flankenpressung am Wälzkreis σ_H in 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 σ_{HG} in N/mm^2	Gl. (21.90)	1210,56
Sicherheit der Flankentragfähigkeit S_H	Gl. (21.90a)	1,4
Sicherheit zulässig? $S_{Hmin} = 1,3$	Bem. Gl. 21.91	Ja

3.2 Auslegung der zweiten Welle

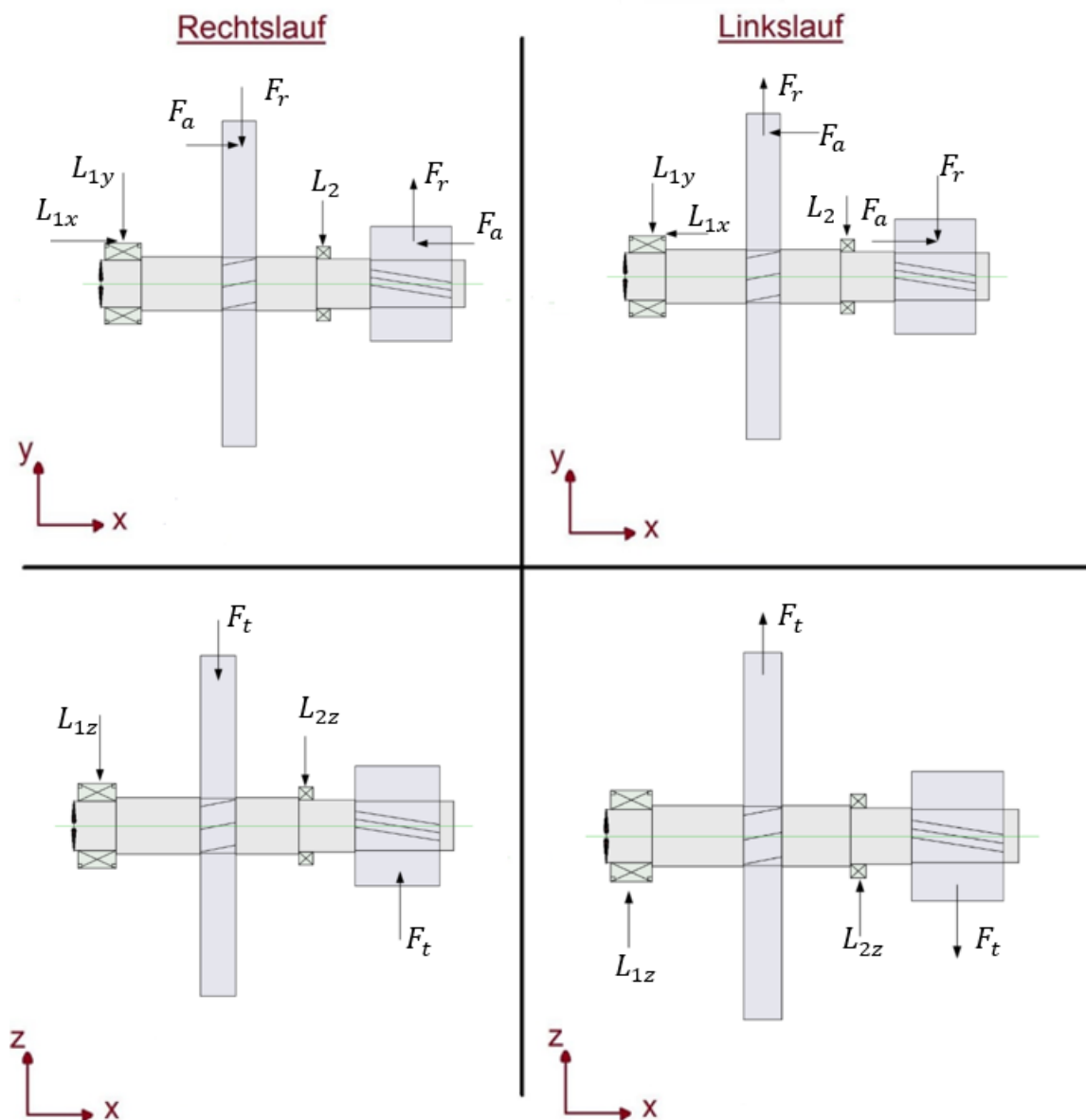
3.2.1 Berechnung der Richtdurchmesser aller Belastungszustände

