



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

DIPLOMARBEIT

Massenabschätzung von Stirnradgetrieben Erstellung eines Programms zur massenoptimierten Industriegetriebekonstruktion

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Michael Weigand

(E307 Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Ing. Norbert Holzinger, BSc

e0825810 (066 445)

Wien, 14.06.2017

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Norbert Holzinger'.

Norbert Holzinger



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, 14.06.2017

Norbert Holzinger



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich in den letzten Monaten unterstützt haben.

Neben meinem Betreuer, Michael Weigand, möchte ich mich bei Katharina Hartenthaler und Lukas Gammer für die fachlichen Gespräche bzw. Diskussionen bedanken.

Besonders möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich über die Erstellung der Diplomarbeit hinaus durch alle Höhen und Tiefen begleitet und unterstützt haben.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Kurzfassung

Die optimale Konstruktion bzw. Entwicklung von Getrieben hängt von vielen Faktoren ab, vor allem in Hinblick auf das resultierende Bauvolumen und die Getriebe-
masse. Eine Optimierung gestaltet sich folglich als kompliziert und komplex, beson-
ders dann, wenn das Getriebe eine möglichst geringe Gesamtmasse aufweisen soll.
Ziel dieser Arbeit ist es, Methoden zu entwickeln, die den Konstruktions- bzw. Ent-
wicklungsprozess von Getrieben beschleunigen. So früh wie möglich soll eine Ab-
schätzung der endgültigen Getriebemasse möglich sein.

Eine einfache Abschätzung der endgültigen Masse wird dadurch erreicht, dass mit-
hilfe einer statistischen Auswertung von bekannten Industriegetrieben ein Erwar-
tungswert für die Masse eines neu zu entwickelnden Industriegetriebes ermittelt
wird. Obwohl diese Methode eine große Streuung und weitere Unsicherheiten auf-
weist, ermöglicht sie jedoch beispielsweise Elemente, die das Getriebe beinhalten
(Tragrahmen, Fundamente, etc.), früh im Konstruktionsprozess entsprechend zu
dimensionieren.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde ein Programm zur Massenminimierung von Stirn-
radgetrieben entwickelt. Dies soll den Konstruktions- bzw. Entwicklungsprozess des
Getriebes durch den Erhalt von Kenntnissen über die Wahl der einzelnen Parameter
beschleunigen. Das Hauptaugenmerk liegt somit bei der Bereitstellung wichtiger ge-
ometrischer Konstruktionsparameter (Modul, Zähnezahl, etc.).

Die vorliegende Arbeit macht deutlich, dass die Getriebemasse vorrangig vom Ge-
häuse und den Verzahnungen abhängt. Das primäre Ziel bei der Getriebekonstrukti-
on sollte daher sein, das Gehäusevolumen möglichst klein zu halten und entspre-
chend kompakt zu konstruieren. Dies kann erreicht werden, indem vor allem die
Kopfkreisdurchmesser der Großräder, aber auch die Längen der Wellen sowie die
Anzahl der Übersetzungsstufen möglichst klein gehalten werden.

Die wohl wichtigste Erkenntnis dieser Arbeit ist, dass die einzelnen Getriebeelemen-
te immer gemeinsam ausgelegt werden müssen, um ein massenminimiertes Getrie-
be zu erhalten. Die Verschränkung der Berechnungen der einzelnen Getriebeele-
mente zueinander führt zu einem immensen Rechenaufwand, der aufgrund der Er-
gebnisse gerechtfertigt ist. Für die Industrie bedeutet dies besonders bei Massen-
produkten ohne Baukastenprinzip eine erhebliche Materialeinsparung und somit eine
Kostenreduktion.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abstract

The optimal design and development of transmissions depends on many factors, especially with regards to the resulting volume and mass of the transmission. The optimization is complicated and complex, most of all when it comes to gaining minimum mass. The purpose of this diploma thesis is to develop methods to speed up the construction process. There should be a way to estimate the mass of the completed transmission as soon as possible.

An easy estimate of the final mass is achieved by gaining an expectation value for a new transmission. This is done by means of a statistic evaluation of known masses of transmissions from manufacturers. Although it shows a large variance and further uncertainties, this estimation enables the possibility of scaling elements such as support frames or fundamentals early in the construction process.

Through this diploma thesis, a program for mass minimization of cylindrical gear transmissions is developed. This is intended to speed up the design and construction process of the transmission by obtaining knowledge of the choice of the individual parameters. The main focus is on providing the important design parameters (module, number of teeth, etc.).

It is shown, that the mass of transmissions depend preferential on the housing and the tooth system. The primary goal in transmission design should therefore be keeping the housing volume as small as possible and to design as compact as possible. This can be reached by keeping the tip diameters, but also the length of the shafts and the number of stages as small as possible.

Probably the most important discovery in this thesis is that the individual elements of the transmission always have to be designed together in order to get a transmission with minimized mass. Entanglements between the calculations of these elements lead to an immense computing time, which is justified on the basis of the results. The meaning for the industry is an incredible saving in material and costs for transmissions that are mass-produced without belonging to construction kits.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Methoden	3
2.1	Statistische Auswertung	3
2.1.1	Stirnradgetriebe	3
2.1.2	Planetenradgetriebe	6
2.1.3	Ergebnisse der statistischen Auswertung	7
2.1.3.1	Statistische Auswertung von Stirnradgetrieben	7
2.1.3.2	Statistische Auswertung von Planetenradgetrieben	13
2.1.4	Zusammenfassung der statistischen Auswertung	20
2.2	Parametrisierung der Getrieberechnung	22
2.2.1	Analyse der Getriebeelemente	23
2.2.1.1	Analyse des Getriebes	23
2.2.1.2	Analyse der Verzahnungen	26
2.2.1.3	Analyse der Wellen	35
2.2.1.4	Analyse des Öls	37
2.2.1.5	Analyse der Lager bzw. Lagerungen	38
2.2.1.6	Analyse des Gehäuses	40
2.2.2	Eingabeweg	45
2.2.2.1	Eingabeweg der globalen Parameter	47
2.2.2.2	Eingabeweg der Verzahnungsberechnung	50
2.2.2.3	Eingabeweg der Wellenberechnung	54
2.2.2.4	Eingabeweg der Ölberechnung	55
2.2.2.5	Eingabeweg der Lagerungsberechnung	56
2.2.2.6	Eingabeweg der Gehäuseberechnung	57
2.2.3	Programmstruktur	58
2.2.3.1	Struktur des Hauptprogramms	59
2.2.3.2	Struktur des Unterprogramms zur Wellen-berechnung	65
2.2.3.3	Struktur des Unterprogramms zur Lager-berechnung	68
2.2.4	Ergebnisse der Parametrisierung	71
2.2.4.1	Eingabe von Getriebedaten	71

2.2.4.2	Ermittelte Getriebemassen im Vergleich	72
2.2.4.3	Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe	82
2.2.4.4	Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe	86
2.2.4.5	Abweichung vom mittleren Großradkopfkreisdurchmesser	91
2.2.5	Zusammenfassung der Parametrisierung	92
3	Ausblick	94
3.1	Statistische Auswertung	94
3.2	Parametrisierung	94
4	Anhang	98
4.1	Auszüge aus den verwendeten Stirnradtriebekatalogen	98
4.2	Auszüge aus den verwendeten Planetenradtriebekatalogen	118
4.3	Parametrisierte Diagramme	137
5	Literaturverzeichnis	140
6	Abbildungsverzeichnis	142
7	Tabellenverzeichnis	145
8	Abkürzungsverzeichnis	147

1 Einleitung

In früheren Arbeiten [1] [2] wurde bereits versucht, einen Zusammenhang zwischen dem Ausgangsdrehmoment und der Getriebemasse von Helikoptern herzustellen. Basierend auf experimentellen Daten konnten Diagramme erstellt werden, die einen Vergleich zwischen vorhandenen Helikoptergetrieben ermöglichen. Die Aussagekraft dieser Diagramme ist jedoch in Frage zu stellen, da beispielsweise die Einflüsse von Öl oder den Anbauteilen auf die Getriebemasse nicht bekannt sind.

Weiters existieren Arbeiten, die sich mit der Skalierung von Helikoptergetrieben befassen und mithilfe von Ähnlichkeitsgesetzen zu einem mehr oder weniger exakten Ergebnis führen [3]. Die Ableitung eines entsprechenden Ähnlichkeitsgesetzes lässt sich anhand einer statistischen Auswertung bestehender Getriebe erfolgsversprechender bewerkstelligen.

Um die Massen von Helikoptergetrieben aussagekräftig statistisch auswerten zu können, sind viele verschiedene Getriebe notwendig, die einzeln gewogen werden müssen. Idealerweise werden auch die Teilmassen aller Unterbaugruppen bzw. deren Bestandteile gemessen. Diese stehen jedoch nicht in einem sinnvollen Umfang zur Verfügung. Deren Datenerhebung ist ein Projekt für einen längeren Zeitraum. Die Herangehensweise – auch bei der parametrisierten Berechnung – ist z. B. durch hohe Drehzahlen, viele Übersetzungsstufen und verschiedene Verzahnungstypen deutlich komplizierter und komplexer als bei Industriegetrieben.

Um ein besseres Verständnis für die Einflüsse auf die Getriebemasse zu erhalten, wird in dieser Arbeit auf Industriegetriebe eingegangen. Diese sind vergleichsweise einfach aufgebaut und lassen sich daher besser vergleichen. Hierzu sind auch ausreichend viele Datensätze bzw. Informationen aus Katalogen vorhanden. An dieser Stelle sei angemerkt, dass diese Daten laut Betreuer erfahrungsgemäß aus verschiedensten Gründen nicht ganz der Realität entsprechen bzw. den Herstellern selbst nicht exakt bekannt sind, da diese zum Teil nicht hergestellt und somit geschätzt werden. In der Praxis besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Industriegetriebemasse und Herstellkosten, ein vertieftes Verständnis ist daher für die Preisfindung und die Auftragserstellung interessant.

Die Erkenntnisse aus den angeführten Publikationen lassen allesamt keinen Rückschluss darauf zu, wie die einzelnen Parameterwerte zu wählen sind. Daher sind diese für die Konstruktion bzw. Entwicklung eines Getriebes selbst unbrauchbar.

Ziel der Diplomarbeit ist die Erstellung eines Programms, welches die Anfertigung eines Erstentwurfes für Getriebe erleichtern soll. Dabei soll es möglich sein, bei bekannten Parametern (Abtriebsdrehzahl, Abtriebsdrehmoment, Gesamtübersetzung, Anzahl der Stufen etc.) unter Berücksichtigung besonderer Anforderungen an die Parameter bzw. Parameterbereiche (fertigbare Moduln, Zähnezahlbereich, Werkstoff-

fe, Durchmesser Verhältnis der eventuell vorhandenen Hohlwelle etc.) alle konstruktiven Parameter (Modul, Zähnezahl, Zahnradbreite, etc.) so festzulegen, dass der Konstruktionsentwurf zu einem Getriebe mit geringstmöglicher Masse führt.

Zwei Ansätze werden im Hinblick auf Industriegetriebe weiter verfolgt:

1. Bestehende Getriebe aus Katalogen werden aufgenommen und es wird eine Datenbank erstellt. Diese soll als Grundlage dazu dienen, einen statistisch ermittelten Zusammenhang zwischen Getriebemasse zu anderen Parametern zu finden.
2. Parallel dazu wird ein Programm entwickelt, welches anhand einer parametrisierte Getriebeberechnung die Getriebemasse auf eine minimale Masse hin optimiert.

In weiterer Folge soll es mit diesem Programm möglich sein, bei bekanntem Aufbau des Getriebes bzw. des Leistungsflusses die Gesamtmasse des Getriebes abzuschätzen. Eine Literaturrecherche liefert keine ähnlichen, bekannten Vorhaben, führt jedoch zu dem im Folgenden beschriebenen Wissensstand.

Schlussendlich wird durch einen Vergleich dieser beiden Ansätze evaluiert, inwiefern diese Methoden zielführend sind, ob die Ergebnisse korrelieren, und wie mit den Ergebnissen in der Praxis umzugehen ist.

2 Methoden

2.1 Statistische Auswertung

Durch eine statistische Auswertung bestehender Getriebe aus unterschiedlichen Herstellerkatalogen soll versucht werden, einen eventuell auftretenden Trend hinsichtlich eines Zusammenhangs der Getriebemasse und Getriebeparametern (Abtriebsdrehmoment, Abtriebsdrehzahl und Gesamtübersetzung) mathematisch zu beschreiben.

Der Vorteil dieser Methode ist die schnelle, überschlagsmäßige Berechnung der Gesamtmasse. Die Berechnung ist hilfreich z. B. bei der Vorabschätzung von Fundamenten und bei der Auslegung anderen Maschinenkomponenten, dessen Dimensionierung von der Getriebemasse abhängt.

Ein Nachteil ist jedoch eine mehr oder weniger große Abweichung zur Realität sowie die Tatsache, dass man abgesehen von einer ungefähren Gesamtmasse keine weiteren Informationen erhält, mit denen man den Konstruktionsprozess beginnen kann.

2.1.1 Stirnradgetriebe

Es wurden Daten der Hersteller Alform [4], Hueber [5] und Tramec [6] gesammelt und die relevanten Daten erfasst. Die relevanten Auszüge aus den Katalogen sind in Kapitel 4 ersichtlich.

Zu den erhobenen Daten gehören:

- Abtriebsdrehmoment
- Abtriebs- oder Antriebsdrehzahl
- Gesamtübersetzung
- Masse

Daraus werden folgende Kennwerte errechnet (soweit nicht schon bekannt):

- Antriebsdrehmoment
- Antriebs- oder Abtriebsdrehzahl
- übertragene Leistung
- Drehmomentendichte (Drehmoment/Masse)
- Leistungsdichte (Leistung/Masse)
- drehmomentenspezifische Masse (Masse/Drehmoment)
- leistungsspezifische Masse (Masse/Leistung)

Es ist aus den Katalogen direkt ersichtlich, dass sich die Getriebemasse durch eine Änderung der Abtriebsdrehzahl nicht ändert. Auch eine Änderung der Übersetzung führt laut Katalogen zu keiner Massenänderung. Diese Unabhängigkeit der Masse ist in Abbildung 1 anhand eines Auszuges eines Herstellerkataloges ersichtlich.



DA2	Drehzahlen Speed		Getriebegröße (Gearbox Size)													
	Antrieb Input r.p.m	Abtrieb Output r.p.m	DA2- 200	DA2- 225	DA2- 250	DA2- 280	DA2- 320	DA2- 360	DA2- 400	DA2- 450	DA2- 500	DA2- 560	DA2- 630	DA2- 700	DA2- 800	DA2- 900
Übersetzung Ratio $n_1 : n_2$	Nennleistung der Getriebe (Nominal Power of Gearbox)															
	1500	240	24	36	55	80	120	164	225	320	450	630	900	1260	1800	2500
	1000	160	16	24	36	53	80	109	150	213	300	420	600	840	1200	1665
6,3 : 1	750	120	12	18	27	40	60	82	112	160	225	315	450	630	900	1250
	1500	185	22	33	50	72	108	146	200	290	400	560	800	1120	1600	2230
	1000	125	15	22	33	48	72	97	133	193	268	370	530	745	1065	1485
8 : 1	750	90	11	16	25	36	54	73	100	145	200	280	400	560	800	1115
	1500	150	20	30	45	64	96	130	180	260	360	500	700	1000	1400	1980
	1000	100	13	20	30	42	64	87	120	173	240	330	465	665	930	1320
10 : 1	750	75	10	15	23	32	48	65	90	130	180	250	350	500	700	990
	1500	125	18	27	40	58	86	114	160	230	320	450	620	880	1240	1750
	1000	84	12	18	27	39	57	76	107	153	213	300	415	585	825	1165
12 : 1	750	62	9	14	20	29	43	57	80	115	160	225	310	440	620	875
	1500	108	16	24	35	52	76	100	140	200	280	400	540	780	1100	1550
	1000	72	11	16	23	35	50	66	93	133	186	266	360	520	735	1035
14 : 1	750	54	8	12	17	26	38	50	70	100	140	200	270	390	550	775
	1500	90	14	21	30	45	68	88	124	174	250	350	480	680	980	1370
	1000	60	9	14	20	30	45	58	82	116	166	233	320	450	650	915
16 : 1	750	45	7	10	15	22	34	44	62	87	125	175	240	340	490	685
	1500	80	12	18	26	39	60	78	108	154	220	310	430	600	860	1200
	1000	55	8	12	17	26	40	52	72	103	146	205	285	400	575	800
18 : 1	750	40	6	9	13	19	30	39	54	77	110	155	215	300	430	600
	1500	75	10	16	23	34	52	70	96	136	196	270	380	540	760	1070
	1000	50	7	11	15	23	35	47	64	90	130	180	250	360	505	715
20 : 1	750	38	5	8	11	17	26	35	48	68	98	135	125	270	380	535
	1500	60	9	14	20	30	46	62	85	120	170	240	340	480	680	950
	1000	40	6	9	13	20	30	41	57	80	113	160	225	320	450	630
24 : 1	750	30	4,5	7	10	15	23	31	42	60	85	120	170	240	340	475
	1500	54	8	12	18	27	40	55	75	105	150	210	300	420	600	840
	1000	36	5	8	12	18	27	37	50	70	100	140	200	280	400	560
28 : 1	750	27	4	6	9	13	20	28	38	52	75	105	150	210	300	420

Thermische Kapazitäten, Abtriebsdrehmomente und Gewichte (Thermal capacity, output torque and weight)

Getriebegröße Gearbox size		DA2- 200	DA2- 225	DA2- 250	DA2- 280	DA2- 320	DA2- 360	DA2- 400	DA2- 450	DA2- 500	DA2- 560	DA2- 630	DA2- 700	DA2- 800	DA2- 900
Thermische Kapazität Thermal capacity	kW	20	30	40	55	70	90	110	140	170	200	240	300	360	420
Drehmoment Torque	Nm	1800	2700	4000	6000	8000	12000	18000	24000	32000	45000	60000	80000	120000	160000
Gewicht Weight	Kg	75	100	135	180	275	390	540	640	800	1000	1300	1800	2500	3600

www.alform.de

Abbildung 1: Stirnradgetriebeübersicht, Auszug eines Herstellerkataloges [4]

Der Antrieb erfolgt im Regelfall mittels Elektromotoren, deren Nenndrehzahlen 750, 1000, 1500 oder 3000 U/min betragen. Aufgrund der Übersetzung ins Langsame bleiben alle Wellendrehzahlen unterkritisch (die Grenzdrehzahl beträgt nach DIN 3990 Teil 1 [7] 3600 U/min). Unter der Voraussetzung, dass die Drehzahlgrenze der Lager nicht erreicht wird und deren Lebensdauer ausreichend hoch ausgelegt ist, fließt die Wellendrehzahl auf die Getriebemasse nur über die Verzahnungsberechnung ein. Dadurch lässt sich eine von der Abtriebsdrehzahl annähernd unabhängige Masse der Getriebe erklären, dessen Abweichung relativ zur Gesamtgetriebemasse vernachlässigbar ist.

Weiters ist anhand der Katalogdaten zu erkennen, dass die Gesamtübersetzung keinen Einfluss auf die Gesamtmasse hat. Dieses Phänomen ist dadurch erklärbar, dass aufgrund einer gezielt kleinen Teilevielfalt (Baukastenprinzip) fixe Übersetzungen mit oft überdimensionierten Bauteilen erreicht werden, die gemeinsam annähernd zu einer identen Getriebemasse führen. Insbesondere für Gehäuse ist dies wichtig, da bei konstanten Achsabständen nur ein entsprechend dimensioniertes Gehäuse für alle Varianten notwendig ist. Die Ergebnisse werden in Kapitel 2.1.3 genauer diskutiert.

2.1.2 Planetenradgetriebe

Planetenradsätze wurden ebenfalls betrachtet, es wurden Daten der Hersteller Framo [8], Wikov [9] und Elra [10] erhoben. Deren statistische Auswertung erfolgt analog zu den Stirnradgetrieben.



Getriebe



Planetengetriebe P120



- Metallausführung
- kombinierbar mit DC-, bürstenlosen DC-, AC- und Schrittmotoren

P120

Technische Daten

Stufenzahl		1	2	3
Untersetzung ¹⁾		3,70 / 6,75	13,73 / 25,01 / 45,56	50,89 / 92,70 / 168,84 / 307,54
Dauerdrehmoment ²⁾	Nm	50	150	300
Kurzzeitdrehmoment ²⁾	Nm	50	150	300
Wirkungsgrad		0,8	0,75	0,7
Getriebeispiel, ca.	°	1	1,5	2
Länge L ⁴⁾	mm	134	168	202
Gewicht, ca.	kg	5,6	8	10,4
Wellenbelastung, radial	N	600	900	1500
Wellenbelastung, axial	N	120	180	300
Empf. Eingangsdrehzahl	Upm	3000		
Ausgangswellenlagerung		2 Kugellager		
Standard-Einbaulage		horizontal		
Gehäuse, Verzahnungsteile, Wellen		Stahl		
Flansche		Aluminium		
Schmierung		synthetisches Fett, wartungsfrei		

¹⁾ Betriebstemperaturbereich: -30° C bis +140° C

²⁾ andere Untersetzung und Getriebe mit 4 Stufen auf Anfrage

³⁾ bei 20° C Umgebungstemperatur, Drehmomentwerte bei anderen Temperaturen auf Anfrage

⁴⁾ höhere Werte auf Anfrage

⁵⁾ vorbehaltlich eventuell erforderlicher Änderungen je nach Motortype

Die angegebenen Daten dienen allein der Produktbeschreibung und sind nicht als zugesicherte Eigenschaften im Rechtssinne aufzufassen. Technische Änderungen sind ohne Ankündigung möglich. Dieses Datenblatt ersetzt alle vorangegangenen Datenblätter.

07/2014

ELRA Antriebstechnik Vertriebs Ges.m.b.H.
Ihr Partner für maßgeschneiderte Antriebslösungen

Schönngasse 15-17 • A-1020 Wien • T: +43 (0) 1 / 214 17 85 • F: +43 (0) 1 / 216 38 34 • info@elra.at • www.elra.at

Abbildung 2: Planetenradgetriebeübersicht, Auszug eines Herstellerkataloges [10]

Bei Planetenradgetrieben treten Belastungen auf den Planetenrädern zufolge der Fliehkraft auf. Diese sind proportional zum Quadrat der Drehzahl des Planetenradträgers. Die Drehzahl ist somit kritischer zu betrachten als bei Stirnradgetrieben. Dennoch zeigt sich in dem Drehzahlbereich, in dem die zur Analyse herangezogenen Getriebe eingesetzt werden, keine sichtbaren Auswirkungen.

Die Gesamtübersetzung scheint ebenfalls keinen merklichen Einfluss auf die Gesamtmasse zu haben, wie Abbildung 2 zeigt.

2.1.3 Ergebnisse der statistischen Auswertung

2.1.3.1 Statistische Auswertung von Stirnradgetrieben

Es zeigt sich, dass das Abtriebsdrehmoment die größte Auswirkung auf die Getriebemasse hat. Der Zusammenhang von Masse zu Abtriebsdrehmoment ist in Abbildung 3 ersichtlich und zeigt einen annähernd proportionalen Verlauf.

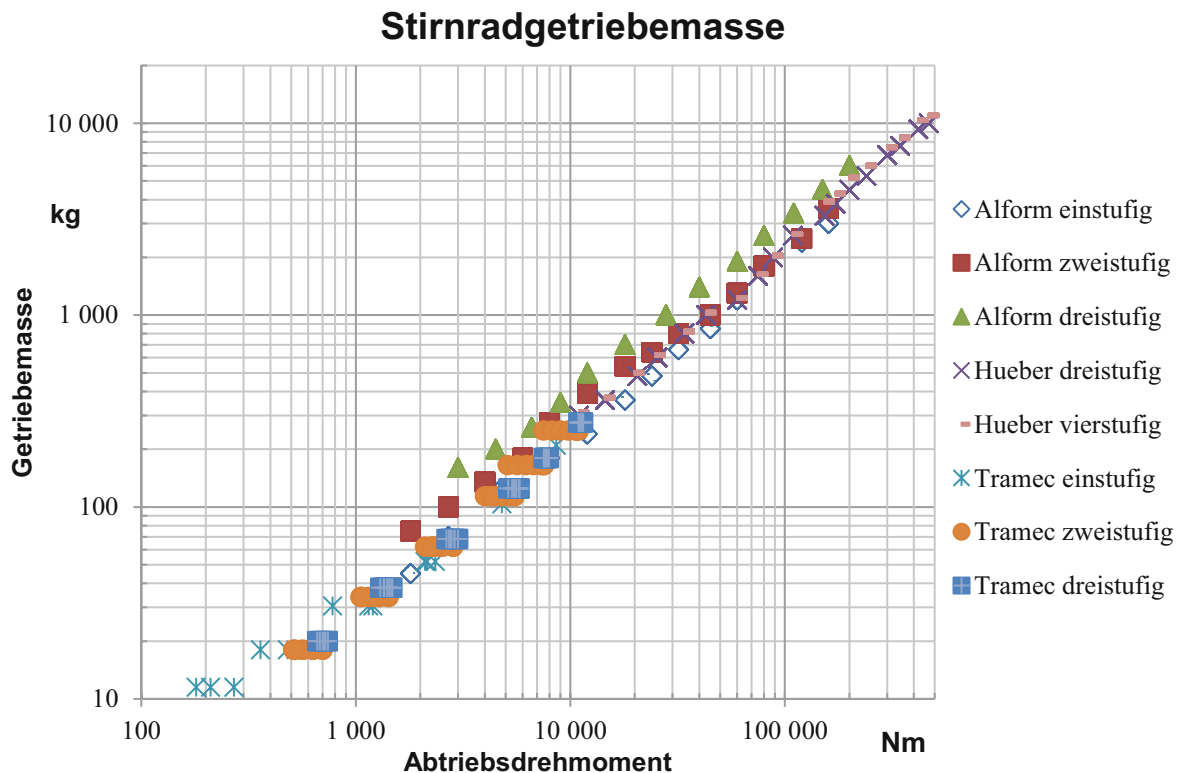


Abbildung 3: Zusammenhang zwischen Stirnradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment ausgewählter Stirnradgetriebe

Die Anzahl der Übersetzungsstufen hat eine Auswirkung auf die Gesamtmasse. Eine tendenzielle Aussage darüber, ob z. B. dreistufige Getriebe bei gleichem Abtriebsdrehmoment eine höhere Masse aufweisen, ist nicht allgemein möglich, sondern nur herstellerspezifisch. Bei Betrachtung der spezifischen Getriebemasse (Verhältnis Masse zu Abtriebsdrehmoment) in Abhängigkeit vom Abtriebsdrehmoment der Stirnradgetriebe (in Abbildung 4 ersichtlich) sind Unterschiede in Bezug auf Hersteller und Anzahl der Übersetzungsstufen erkennbar. Beispielsweise weisen bei gleichbleibendem Abtriebsdrehmoment dreistufige Stirnradgetriebe des Herstellers Alform eine höhere Masse auf als Zweistufige. Beim Hersteller Tramec verhält es sich umgekehrt Die einstufigen Getriebe beider Hersteller sind in etwa gleich schwer.

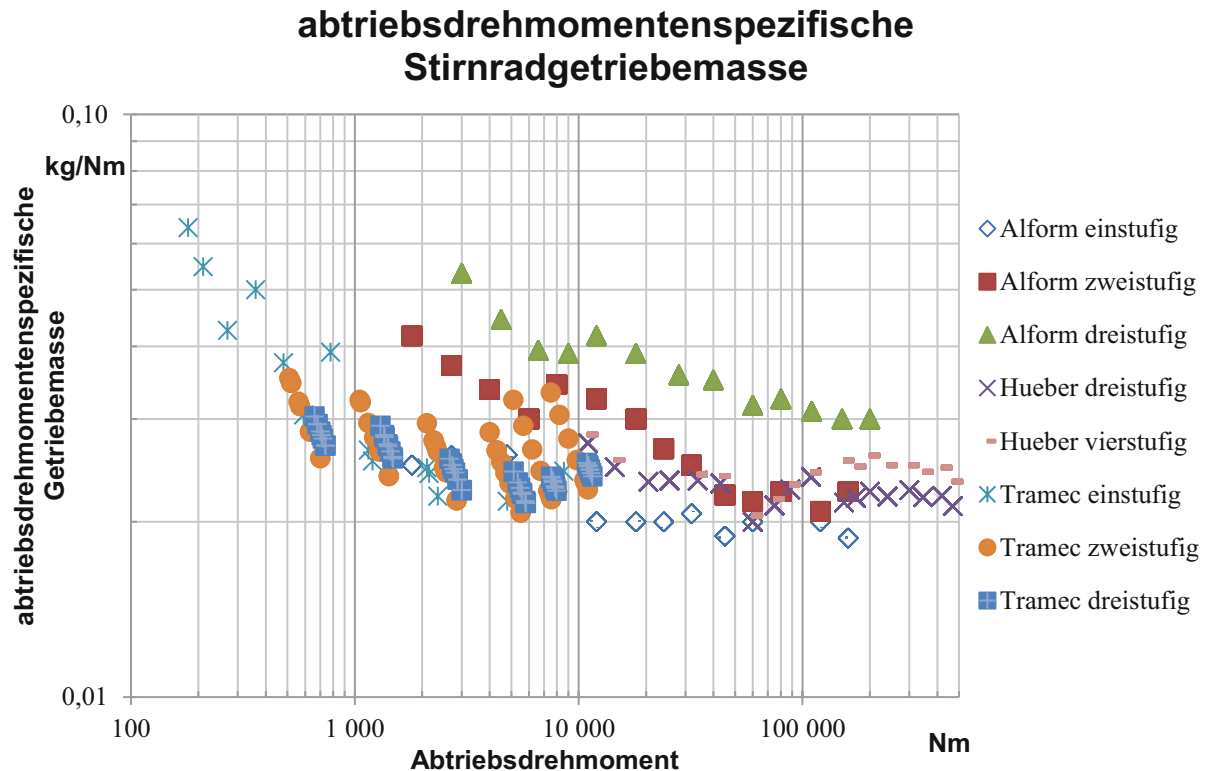


Abbildung 4: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Stirradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment ausgewählter Stirradgetriebe

Die statistische Auswertung liefert sichtlich nur eine grobe Abschätzung der Getriebemasse. Auch von der Miteinbeziehung von deutlich mehr Daten aus den Katalogen ist keine Verbesserung zu erwarten – bestenfalls eine größere Streuung der Punktwolke. Für eine erste Abschätzung reicht dies jedoch aus.