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 τ_{tWN} in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	300		
Biegewechselspannung σ_{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

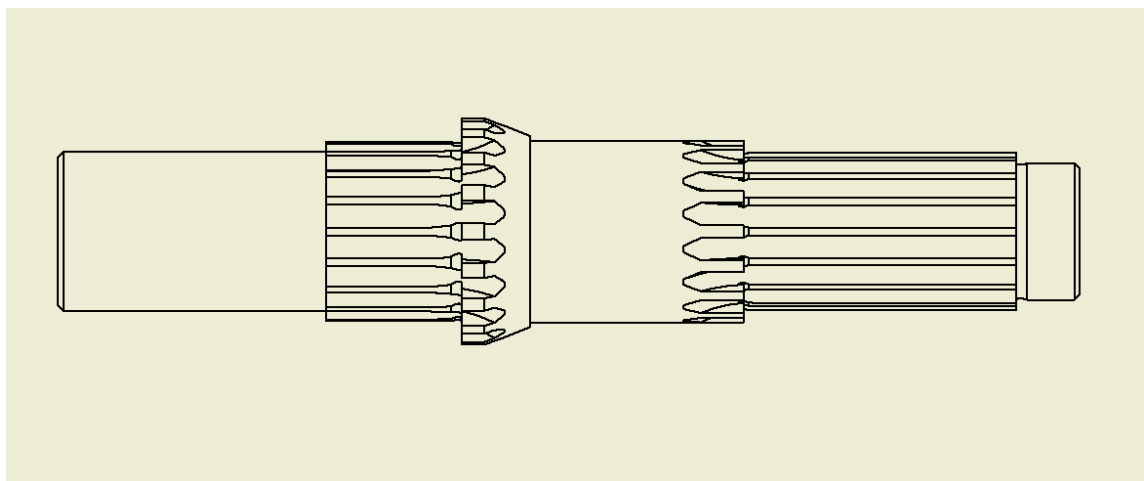
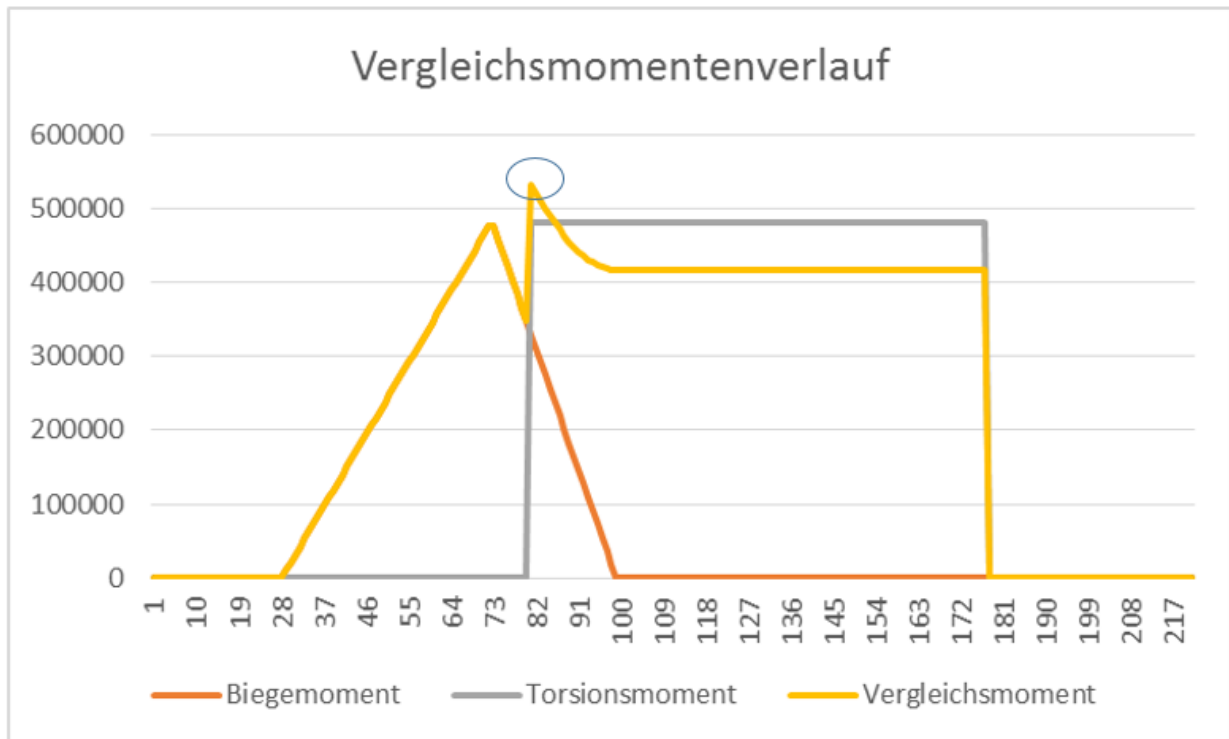
Abstand der Lager $b = 161,5\text{mm}$; Abstand Lager 1- Großrad $a = 65\text{mm}$; Abstand Lager 2- Ritzel $c = 41,5\text{mm}$