Bisher lässt sich zusammenfassend folgende Aussage treffen: Die Getriebegesamtmasse hängt in erster Linie vom Abtriebsdrehmoment ab. Die Anzahl der Übersetzungsstufen sowie die Konstruktionsweise unterschiedlicher Hersteller beeinflussen die Getriebegesamtmasse ebenfalls.

Der Zusammenhang zwischen Getriebegesamtmasse und Abtriebsdrehmoment wird im Folgenden mathematisch beschrieben. Da eine unterschiedliche Anzahl an Datensätzen pro Hersteller und Baureihe vorliegt, wird jede Baureihe durch eine Funktion beschrieben und diese arithmetisch gemittelt. Daher werden Ansätze verwendet, aus deren Funktionen sehr gut das arithmetische Mittel gebildet werden kann (z. B. Ansätze einer proportionalen, linearen oder logarithmischen Näherung).

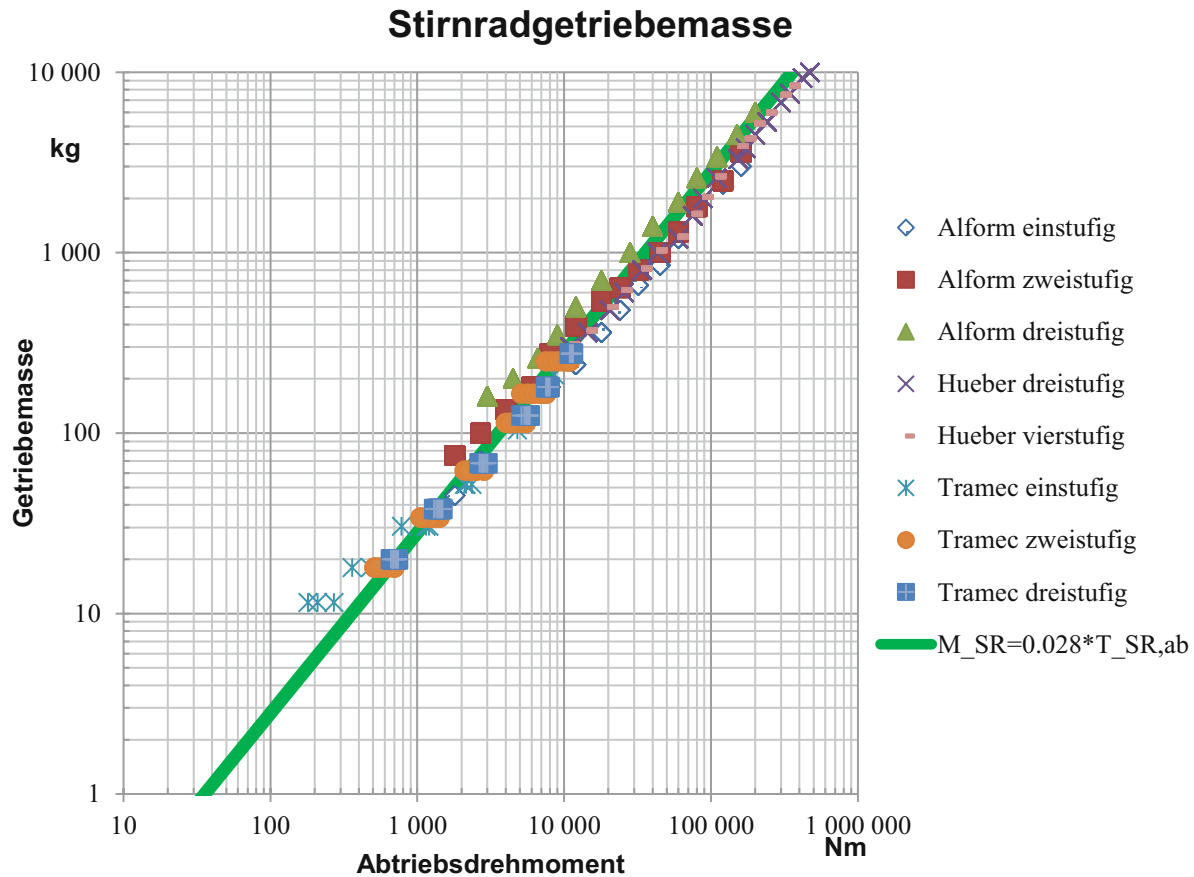


Abbildung 5: Zusammenhang zwischen Stirnradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale Näherung

In Abbildung 5 wird die Punktwolke durch eine proportionale Funktion von der Form $M_{SR} = k_{SR} \cdot T_{SR,ab}$ angenähert. Den proportionalen Faktor k_{SR} wird ermittelt, indem das arithmetische Mittel der auf das Abtriebsdrehmoment bezogenen Massen der Stirnradgetriebe der Baureihen mit gleicher Stufenanzahl von jedem Hersteller getrennt ermittelt wird. Von diesen wird anschließend wiederum das arithmetische Mittel über alle Baureihen mit gleicher Stufenanzahl ermittelt, und davon das arithmetische Mittel über die verschiedenen Stufen.

Um dies besser zu veranschaulichen:

$$k_{SR} = \frac{\sum_{i_{SR}=1}^{i_{SR}=3} \frac{\sum_{j_{SR}=1}^{j_{SR}=j_{SR,max}} \frac{\sum_{i_{SR}=1}^{i_{SR}=i_{SR,max}} \frac{M_{SR,i_{SR},j_{SR},i_{SR}}}{T_{SR,ab,i_{SR},j_{SR},i_{SR}}}}{i_{SR,max}}}{j_{SR,max}}}{i_{SR,max}} \quad (2-1)$$

i_{SR} ... Stirnradgetriebe eines Herstellers mit i_{SR} Übersetzungsstufen

j_{SR} ... Alle Getriebehersteller mit Stirnradgetrieben mit i_{SR} Übersetzungsstufen

l_{SR} ... Anzahl der Übersetzungsstufen (in diesem Fall werden die vierstufigen Getriebe nicht berücksichtigt, da diese nicht aussagekräftig sind)

Für k_{SR} ergibt sich der Wert 0,028 kg/Nm. Damit lässt sich die proportionale Näherung durch folgende Formel festlegen:

$$M_{SR,prop} = 0,028 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}} \cdot T_{SR,ab} \quad (2-2)$$

Ein anderer Ansatz, um ein mathematisches Modell zu erhalten, ergibt sich durch die Analyse der auf das Abtriebsdrehmoment bezogenen Masse. In Abbildung 6 wird die Punktwolke durch folgende logarithmische Funktion dargestellt.

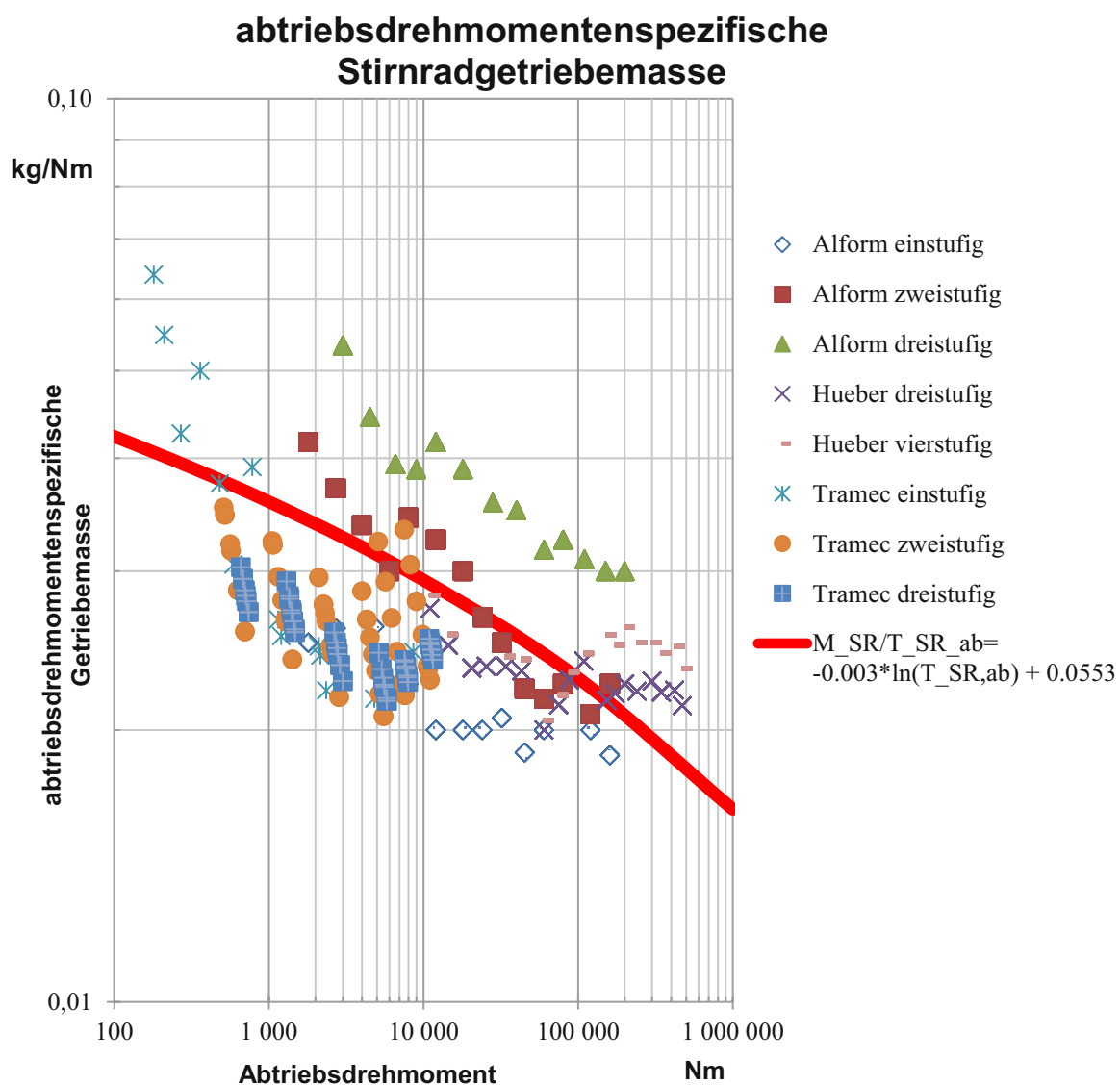


Abbildung 6: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Stirnradtriebmasse und Abtriebsdrehmoment, logarithmische Näherung

$$\frac{M_{SR}}{T_{SR,ab}} = a_{SR} \cdot \ln\left(\frac{T_{SR,ab}}{Nm}\right) + b_{SR} \quad (2-3)$$

Die Punktwolke der auf das Abtriebsdrehmoment bezogenen Stirnradtriebemas- sen aller Stirnradgetriebe eines Herstellers mit gleicher Übersetzungsstufenanzahl wird vorerst jeweils durch eine Funktion der Form (2-3) angenähert und die Parame- ter $a_{SR,iji}$ und $b_{SR,iji}$ bestimmt. Die so erhaltenen Koeffizienten werden über die ver- schiedenen Übersetzungsstufen gemittelt, woraus man a_{SR} und b_{SR} erhält. Hierbei wurden nur Getriebe mit zwei und drei Übersetzungsstufen verwendet, da vor allem das einstufige Tramec-Stirnradgetriebe eine große Streuung verursacht. Zur Veran- schaulichung als Formel:

$$a_{SR}, b_{SR} = \frac{\sum_{i_{SR}=2}^{i_{SR}=3} \frac{\left(\sum_{j_{SR}=1}^{j_{SR}=\max} \frac{\left(\sum_{i_{SR}=1}^{i_{SR}=i_{SR,\max}} a_{SR_{i_{SR}j_{SR}i_{SR}}}, b_{SR_{i_{SR}j_{SR}i_{SR}}} \right)}{i_{SR,\max}} \right)}{j_{SR,\max}}}{i_{SR,\max}} \quad (2-4)$$

i_{SR} ... Stirnradgetriebe eines Herstellers mit i_{SR} Übersetzungsstufen

j_{SR} ... Getriebehersteller mit Stirnradgetrieben mit i_{SR} Übersetzungsstufen

l_{SR} ... Anzahl der Übersetzungsstufen (in diesem Fall wird der eine Vertreter der vierstufigen Ge- triebe nicht berücksichtigt, da nicht aussagekräftig)

Es ergeben sich die Werte $a_{SR} = -0,00282$ kg/Nm und $b_{SR} = 0,0553$ kg/Nm. Durch Multiplizieren mit dem Abtriebsdrehmoment erhält man die logarithmische Näherung:

$$M_{SR,log} = T_{SR,ab} * (-0,00282 \cdot \ln\left(\frac{T_{SR,ab}}{Nm}\right) + 0,0553) \frac{kg}{Nm} \quad (2-5)$$

Diese ist im Vergleich zur proportionalen Näherung in Abbildung 7 ersichtlich.

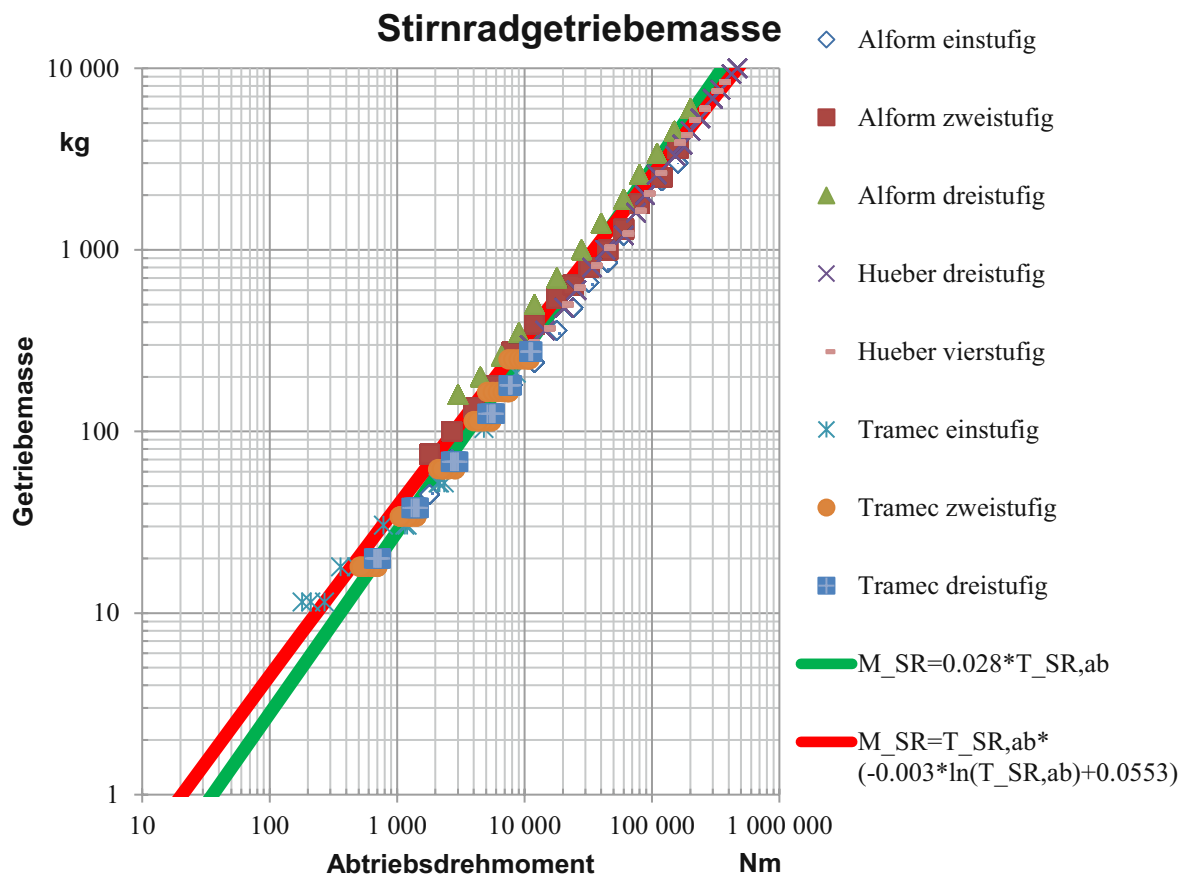


Abbildung 7: Zusammenhang zwischen Getriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale (grün) und logarithmische Näherung (rot)

Sowohl die proportionale, als auch die logarithmische Näherung, sind praktikabel in der Handhabung. Die Streuung fällt bis auf wenige Ausnahmen sehr gering aus. Die logarithmische Näherung erscheint im analysierten Abtriebsdrehmomentenbereich etwas genauer als die lineare Näherung.