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: $\sum F_{ix}=0;$ $\sum F_{iy}=0;$ $\sum M_i=0;$	-1067,27	3281,96
	$F_a (L_x)$ in N		746,6	0
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		-2834,98	8229,22
	Ergebnis			
	F_a in N		746,6 Axialkraft im Lager 1	0
	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	-3269,29
	$F_a (L_x)$ in N		746,6	0
	$F_{tx-z} (L_z)$ in N		-2834,63	8228,87
	Ergebnis			
	F_a in N		746,6 Axialkraft im Lager 1	0
	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

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 12.2.2.2	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_{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	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	4,76	11,961
Anzustreb. Nominel. Lebensdauer L_{10h} in h		20.000	
Lebensdauerexponent p	Bem. Gl. 14.1	3	
Erford. Dyn. Tragzahl C_{eff} 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 $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	R/M Kap.- 20.3	130	
Betriebsviskosität v in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	TB14-10a	25	
Bezugsviskosität v_1 in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	TB 14-10b	65	55
Viskositätsverhältnis k	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 $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$	s. Hinweis Gl. 13.4		<u>349,1778637</u>
Teilkörper	Durchmesser (mm)	Länge (mm)	Einzelträgheitsmoment in $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$
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
Massenträgheitsmoment des Ritzels J in $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$			2047,519161
Außendurchmesser D_{21}	93,512 mm		
Innendurchmesser d_1	31 mm		
Breite b_1 (auf der Welle)	60 mm		
Massenträgheitsmoment des Großrades J in $\text{kg}\cdot\text{mm}^2$			6454,853458
Außendurchmesser D_{12}	241,325 mm		
Innendurchmesser d_1	36 mm		
Breite b_1 (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