2.1.3.2 Statistische Auswertung von Planetenradgetrieben

Auch bei Planetenradgetrieben ist offenbar nur das Abtriebsdrehmoment eine dominierende Kenngröße. Der Zusammenhang zwischen Masse und Abtriebsdrehmoment ist in Abbildung 8 ersichtlich. Eine proportionale Näherung ähnlich wie bei den Stirnradgetrieben erscheint plausibel.

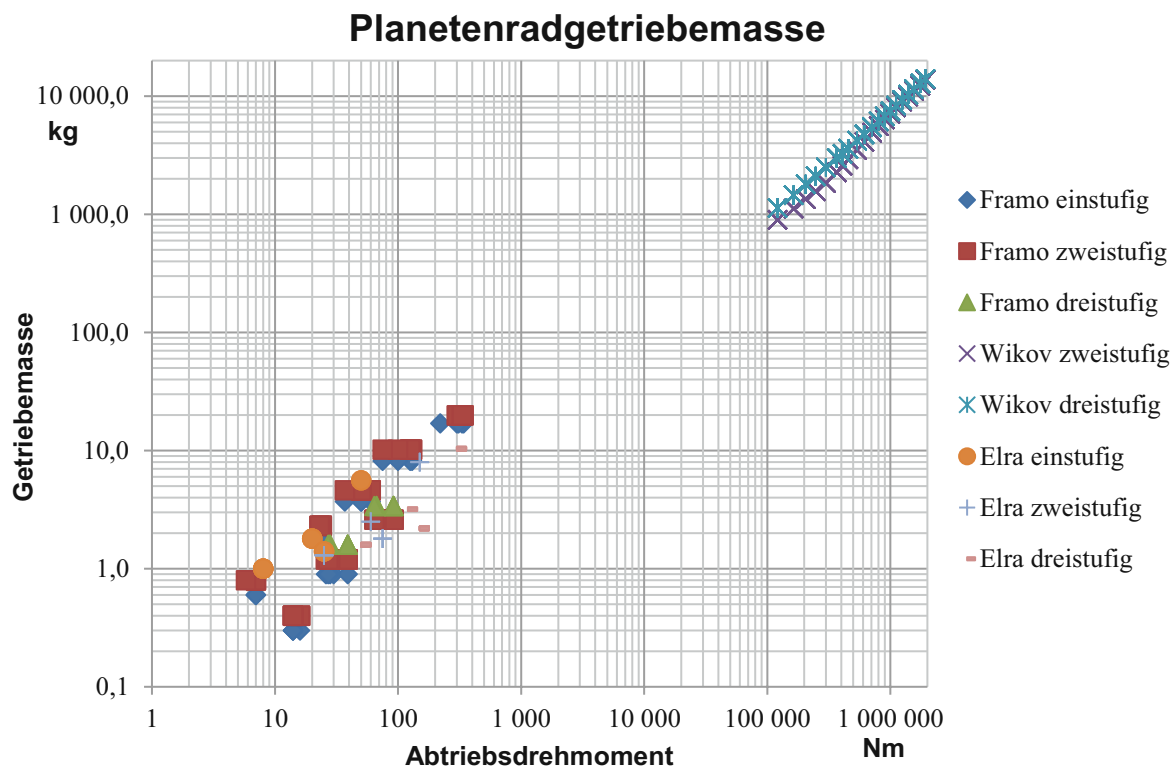


Abbildung 8: Zusammenhang zwischen Planetenradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment ausgewählter Planetenradgetriebe

Die Anzahl der Übersetzungsstufen hat keine erkennbare Auswirkung auf die Gesamtmasse. Es ist deutlich erkennbar, dass keine Aussage darüber getroffen werden kann, ob ein Getriebe eines Herstellers mit mehr Übersetzungsstufen eine größere oder kleinere auf das Abtriebsdrehmoment bezogene Masse aufweist. Ein Trend kann für Stirnradgetriebe herstellerspezifisch erfasst werden, jedoch nicht allgemein für alle Hersteller. Bei Planetenradgetrieben ist kein herstellerspezifischer Trend auswertbar.

Um eine bessere Auswertung vornehmen zu können, wird die auf das Abtriebsdrehmoment bezogene Masse betrachtet, welche in Abbildung 9 ersichtlich ist.

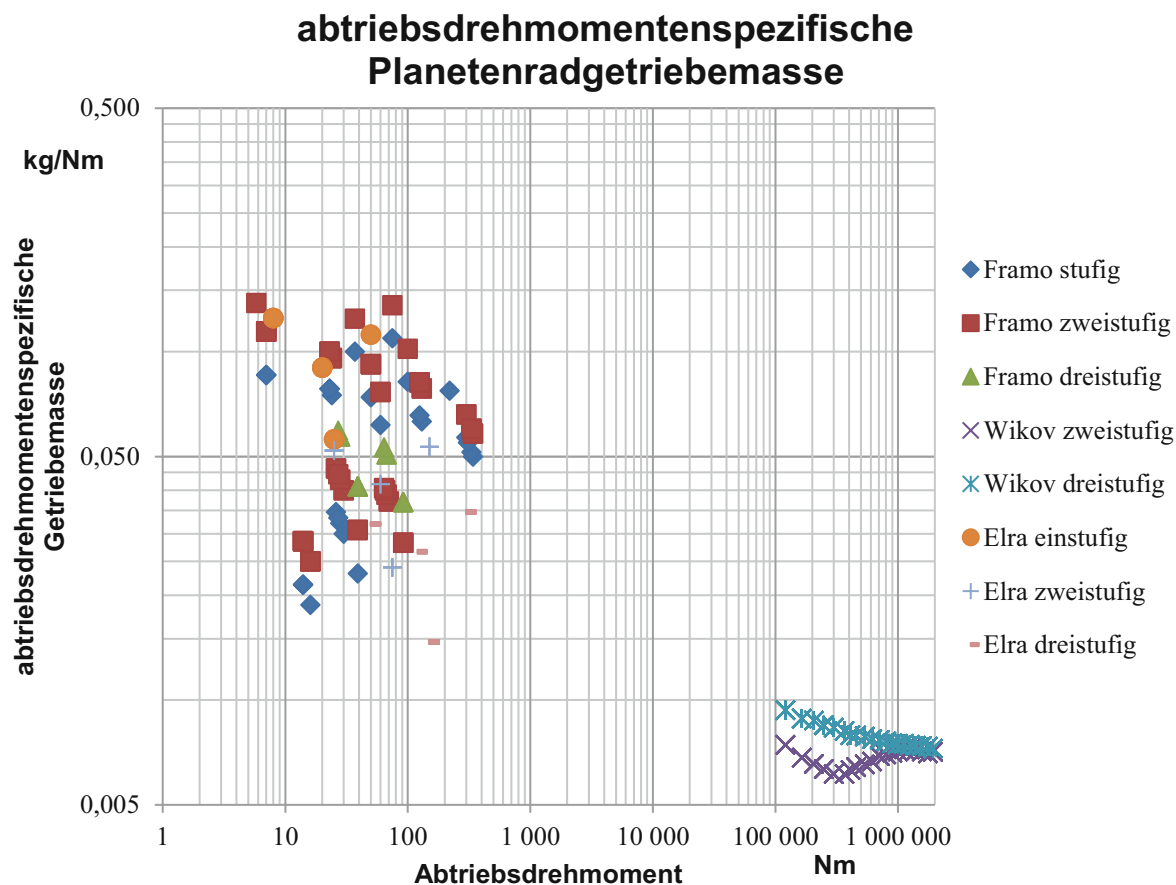


Abbildung 9: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Planetenradgetriebemasse ausgewählter Planetenradgetriebe und dem Abtriebsdrehmoment

Es ist in Abbildung 9 ersichtlich, dass sich der Verlauf der abtriebsdrehmomentenspezifischen Planetenradgetriebemasse nicht sehr von jenem der Stirnradgetriebemasse unterscheidet. Aufgrund der Vergleichbarkeit wird ebenfalls eine proportionale logarithmische Näherung angestrebt.

Der Zusammenhang zwischen Planetenradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment wird nun ebenfalls mathematisch beschrieben. Da auch bei den Planetenradgetrieben eine unterschiedliche Anzahl an Datensätzen pro Hersteller und Baureihe vorliegt, wird jede Baureihe durch eine Funktion beschrieben und diese dann entsprechend arithmetisch gemittelt.

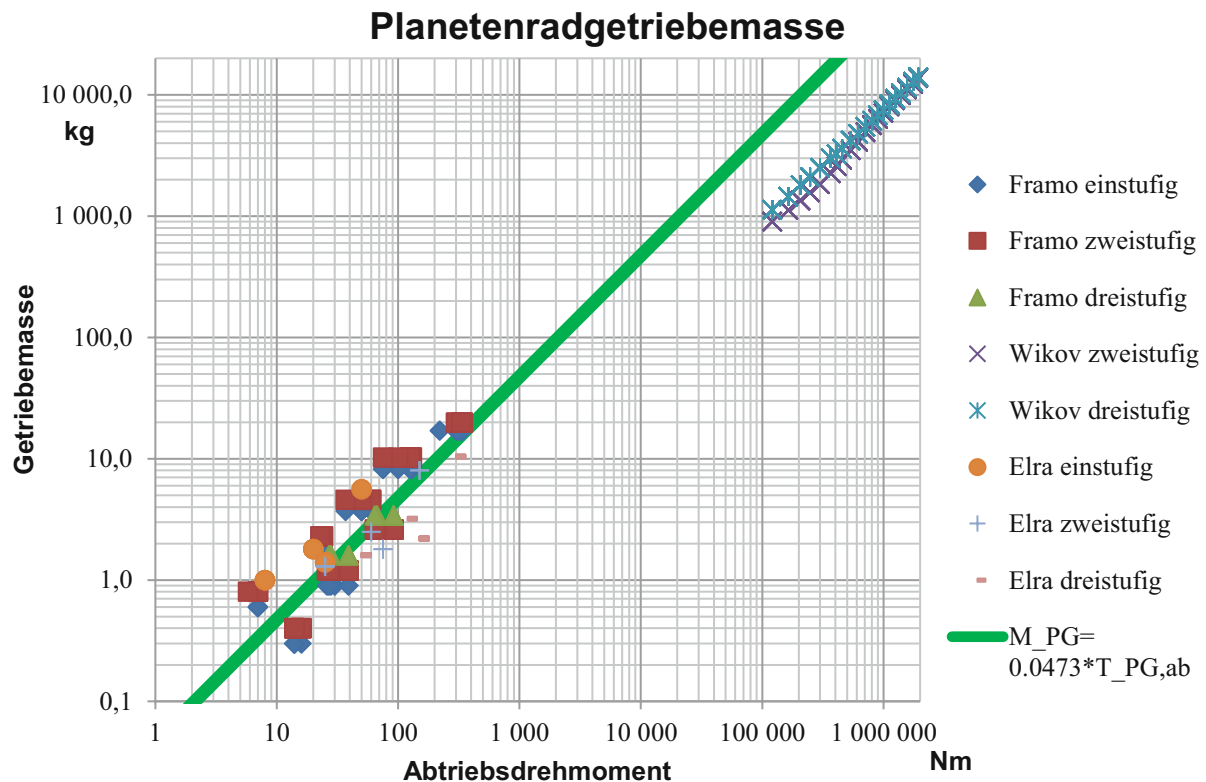


Abbildung 10: Zusammenhang zwischen Planetenradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale Näherung

In Abbildung 10 wird die Punktwolke durch eine proportionale Funktion angenähert. Die Berechnung des Proportionalfaktors k_{PR} erfolgt nach Gleichung (2-6). Es wird ein Zusammenhang analog zu Gleichung (2-1) erstellt, alle Datensätze (einstufig, zweistufig, dreistufig) werden berücksichtigt.

$$k_{PR} = \frac{\sum_{i_{PR}=1}^{i_{PR}=3} \left(\sum_{j_{PR}=1}^{j_{PR}=max} \frac{\sum_{i_{PR}=1}^{i_{PR}=max} \frac{M_{PR} l_{PR} j_{PR} i_{PR}}{T_{PR,ab} l_{PR} j_{PR} i_{PR}}}{i_{PR,max}} \right)}{l_{PR,max}} \quad (2-6)$$

i_{PR} ... Planetenradgetriebe eines Herstellers mit l_{PR} Übersetzungsstufen

j_{PR} ... Planetenradgetriebehersteller mit Planetenradgetrieben mit l_{PR} Übersetzungsstufen

l_{PR} ... Anzahl der Übersetzungsstufen

Für k_{PR} ergibt sich der Wert 0,0473 kg/Nm. Damit lässt sich die proportionale Näherung durch folgende Formel festlegen:

$$M_{PR,prop} = 0,0473 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}} \cdot T_{PR,ab} \quad (2-7)$$

Diese Näherung ist nicht zufriedenstellend, da die Getriebe des Herstellers Wikov sehr stark abweichen. Aus diesem Grund wird wie bei den Stirnradgetrieben geprüft, ob eine logarithmische Näherung der auf das Abtriebsdrehmoment bezogenen Masse in Abhängigkeit des Abtriebsdrehmomentes zielführend ist. Abbildung 11 verdeutlicht dies.

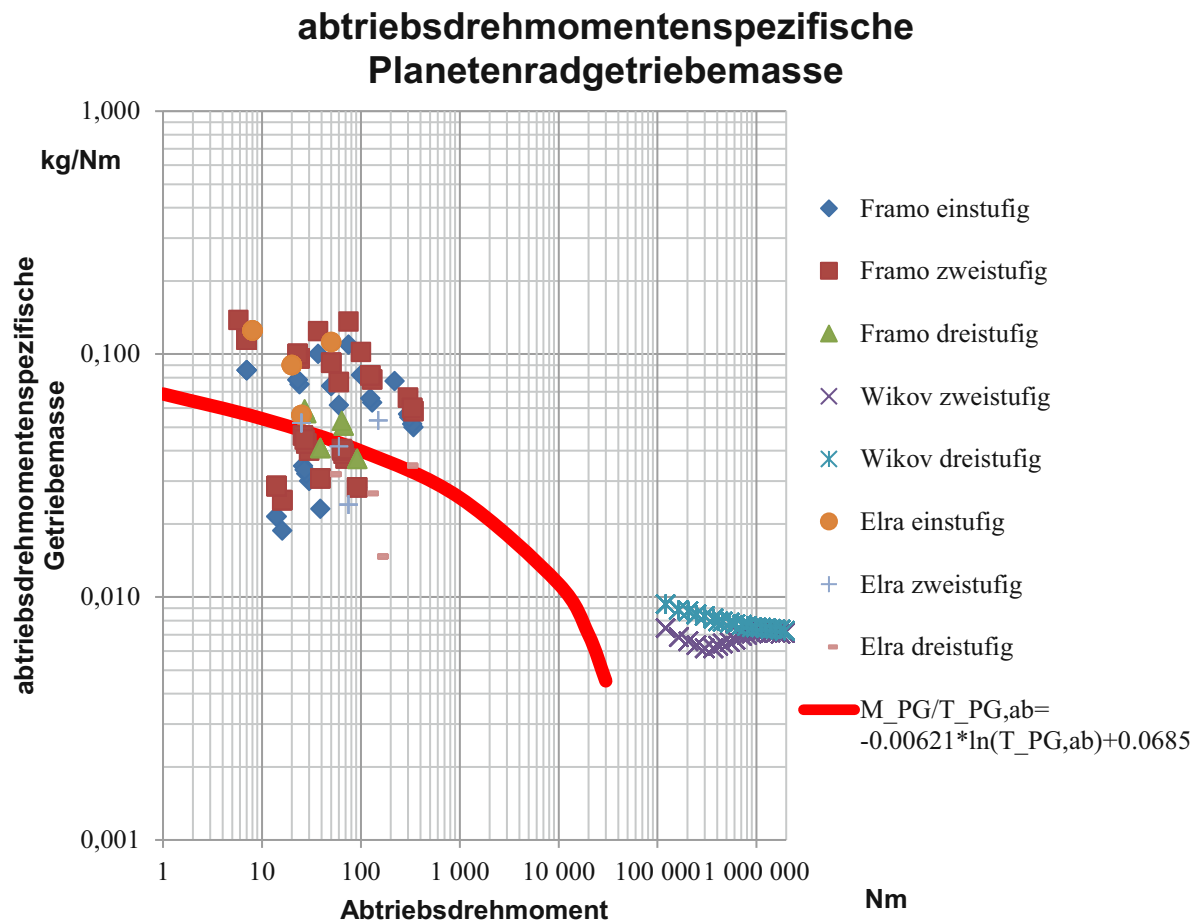


Abbildung 11: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Planetenradgetriebe-masse und Abtriebsdrehmoment, logarithmische Näherung

Die Punktwolke wird durch eine logarithmische Funktion der Form

$$\frac{M_{PR}}{T_{PR,ab}} = a_{PR} \cdot \ln(T_{PR,ab}) + b_{PR} \quad (2-8)$$

angenähert.

Die Koeffizienten a_{PR} und b_{PR} werden analog wie bei den Planetenradgetrieben (2-4) ermittelt:

$$a_{PR}, b_{PR} = \frac{\sum_{l_{PR}=1}^{l_{PR}=3} \frac{\left(\sum_{j_{PR}=1}^{j_{PR}=j_{PR,max}} \frac{\left(\sum_{i_{PR}=1}^{i_{PR}=i_{PR,max}} a_{PR, l_{PR} j_{PR} i_{PR}}, b_{PR, l_{PR} j_{PR} i_{PR}} \right)}{i_{PR,max}} \right)}{j_{PR,max}}}{l_{PR,max}} \quad (2-9)$$

i_{PR} ... Planetenradgetriebe eines Herstellers mit l_{PR} Übersetzungsstufen

j_{PR} ... Getriebehersteller mit Planetenradgetrieben mit l_{PR} Übersetzungsstufen

l_{PR} ... Anzahl der Übersetzungsstufen

Es ergeben sich die Werte $a_{PR} = -0,00621 \text{ kg/Nm}$ und $b_{PR} = 0,0685 \text{ kg/Nm}$. Durch Multiplikation mit dem Abtriebsdrehmoment erhält man die logarithmische Näherung:

$$M_{PR,log} = T_{PR,ab} \cdot \left(-0,00621 \cdot \ln \left(\frac{T_{PR,ab}}{\text{Nm}} \right) + 0,0685 \right) \frac{\text{kg}}{\text{Nm}} \quad (2-10)$$

Diese ist im Vergleich zu proportionalen Näherung ist in Abbildung 12 ersichtlich.

Planetenradgetriebemasse

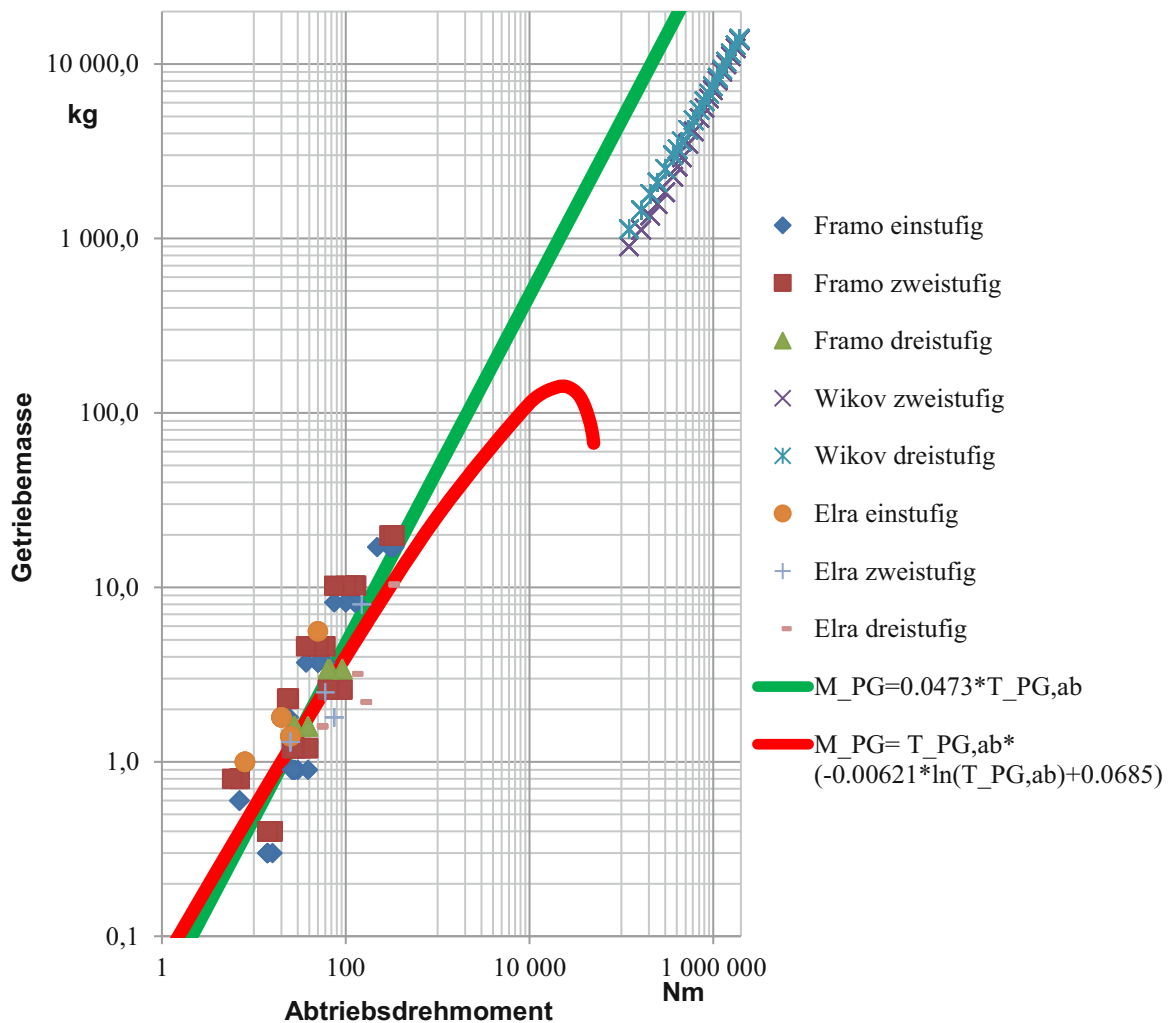


Abbildung 12: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifische Planetenradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale und logarithmische Näherung

Sowohl die proportionale als auch die logarithmische Näherung eignet sich nur bis zu einem Abtriebsdrehmoment von etwa 1×10^3 Nm. Bei der logarithmischen Näherung ist gut ersichtlich, dass die Getriebemasse ab 1×10^4 Nm abfällt. Dies erscheint nicht plausibel, da bei steigendem Abtriebsdrehmoment eine steigende Getriebemasse zu erwarten ist.

Eine lineare Näherung durch die Funktion

$$M_{PR,lin} = c \cdot T_{PR,ab} + d \quad (2-11)$$

ist im Vergleich zu der proportionalen und logarithmischen Näherung in Abbildung 13 ersichtlich. Die hier auftretenden Koeffizienten c und d sind mithilfe derselben Vorgehensweise wie bei der Bestimmung der Koeffizienten a und b der logarithmischen

Näherung nach Gleichung (2-9) zu ermitteln und führen zu folgender Näherungsformel:

$$M_{PR,lin} = T_{PR,ab} \cdot 0,0482 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}} + 16,221 \text{ kg} \quad (2-12)$$

Die lineare Näherung weist größere Abweichungen als die proportionale Näherung auf, erweist sich jedoch als gute Näherung für die Obergrenze bzw. als obere Schranke der Planetenradgetriebemasse. Mit dieser Näherung liegt man bei der Abschätzung der Planetenradgetriebemasse somit auf der sicheren Seite.

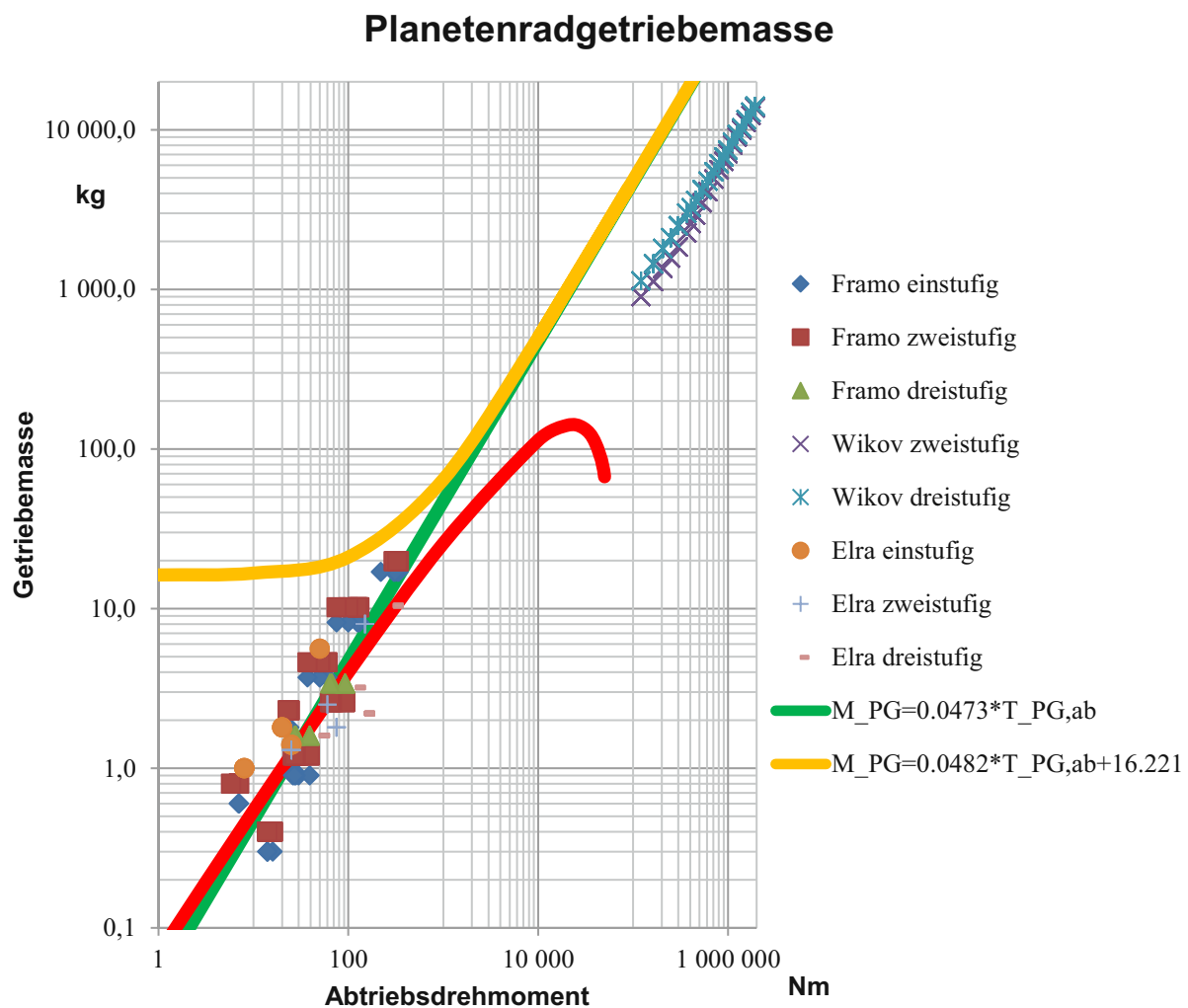


Abbildung 13: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifische Planetenradgetriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale (grün), logarithmische (rot) und lineare (gelb) Näherung

Als problematisch für die Abschätzung der Planetenradgetriebemasse zeigt sich die Streuung der Getriebemassen. Bei Planetenradgetrieben unterscheiden sich die Massen bei konstantem Abtriebsdrehmoment um einem Faktor von bis zu ~9, während bei Stirnradgetrieben dieser Streufaktor nur ~2 beträgt.

2.1.4 Zusammenfassung der statistischen Auswertung

Eine Korrelation zwischen Getriebemasse und Abtriebsdrehmoment ist prinzipiell vorhanden. Diese kann jedoch nicht eindeutig angegeben werden. Je nach Hersteller divergieren die Getriebemassen bei gleichen Abtriebsdrehmomenten zum Teil sehr stark. Die Abschätzung der in den Getriebekatalogen angegebenen Getriebemassen von Stirnradgetrieben ist im Vergleich zu jener von Planetenradgetrieben mit den gewählten Ansätzen sehr gut möglich. Die größere Ungenauigkeit bei der Abschätzung von Planetenradgetriebemassen resultiert aus der höheren Anzahl an Freiheitsgraden bei der Auslegung (z. B. Anzahl der Planetenräder und Kombinationsmöglichkeiten für den Betrieb).

Alle logarithmischen Näherungen, sowohl von Stirnrad- als auch von Planetenradgetrieben, haben gemeinsam, dass die abtriebsdrehmomentenspezifische Masse mit steigendem Abtriebsdrehmoment abfällt. Dies ist in der mit steigendem Abtriebsdrehmoment abfallenden abtriebsdrehmomentenspezifischen Getriebemasse begründet. Logarithmische Näherungen sind somit nur eingeschränkt nutzbar. Dieser Effekt ist in Abbildung 13 besonders plakativ ersichtlich.

Die proportionalen Näherungen (bei Planetenradgetrieben auch die lineare Näherung) eignen sich besser als die logarithmischen Näherungen, da sie keinen Abfall der abtriebsdrehmomentenspezifischen Masse mit steigendem Abtriebsdrehmoment beschreiben, sondern von einer konstanten abtriebsdrehmomentenspezifischen Masse ausgehen.