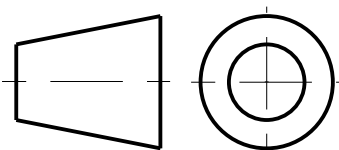
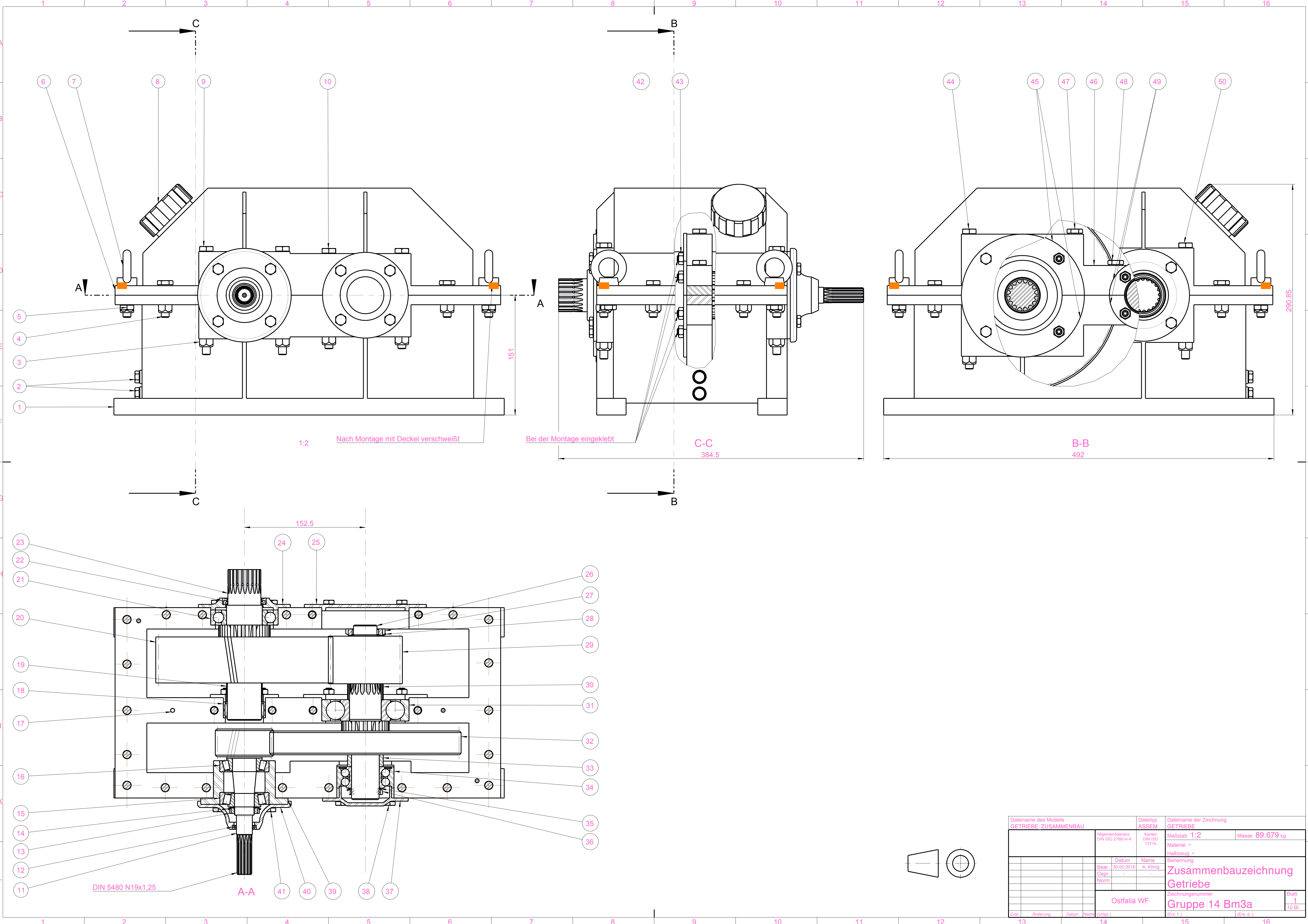
A.A Protokoll

Protokoll

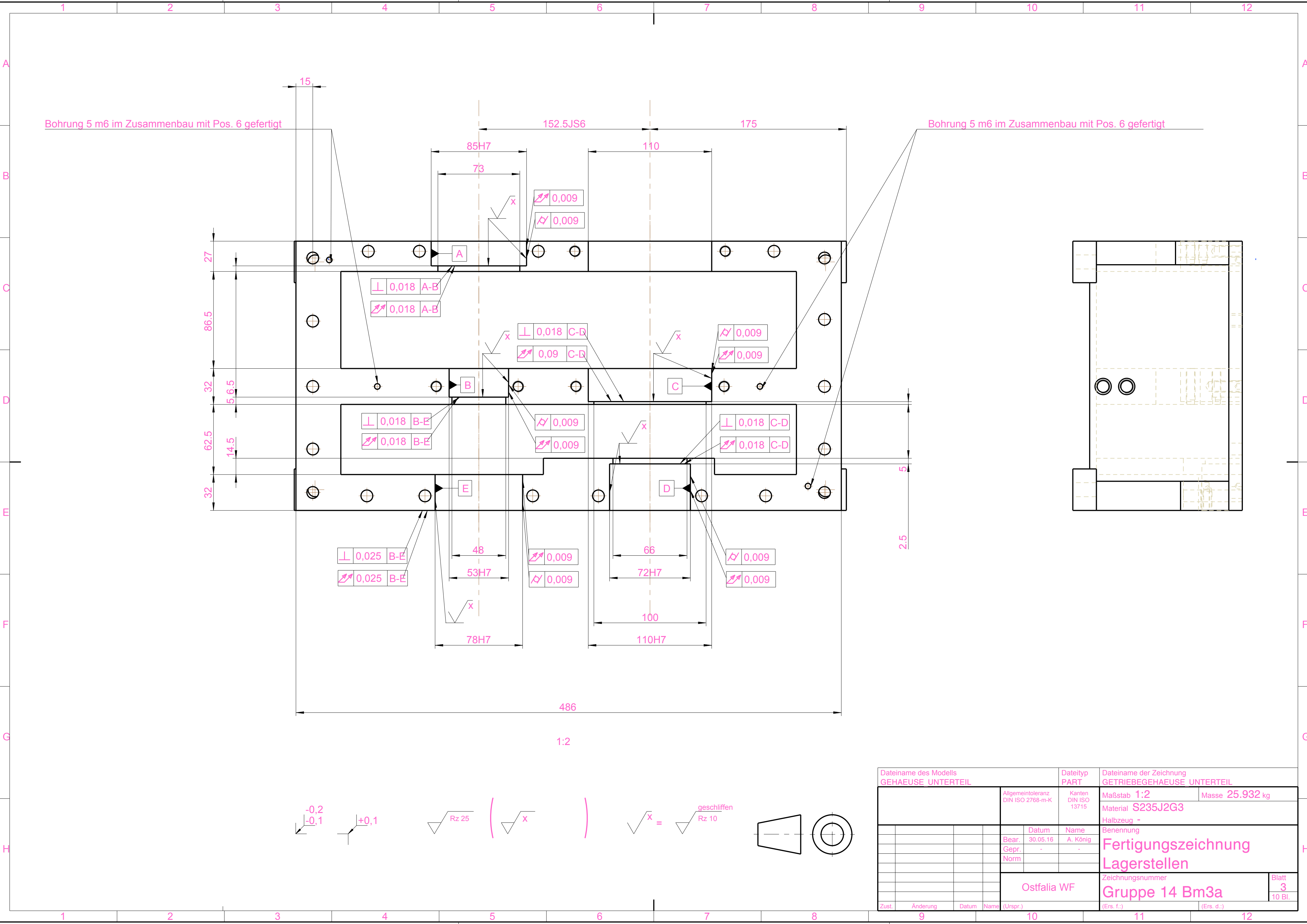
Termin	Teilnehmer	Bearbeitung
7.4.2016	Alex fehlt unentschuldigt	Berechnen der Drehzahlen an den einzelnen Wellen; Anforderungsliste
13.04.2016	Alle Gruppenmitglieder anwesend	Geometrieberechnung und Festigkeitsnachweis der Zahnräder
15.04.2016	Alex fehlt unentschuldigt	Besprechen von Sicherheits- und 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 Zahnradbreiten 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 Stck	Kegelrollenlager				SKF 30206 J2/Q				
17	4	Stck 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 l						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 A. König				
						Gep					
						Nor					
										Gruppe 14 Bm3a	Blatt
											1
											Bl.
Zus	Änderung		Datu	Na	(Urspr.)			(Ers. f.:)	(Ers. d.:)		