Folglich sind nur Näherungsfunktionen für die Getriebemassen zielführend, die eine positive Steigung und eine positive Krümmung aufweisen bzw. allgemein monoton steigendes Verhalten aufweisen. Die Näherung der abtriebsdrehmomentenspezifischen Getriebemasse darf weiters keine negativen Werte annehmen, da dies zu einer negativen Getriebemasse führen würde. Idealerweise konvergiert sie gegen einen endlichen, positiven Wert. Somit scheiden auch z. B. parabolische Näherungen aus.

Ein Anstieg der abtriebsdrehmomentenspezifischen Masse bei steigendem Abtriebsdrehmoment kann nicht beobachtet werden, weshalb die alleinige Abhängigkeit der Getriebemasse vom Abtriebsdrehmoment in Frage zu stellen ist. Eine Abhängigkeit der Getriebemasse von der Abtriebsdrehzahl oder der Gesamtübersetzung ist anhand der Daten aus den Getriebekatalogen nicht auswertbar.

Es kann (vor allem bei Planetenradgetrieben) kein genauer funktionaler Zusammenhang zwischen der Getriebemasse und anderen Parametern gefunden werden. Dennoch ist die Aufbereitung von möglichst vielen Daten aus Getriebekatalogen und deren statistischer Auswertung sinnvoll. Aus der daraus resultierenden Punktwolke kann zumindest grafisch die Getriebemasse bzw. deren zu erwartender Bereich ermittelt werden. Ideal wäre die Verwendung der Massen von eigens gemessenen Ge-

triebe(Teilen) anstelle der in den Katalogen angegebenen Getriebemassen, welche sehr in Frage zu stellen sind.

Ein exakter mathematischer Zusammenhang wurde anfänglich weder erwartet noch war dies notwendig, da eine Abschätzung für eine Überschlagsrechnung ausreichend ist. Für die Hersteller stehen aufgrund der Wirtschaftlichkeit Aspekte wie geringe Teilevielfalt bei Zahnradsätzen, Einheitsgehäuse etc. im Vordergrund. Diese sind durchaus relevant für die Getriebemassen und können zu unerwarteten Ergebnissen und großer Streuung führen (z. B. durch Verwendung eines Einheitsgehäuses). Zum Teil sind den Herstellern die exakten Massen der Getriebe selbst nicht bekannt bzw. werden diese nicht angegeben – beispielsweise erscheint eine konstante Getriebemasse und einem gleichbleibenden Abtriebsdrehmoment bei sich ändernder Gesamtübersetzung eines einstufigen Stirnradgetriebes von 1,2 auf 6,3 nicht realistisch.

Ein aussagekräftiger Zusammenhang zwischen der Getriebemasse und z. B. dem Abtriebsdrehmoment wäre somit nur dann sinnvoll, wenn die tatsächlichen Massen der Getriebe bekannt sind. Auch ein Herunterbrechen auf einzelne Teilmassen (Verzahnungen, Wellen, Lager, Gehäuse) und dessen Analyse ist denkbar.

2.2 Parametrisierung der Getrieberechnung

Eine weitere Methode ist die Abschätzung der Getriebemassen anhand der Parametrisierung der Berechnung eines Getriebes und dessen Anwendung auf den aufgrund der möglichen Parameterpaarungen entstehenden Getriebevariantenbaumes. Die wichtigsten Parameter sind neben dem Abtriebsdrehmoment, der Gesamtübersetzung, und der Abtriebsdrehzahl auch geometrischen Parameter wie Zähnezahlen, Moduln, die Schrägverzahnungswinkel und die Anzahl der Übersetzungsstufen. Auch die Wahl der Lager und des Öls wird berücksichtigt.

Ein Vorteil der Parametrisierung ist die Abschätzung der Getriebemasse. Weiter ermöglicht sie die Bereitstellung aller berechneten Parameter für die Konstruktion, wodurch der weitere Konstruktionsprozess eines Getriebes beschleunigt wird.

Ein Nachteil dieser Methode ist die notwendige Berücksichtigung vieler schwierig festzulegender Parameterwerte. Die Parameter bzw. deren Bereiche müssen vorerst festgelegt werden, allen voran die Topologie des Getriebes. Deshalb kann diese Methode in der Realität nicht vor der Festlegung des Getriebeaufbaus eingesetzt werden. Vergleichsrechnungen sind sinnvoll, z. B. ob bei den Leistungsdaten ein zwei- oder dreistufiges Getriebe zu einer geringeren Masse führt. Der größte Nachteil ist die Programmierung, welche sich schon bei Industriegetrieben mit Zylinderrädern als sehr umfangreich und überaus zeitintensiv gestaltet.

Es wird ein Programm entwickelt, welches die Parameterwerte, welche zur kleinsten Gesamtmasse des Stirnradgetriebes führen, findet. Die Programmierung erfolgt in Matlab, die Ein- und Ausgabe erfolgt mithilfe von Excel. Ein Überblick über die Parametrisierung der Getrieberechnung ist in Abbildung 14 ersichtlich. Aufgrund des hohen Komplexitätsgrades von Planetenradgetrieben wird deren Getriebemassenabschätzung in dieser Methode nicht weiter verfolgt.

Diese Methode ist jedenfalls kein Ersatz für eine genaue Berechnung mittels z. B. KissSoft, FVA Workbench etc. Besonders wichtig ist die genaue Berechnung der konstruktiv festgelegten Wellenkonturen, die mit dieser Methode nur schwer zu erfassen sind.

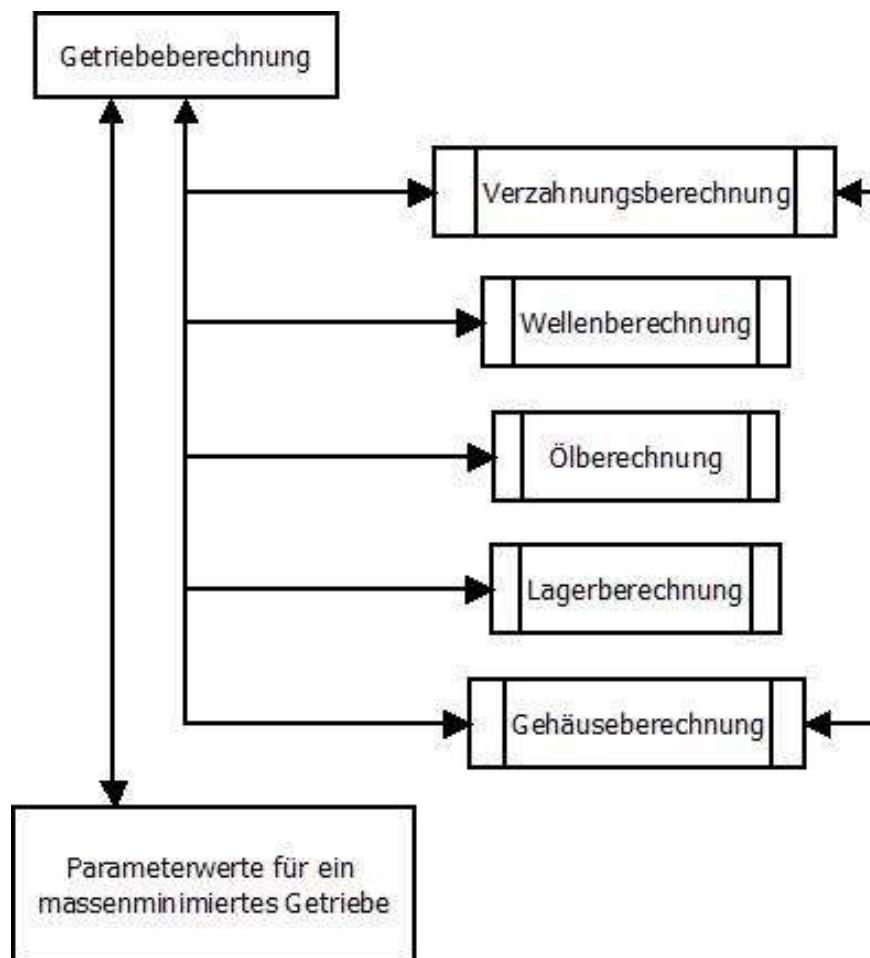


Abbildung 14: Übersicht über die Parametrisierung der Getriebeberechnung

2.2.1 Analyse der Getriebeelemente

In diesem Kapitel werden die einzelnen Getriebeelemente hinsichtlich Abschätzbarkeit analysiert und es wird festgelegt, auf welche Parameter eingegangen werden soll und wie deren Randbedingungen berücksichtigt werden. Schrauben, Wellenmutter, Dichtringe etc. werden nicht berücksichtigt, da deren Beitrag zur Gesamtmasse vernachlässigbar ist.

2.2.1.1 Analyse des Getriebes

Es stellt sich die grundsätzliche Frage, welche Informationen vorliegen bzw. vor Berechnungsbeginn eines Getriebes bekannt sind oder ob Parameterwerte zumindest eingegrenzt werden können. Ungenauigkeiten hinsichtlich dieser Informationen wirken sich gravierend auf das Endergebnis aus. Gegebenenfalls muss die Berechnung mehrmals während des Konstruktionsprozesses wiederholt werden.

Eingabeparameter des Programms zur Getriebeberechnung

Die Getriebeberechnung benötigt folgende Eingaben:

- **Abtriebsdrehmoment:** Dies ist, wie sich bei der Analyse bestehender Industriestirnradgetriebe gezeigt hat, eine der wichtigsten Angaben, da diese den größten Einfluss auf die Kräfte und Momente innerhalb des Getriebes und damit auf die Masse hat.
- **Ab- und Antriebsdrehzahl:** Die Abhängigkeit der Dimensionierung der Getriebeelemente von der Ab- und Antriebsdrehzahl ist gering, da wenige Faktoren beeinflusst werden. Die Resonanzdrehzahlen der Wellen sind neben dem Geschwindigkeitsfaktor bei der Verzahnung von den Drehzahlen abhängig. Die Resonanzdrehzahlen der Wellen können nicht berücksichtigt werden, da hierfür die genaue Wellenkontur bekannt sein muss. Die Grenzdrehzahlen und die Bezugsdrehzahlen der Lager hängen auch von den Drehzahlen ab und werden berücksichtigt. Die Antriebsdrehzahl (als maximale Drehzahl innerhalb des Getriebes bei einer Übersetzung ins Langsame) darf 3600 U/min nicht überschreiten, da sonst die zu berücksichtigende Norm für die Verzahnungsberechnung [7] nicht angewendet werden darf. Die Drehzahlen sind notwendig, um die Gesamtübersetzung zu eruieren, falls diese nicht schon bekannt ist.
- **Gesamtübersetzung:** Die Gesamtübersetzung kann mithilfe der Ausgangsdaten des Getriebes und der Daten des gewählten Antriebs ermittelt werden (Betriebsdrehzahl des Antriebes) und hat einen großen Einfluss auf die Massen der Zahnradsätze, auch bei konstanter Übersetzungsstufenanzahl. Sie ist wichtig für den Konstruktionsentwurf und für die Entscheidung über den nächstgenannten Parameter.
- **Anzahl der Übersetzungsstufen:** Diese ist speziell für die Masse des Gehäuses relevant. Eine steigende Übersetzungsstufenanzahl erhöht die Gehäuseabmessungen (vor allem die Gehäuselänge). In weiterer Folge erhöhen sich das Bauraumvolumen und damit die Masse. Abgesehen von einem massereicheren Gehäuse werden mehr Zahnräder, Lager und Wellen benötigt.
- **Anwendungsfaktor:** Der Anwendungsfaktor muss bekannt sein, da das Drehmoment proportional zu ihm skaliert wird. Normal- und Querkräfte an den Kupplungsstellen auf der Antriebs- und der Abtriebswelle werden nicht berücksichtigt.
- **Mindestsicherheiten:** Die Grübchensicherheit sowie die Zahnbruchsicherheit sind standardmäßig auf die Mindestwerte nach DIN 3990 Teil 1 [7] eingestellt (1,0 bzw. 1,4).
- **Lagerlebensdauer:** Die Lagerlebensdauer wird nach der erweiterten Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [11] durchgeführt und ist wichtig für die Gesamtlebensdauer des Getriebes. Außerdem ist ein allfälliger Wartungsaufwand unter anderem von der Lagerlebensdauer abhängig.

- **Verunreinigungsgrad:** Dieser ist wichtig für die Lagerlebensdauerberechnung, eine Abschätzung ist jedoch ausreichend.
- **Topologie:** Es sollte eine klare Vorstellung vorhanden sein, wie das Getriebe überhaupt aufgebaut sein soll. So muss etwa bekannt sein, wie lang die Wellen sind, wo genau auf den Wellen sich die Zahnräder befinden, oder ob das Getriebe koaxial ausgeführt wird. Dies ist wichtig, um neben der Berechnung der Lagerkräfte und in weiterer Folge des Biegemoments die Lager und Wellen vordimensionieren zu können, aber auch um die Stützwirkung für die Verzahnung berechnen zu können (Breitenfaktoren). Evidenterweise wird die Gehäusemasse ebenfalls in hohem Ausmaß vom Aufbau des Getriebes beeinflusst. Koaxial ausgeführte Getriebe werden zwar bei den Unterprogrammen zur Verzahnungsauslegung und der Wellenberechnung berücksichtigt, vorerst sollen sie bei der Gehäuseberechnung nicht berücksichtigt werden.

Ausgabeparameter des Programms zur Getriebeberechnung

Die Getriebeberechnung liefert folgende Ausgaben:

- Alle **relevanten Parameter** für die weitere, vertiefende **Berechnung/Auslegung sowie die Konstruktion**, bzw. alle Werte, die durch Anwendung der entsprechenden Normen zur Berechnung der Getriebeelemente ermittelt werden.
- Die **Gesamtmasse und Teilmassen des Getriebes**.

Es wird empfohlen, mehrere Berechnungen durchzuführen. Dies ist notwendig, um zu eruieren, wie viele Übersetzungsstufen das zu konstruierende Getriebe idealerweise haben soll. Eine unterschiedliche Anzahl an Übersetzungsstufen führt zu anderen Abmessungen, aber auch zu einer anderen Masse des Getriebes.

Auch die Länge der Wellen (und somit die Getriebebreite) ist in einem mehrstufigen Iterationsprozess an das Optimum heranzuführen, da sie von den errechneten Zahnradbreiten abhängt. Eine entsprechend angepasste Länge der Wellen führt zu einem anderen notwendigen Wellendurchmesser und einem neuen Breitenfaktor. Die Länge der Welle beeinflusst neben der Wellenberechnung auch die Verzahnungs- und Lagerberechnung. Die Auswirkungen auf die Lagerberechnung wird in Kapitel 2.2.4 detaillierter ausgeführt.

Für die Verzahnungs- und Ölberechnung wichtige Diagramme (Kopffaktor, optimale Ölviskosität, Öldichte), aus denen im Zuge der normgerechten Berechnung Informationen ausgelesen werden, sind für die Berechnung zu parametrisieren. Ein entsprechender mathematischer Zusammenhang ist im Anhang (Kapitel 4.3) ersichtlich.

2.2.1.2 Analyse der Verzahnungen

Die Verzahnungen sind die am aufwendigsten zu berechnenden Elemente in Getrieben, ihre Berechnung wird mithilfe der DIN 3990 Teil 11 [7], durchgeführt. Diese wird von den Wellen sowie vom Gehäuse beeinflusst, z. B. durch die Lage der Zahnräder und Lager auf der Welle, ob das Ritzel aufgesteckt ist oder mit der Welle gemeinsam als Ritzelwelle ausgeführt wird, oder wie starr die Lagerung im Gehäuse möglich ist.

Eingabeparameter des Unterprogramms zur Verzahnungsberechnung

Die Verzahnungsberechnung benötigt folgende Eingaben:

- **Verzahnungstyp:** Es werden gerad- und schrägverzahnte Stirnräder ohne Profilverchiebung berechnet.
- **Werkstoff:** Es besteht die Möglichkeit mehrere Werkstoffe auszuwählen. Derzeit ist im Programm ein einsatzgehärteter Werkstoff mit entsprechenden Festigkeitswerten die einzige Auswahlmöglichkeit (18CrNiMo7-6). Das Hinzufügen von weiteren Werkstoffen ist jederzeit möglich. Ein automatisiertes Auswählen des idealen Werkstoffes ist derzeit nicht vorgesehen, und wäre nur bei Miteinbeziehung von Nichteisenmetallen sinnvoll. Der Grund dafür ist, dass alle Stähle in etwa die gleiche Dichte aufweisen. Somit würde das Programm den Stahl mit den höchsten Festigkeitswerten auswählen. Sehr wohl wäre dies für die Ermittlung des kostengünstigsten Getriebes anzudenken, da hierbei der relative Materialpreis entscheidend mitträgt.
- **Ritzelwelle:** Für die Berechnung des K' -Faktors und in weiterer Folge für die Breitenfaktoren ist es notwendig zu wissen, ob eine Ritzelwelle vorliegt.
- **Bezugsprofil:** Das Bezugsprofil ist genau vorgegeben (Normaleingriffswinkel $\alpha=20^\circ$, $h_{aP,rel} = 1$, $f_{fP,rel} = 1.25$, $q_{fPrel} = 0.25$). Davon hängen die Kopffaktoren ab, deren Berechnung bei Verwendung eines anderen Bezugsprofils zu überarbeiten ist.
- **Verzahnungsqualität:** Für die Berechnung des Dynamikfaktors und des Breitenfaktors ist die Kenntnis der Verzahnungsqualität notwendig. Sie kann im Bereich von 5 - 8 nach DIN 3962 Teil 2 [12] gewählt werden.
- **Zähnezahl:** Es ist ein beliebiger Bereich ab mindestens 17 Zähnen sowie eine ganzzahlige Sprungweite (Standardeinstellung: 1) anzugeben.
- **Normalmodul:** Es stehen Moduln der Vorzugsreihe nach DIN 780 Teil 1 [13] zur Auswahl. Es ist der minimale und maximale Normalmodul zu wählen. Eine Schrittweite ist nicht wählbar, da bei der Abarbeitung der in Frage kommenden Normalmoduln die Moduln der Vorzugsreihe der Reihe nach abgearbeitet werden.
- **Schrägungswinkel:** Ein Schrägungswinkel ungleich Null beeinflusst die Wellen- und Lagerberechnung, führt jedoch bei der Verzahnung bei annähernd

identer Masse zu einer erhöhten Festigkeit. In der Praxis geschieht dies bei sehr geringen Mehrkosten. Der Schrägungswinkel der letzten Stufe beträgt laut Betreuer aufgrund der großen auftretenden Axialkräfte ca. 10°. Bei allen anderen Übersetzungsstufen wird dieser mit maximal 20 ° limitiert. Es zeigt sich in weiterer Folge, dass die Axialkräfte kaum einen Einfluss auf die Dimensionierung der Wellen haben, jedoch sehr wohl auf die Lagerdimensionierung und deren Masse.

- **Verhältnis Breite / Modul:** Auch hier ist es möglich einen Bereich sowie die Schrittweite auszuwählen. Es ist zu prüfen, dass das maximale Verhältnis von $0.9 \cdot \text{Ritzelzähnezahl}$ nicht überschritten wird.

Eine größere Schrittweite bei allen Parametern ist bei der ersten Durchrechnung sinnvoll, denn sie liefert innerhalb kurzer Zeit eine Grobauslegung. Im nächsten Durchgang kann der Parameterbereich der jeweiligen Parameter zugunsten einer kleineren Schrittweite bei gleicher Berechnungszeit entsprechend eingeschränkt werden. Diese Herangehensweise hat sich vor allem bei der Wahl des optimalen Normalmoduls bewährt.

Ausgabeparameter des Unterprogramms zur Verzahnungsberechnung

Die Verzahnungsberechnung liefert folgende Ausgaben:

- Alle **konstruktiven Parameterwerte**, die in den vorgegeben Bereichen liegen und zur **kleinsten Gesamtmasse der Verzahnung** führen (**Zähnezahl, Normalmodul, Schrägungswinkel, Verhältnis Zahnradbreite/Modul**).
- Alle **Parameterwerte**, die für die **weitere Berechnung** verwendet werden können (Verzahnungskräfte, Abmessungen, ...)
- **Masse**

Die Verzahnungen werden der Norm entsprechend auf Flankenpressung und Dauerfestigkeit des Zahnfußes ausgelegt. Die statische Festigkeit (Gewaltbruch) wird nicht berechnet.

Die Zahnradmasse wird durch ein Vollscheibenrad als Drehzylinder nach Gleichung (2-13) angenähert. Dessen Ausführung ist in der Praxis bei einsatzgehärteten Zahnradern üblich.

$$M_{ZR} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}{4} \quad (2-13)$$

M_{ZR} ...	Zahnradmasse
d ...	Ritzeldurchmesser (Zähnezahl • Stirnmodul)
b ...	Zahnradbreite
ρ ...	Dichte des Zahnradwerkstoffes

Um ein Gefühl für die Genauigkeit der vereinfachten Modellierung der Verzahnung zu bekommen, wird ein parametrisiertes Stirnrad mit dem verwendeten Zahnradprofil in CATIA modelliert. Dieses ist in Abbildung 15 ersichtlich.

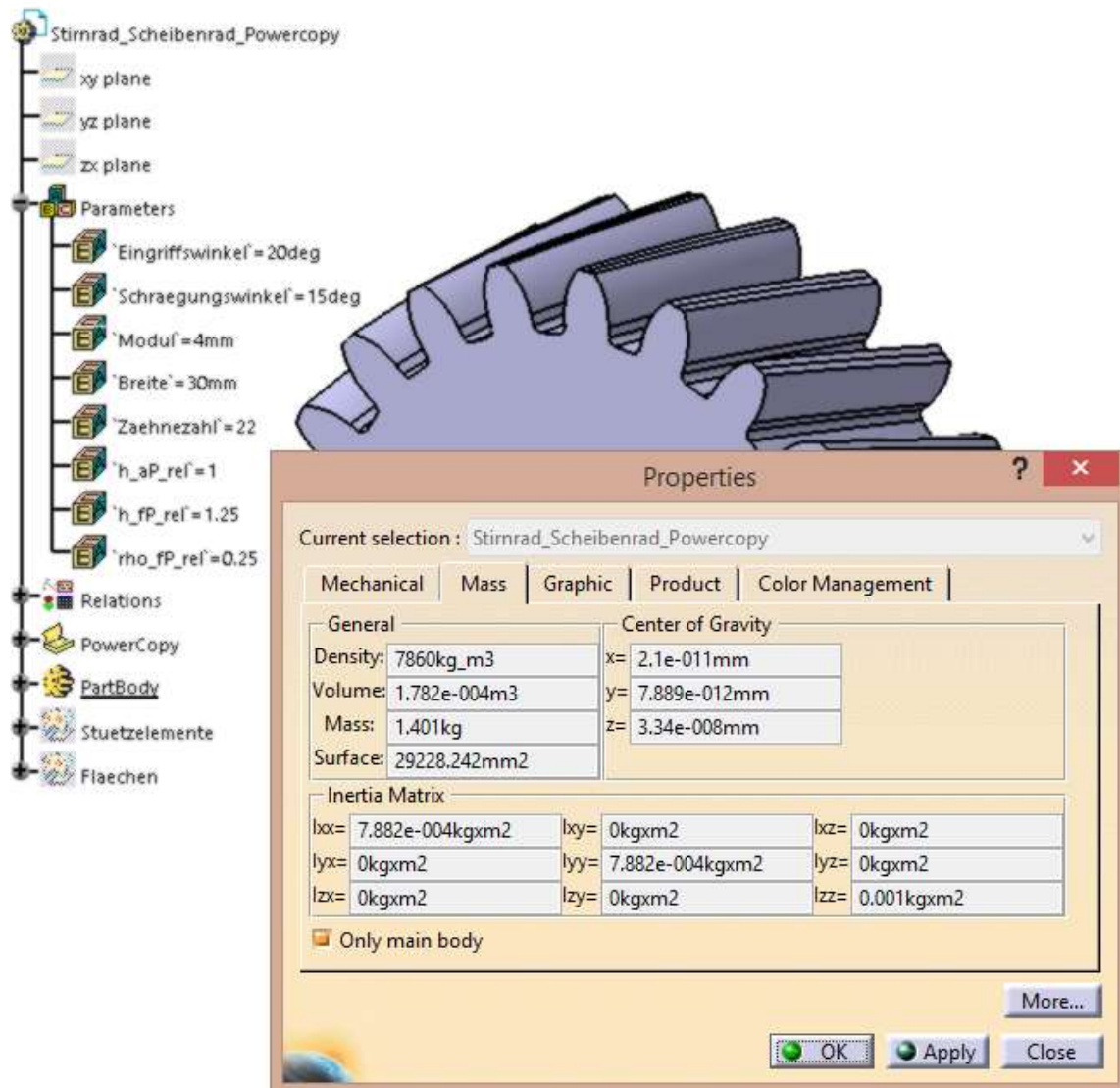


Abbildung 15: Stirnradverzahnung mit dem in der Berechnung verwendeten Bezugsprofil als Vollscheibenrad, modelliert in CATIA

Die Masse eines Zahnrades beträgt für die gewählten Parametergrößen 1,401 kg. Mit der im Unterprogramm getroffenen Vereinfachung ergibt die Masse des Zahnrades bei identer Dichte 1,434 kg. Der relative Fehler beträgt +2,36 %. Die Näherung ist somit ausreichend genau.

Der Wellendurchmesser wird vorerst mit maximal 5/6 des Teilkreisdurchmessers des Ritzels angenommen. Dies ist wichtig für die Berechnung der Breitenfaktoren, denn bei aufgesteckten Ritzeln ist somit ohne Stützwirkung zu rechnen, bei Ritzelwellen somit in jedem Fall mit Stützwirkung. Bei der an die Verzahnungsberechnung an-

schließende Wellenberechnung wird sichergestellt, dass der Außendurchmesser der zum Ritzel gehörenden Welle $5/6$ des Teilkreisdurchmessers nicht überschreitet. Dieser Schritt ist notwendig, um eine weitere Verschränkung der Unterprogramme zu vermeiden, welche die Rechenzeit immens erhöhen würde. Der Verschnitt von Verzahnungen und Wellen wird im Anschluss an die Wellenberechnungen berücksichtigt. Da zu diesem Zeitpunkt der endgültige Wellenaußendurchmesser bekannt ist, wird die überschüssige Masse nach der Wellenberechnungen von der Verzahnungsmasse abgezogen.

Die Dimensionierung der einzelnen Übersetzungsstufen gestaltet sich als schwierig. In der Literatur existiert eine Empfehlung für die Übersetzungsaufteilung, welche zu einem minimalen Verzahnungsvolumen führen soll [14]. Diese führt bei zweistufigen Getrieben bei identen Verzahnungswerkstoffen zu folgender Übersetzungsaufteilung:

$$i_{12} = 0,8 * i_{ges}^{2/3} \quad (2-14)$$

Bei dreistufigen Getrieben wird folgende Übersetzungsaufteilung empfohlen:

$$i_{12} = 0,6 * i_{ges}^{4/7} \quad (2-15)$$

$$i_{34} = 1,1 * i_{ges}^{2/7} \quad (2-16)$$

- i_{ges} ... Gesamtübersetzung des Getriebes
- i_{12} ... Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe
- i_{34} ... Übersetzung der zweiten Übersetzungsstufe

Eine Berechnung zur Validierung dieser Empfehlung liefert Abbildung 16. Die errechnete Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe liegt deutlich unter der empfohlenen Übersetzung. Ein vergleichbarer mathematischer Zusammenhang zwischen dem Ergebnis der Berechnung und der Empfehlung ist in (2-17) und (2-18) ersichtlich.

Diese Auswertung entstand zu einem Zeitpunkt, zu dem die Schrägverzahnung noch nicht fertig implementiert war, die Mindestsicherheiten höher als nach Norm und die maximale Übersetzung je Stufe mit 6 angenommen wurde. Es ist ersichtlich, dass die empfohlene Übersetzung der ersten Stufe in diesem Fall ab einer Gesamtübersetzung von 21 nicht mehr erreicht werden kann. Für jede Maximalübersetzung pro Stufe gibt es einen Grenzwert für die Gesamtübersetzung, z.B. die später festgelegte Maximalübersetzung pro Stufe von 8 ist laut Empfehlung ab einer Gesamtübersetzung von 31,6 nicht mehr erreichbar. Gesamtübersetzungen von zweistufigen

Getrieben mit weniger als der maximalen Übersetzung pro Stufe erscheinen aus Sicht der Minimierung der Gesamttriebmasse als nicht sinnvoll, da hierbei eine Ausführung als einstufiges Getriebe sinnvoller wäre. Um einen vollständigeren Blick zu erhalten werden sie dennoch analysiert.

Für die folgenden Vergleiche wurde dennoch mit der empfohlenen Übersetzung gearbeitet, weshalb die ermittelte, ideale Übersetzung der ersten Stufe den Maximalwert übersteigen kann.

Vergleich der optimalen Übersetzung der 1. Übersetzungsstufe

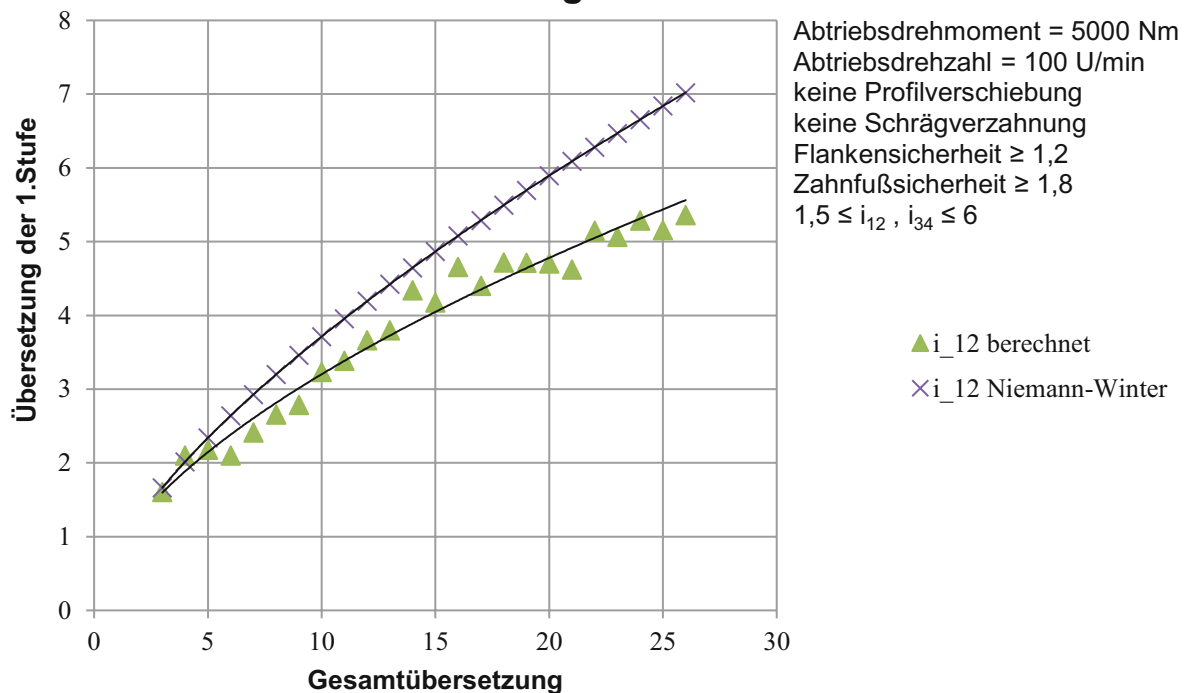


Abbildung 16: Vergleich zwischen Übersetzungsaufteilungsempfehlung und Berechnung, zweistufiges Getriebe

Diese Aufteilung hängt von der Abtriebsdrehzahl und vom Abtriebsdrehmoment ab. Sie weicht bei einer anderen Abtriebsdrehzahl und einem anderen Abtriebsdrehmoment von dieser Aufteilung nicht stark ab.