1	2	3	4			5	6	
Pos.	Meng	Einh	Benennung			Sachnummer/Norm -	Bemerkung	
28	1	Stck	Sicherungsblech			INA/FAG MB06	Stahl	
29	1	Stck	Ritzel 2				16MnCr5 einsatzgehärtet	
30	1	Stck	Distanzhülse				Stahl	
31	1	Stck	Rillenkugellager			SKF 6408		
32	1	Stck	Großrad 1				16MnCr5 einsatzgehärtet	
33	1	Stck	Distanzhülse				S235JR	
34	1	Stck	Schräggugellager 2-reihig			SKF 3207A		
35	1	Stck	Sicherungsblech			INA/FAG MB07	Stahl	
36	1	Stck	Nutmutter			INA/FAG KM07	Stahl	
37	1	Stck	Lagerdeckel 2				S235JR	
38	1	Stck	Sechskantschraube, Gewinde bis Kopf			DIN 933 M8x1,25x20	8.8 verzinkt	
39	1	Stck	Lagerbuchse				S235JR	
40	1	Stck	Lagerdeckel 1				S235JR	
41	4	Stck	Sechskantschraube, Gewinde bis Kopf			DIN 933 M8x1,25x30	8.8 verzinkt	
42	8	Stck	Gewindestift mit Kegelkuppe, mit Innensechskant			DIN 913 M8x1,25x40 45H	8.8 verzinkt	
43	8	Stck	Sechskantmutter			DIN 934 M8x1,25x6,5	8.8 verzinkt	
44	2	Stck	Sechskantschraube mit Schaft			DIN 931 M10x1,5x170	8.8 verzinkt	
45	2	Stck	Halbdeckel				S235JR	
46	1	Stck	Lagersteg				S235JR	
47	2	Stck	Sechskantschraube mit Schaft			DIN 931 M10x1,5x100	8.8 verzinkt	
48	2	Stck	Sechskantschraube mit Schaft			DIN 931 M10x1,5x60	8.8 verzinkt	
49	2	Stck	Halbdeckel				S235JR	
50	1	Stck						
					Datum	Name	Getriebe Zusammenbau	
					Bear	30.5.16		
					Gep			
					Nor			
							Gruppe 14 Bm3a	
Zus	Änderung	Datu	Na	(Urspr.)	(Ers. f.)		(Ers. d.)	



Dateiname des Modells GETRIEBE_ZUSAMMENBAU				Dateityp ASSEM		Dateiname der Zeichnung GETRIEBE							
				Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-K		Kanten DIN ISO 13715		Maßstab 1:2		Masse 89.679 kg			
								Material -					
								Halbzeug -					
								Benennung					
				Bear. 30.05.2016		Name A. König		Zusammenbauzeichnung Getriebe					
				Gepr. Norm									
				</									



-0,2

-0,1

+0,1

Rz 25

x

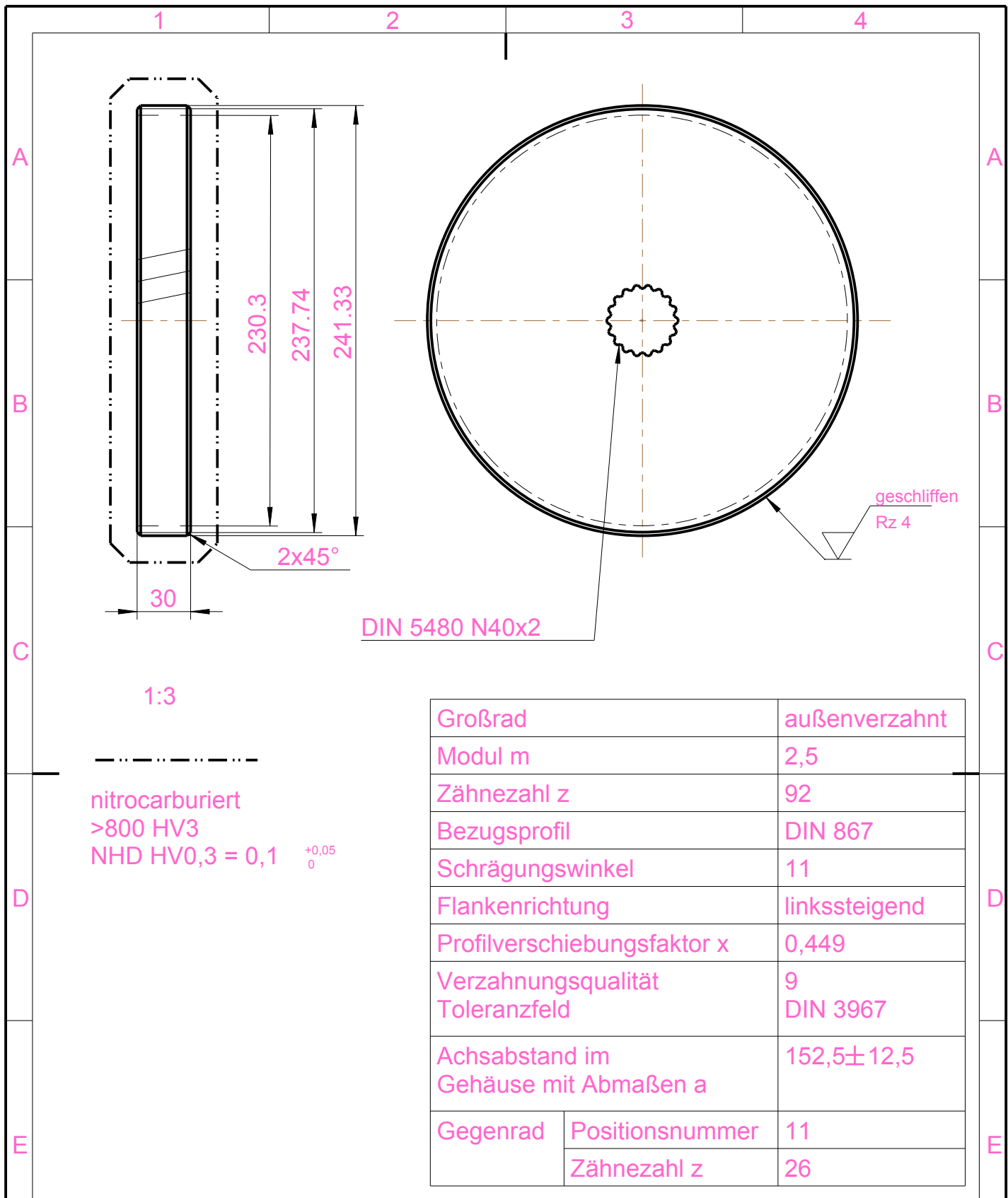
x

=

geschliffen

Rz 10

Dateiname des Modells GEHAEUSE UNTERTEIL				Dateityp PART	Dateiname der Zeichnung GETRIEBEGEHAEUSE UNTERTEIL			
				Algemeintoleranz DIN ISO 2768-m-K	Kanten DIN ISO 13715	Maßstab 1:2	Masse 25.932 kg	
				Material S235J2G3				
				Halbzeug -				
				Benennung				
				Bear.	Datum	Name	Fertigungszeichnung Lagerstellen	
				Gepr.	30.05.16	A. König		
				Norm	-	-		
				Ostfalia WF				
				Zeichnungsnummer				
				Gruppe 14 Bm3a				
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)	(Ers. f.)	(Ers. d.)	Blatt 3 10 Bl.	



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			
				Datum	Name	Benennung Großrad 1 Pos. 20	
				Bear.	31.05.16		
				Gepr.	-		
				Norm			
				Zeichnungsnummer Gruppe 14 Bm3a			Blatt 1 1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)		(Ers. f.:)	(Ers. d.:)