Es ergeben sich beispielsweise optimale Übersetzungen der ersten Stufe von:

$$T_{ab} = 5000 \text{ Nm}, n_{ab} = 100 \text{ U/min:}$$

$$i_{12,berechnet} = 0,8461 * i_{ges}^{0.578} \quad (2-17)$$

$$T_{ab} = 5000 \text{ Nm}, n_{ab} = 200 \text{ U/min:}$$

$$i_{12,berechnet} = 0,9921 * i_{ges}^{0.5058} \quad (2-18)$$

$T_{ab} \dots$	Abtriebsdrehmoment
$n_{ab} \dots$	Abtriebsdrehzahl
$i_{12,berechnet} \dots$	Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe anhand der Berechnung
$i_{ges} \dots$	Gesamtübersetzung des Getriebes

Die resultierende Masse der Stirnradverzahnungen von der Berücksichtigung der Empfehlung im Vergleich zur Berechnung ist in den folgenden zwei Abbildungen ersichtlich.

Abbildung 17 zeigt die die Verzahnungsmasse in Abhängigkeit von der Wahl der Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe bei verschiedenen Gesamtübersetzungen. Für alle Gesamtübersetzungen ist ein annähernd parabolischer Verlauf mit einem mehr oder weniger ausgeprägten Minimum erkennbar. Die Massenminima sind aufgrund der vielen abgebildeten Gesamtübersetzungen nicht genau erkennbar, eine ausgewählte Gesamtübersetzung ist detailliert in Abbildung 18 übersichtlicher dargestellt. Das Massenminimum der Verzahnungen je Gesamtübersetzung wird farblich gekennzeichnet, die Masse der Verzahnungen bei Berücksichtigung der Übersetzungsaufteilung laut Empfehlung ebenfalls. Ein mathematischer Zusammenhang hinsichtlich der Wahl der Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe ist in (2-18) angeführt.

Aufgrund der flachen Kurven und der vielen lokalen Minima kann eine relativ große Übersetzungsänderung im Bereich des globalen Minimums zu kaum einer Massenänderung führen. Anders gesagt: Die Gesamtmasse der Verzahnung zufolge der Wahl der empfohlenen Übersetzungsaufteilung wird aufgrund der Berechnung nicht sehr stark unterschritten. Die Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe anhand der Berechnung unterschreitet die Empfohlene jedoch stark. Diese Effekte sind in Tabelle 1 genauer ersichtlich, welche die minimale Masse der Verzahnung sowie die Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe zufolge der Empfehlung nach Niemann/Winter mit der Errechneten vergleicht.

minimale Masse einer zweistufigen, geradverzahnten Stirnradverzahnung (ohne Lager, Wellen, Gehäuse, Öl)

Abtriebsdrehmoment = 5000 Nm
 Abtriebsdrehzahl = 200 U/min
 keine Profilverschiebung
 keine Schrägverzahnung
 Flankensicherheit $\geq 1,2$
 Zahnfußsicherheit $\geq 1,8$
 $1,5 \leq i_{12}, i_{34} \leq 6$
 Werkstoff: 18CrNiMo7-6

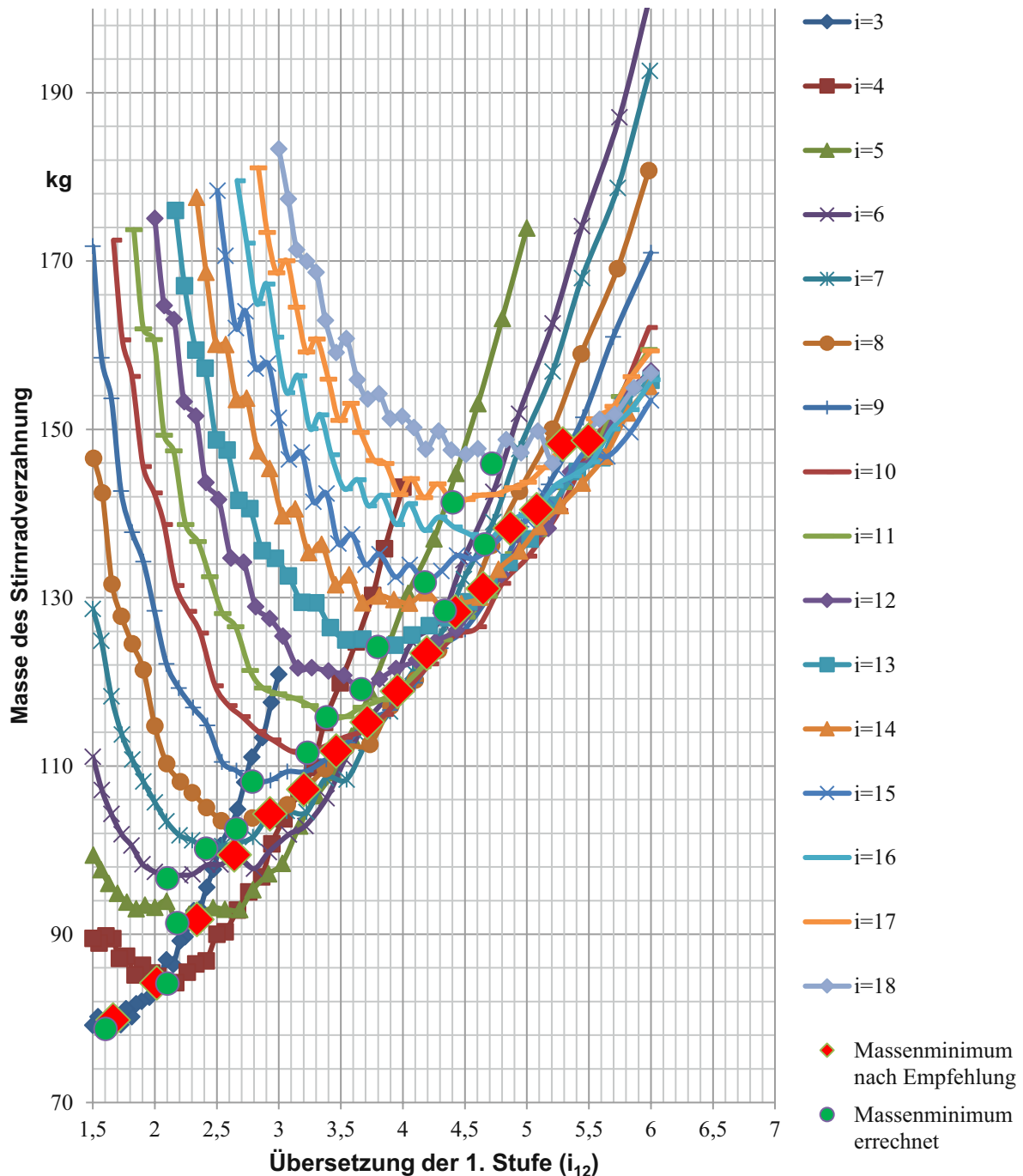


Abbildung 17: Minimale Masse einer zweistufigen Stirnradverzahnung, Vergleich zwischen empfohlener und berechneter Übersetzungsaufteilung

minimale Masse einer zweistufigen, geradverzahnten Stirnradverzahnung (ohne Lager, Wellen, Gehäuse, Öl)

Abtriebsdrehmoment = 5000 Nm
 Abtriebsdrehzahl = 200 U/min
 keine Profilverschiebung
 keine Schrägverzahnung
 Flankensicherheit $\geq 1,2$
 Zahnfußsicherheit $\geq 1,8$
 $1,5 \leq i_{12}, i_{34} \leq 6$
 Werkstoff: 18CrNiMo7-6

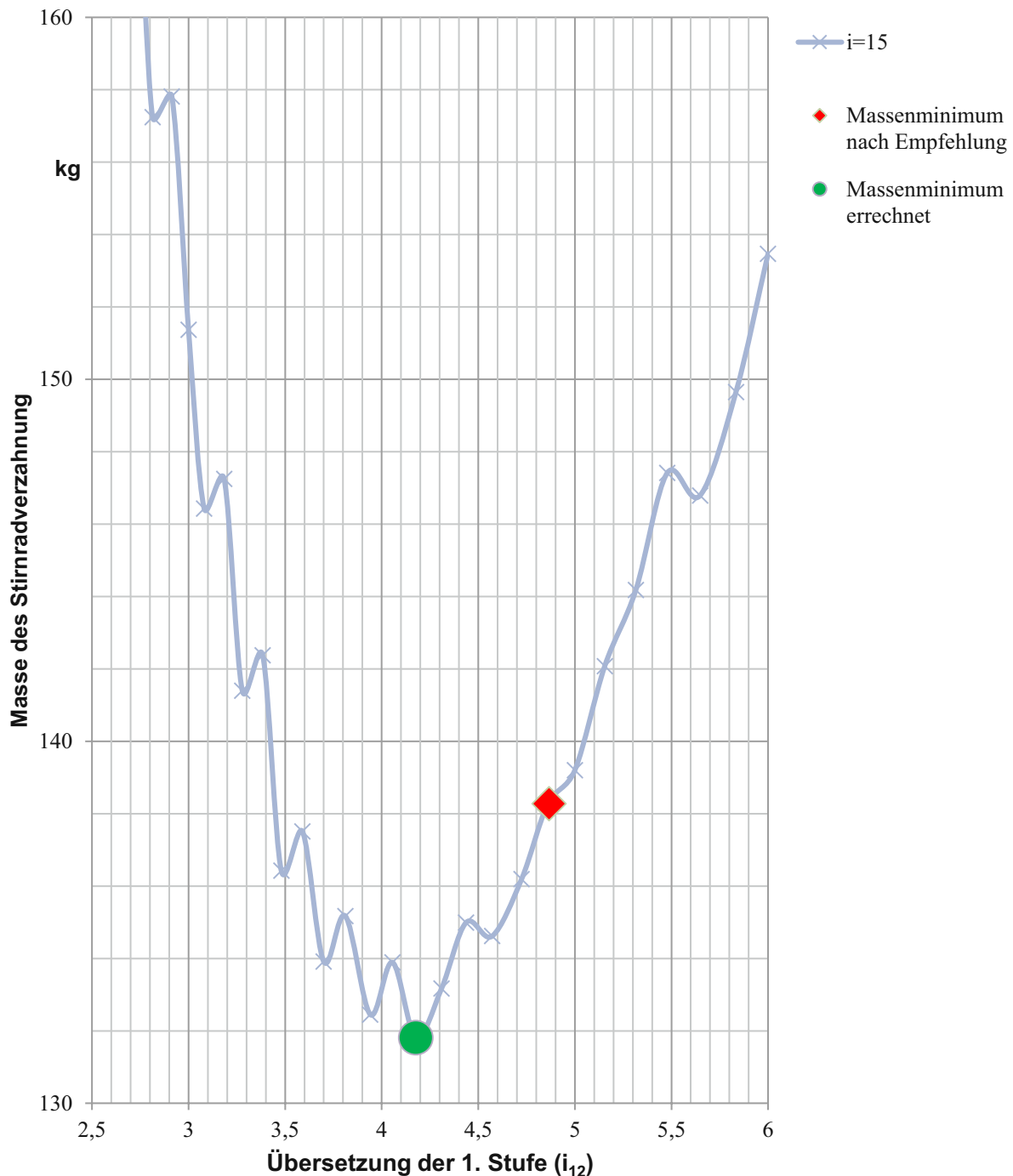


Abbildung 18: Minimale Masse einer zweistufigen Stirnradverzahnung, Vergleich zwischen empfohlener und berechneter Übersetzungsaufteilung, Detailansicht

Tabelle 1: Übersetzungs- und Massenabweichung der Verzahnung, Vergleich zwischen der Berechnung und der Empfehlung

i_{ges}	Niemann-Winter		Berechnung		Abweichung in %	
	i_{12}	Masse	i_{12}	Masse	i_{12}	Masse
3	1.66	79.80	1.60	78.72	-3.56	-1.34
4	2.02	84.21	2.10	84.12	4.33	-0.11
5	2.34	91.76	2.18	91.30	-6.75	-0.50
6	2.64	99.44	2.10	96.63	-20.42	-2.83
7	2.93	104.30	2.42	100.17	-17.50	-3.96
8	3.20	107.20	2.66	102.51	-16.91	-4.37
9	3.46	111.80	2.79	108.13	-19.49	-3.28
10	3.71	115.20	3.23	111.55	-12.96	-3.17
11	3.96	118.89	3.39	115.76	-14.39	-2.63
12	4.19	123.40	3.67	119.09	-12.58	-3.50
13	4.42	128.32	3.80	124.12	-14.10	-3.27
14	4.65	131.09	4.34	128.43	-6.63	-2.03
15	4.87	138.27	4.18	131.81	-14.15	-4.67
16	5.08	140.45	4.66	136.32	-8.27	-2.94
17	5.29	148.27	4.40	141.30	-16.74	-4.70
18	5.49	148.68	4.72	145.92	-14.10	-1.86

Die hierbei ermittelte Übersetzungsaufteilung bezieht sich nur auf die Minimierung der Verzahnungsmasse und nicht auf die Masse des Gesamtgetriebes, welche minimiert werden soll. Aus diesem Grund kann jede noch so genaue mathematische Beschreibung der Übersetzungsaufteilung nicht in die Berechnung übernommen werden. Es ist unklar, ob überhaupt eine der Varianten (Empfehlung nach Niemann/Winter oder ein ggf. eigens ermittelter Zusammenhang) zu einem Massenminima des Gesamtgetriebes führt. Aus diesem Grund ist bei der Berechnung des gesamten Getriebes die optimale Übersetzungsaufteilung für ebenfalls durch Analyse aller Übersetzungsaufteilungsmöglichkeiten zu bestimmen. In Kapitel 2.2.4 wird überprüft, ob eine Empfehlung für eine Übersetzungsaufteilung im Hinblick auf eine minimale Gesamttriebemasse möglich ist, da dies die Berechnungsdauer erheblich reduzieren würde. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle die genauere Analyse der Übersetzungsaufteilung bei zweistufigen Getrieben nicht weiter verfolgt. Auf dreistufige Getriebe wird folglich an dieser Stelle nicht eingegangen.

2.2.1.3 Analyse der Wellen

Für die Wellenberechnung sind sowohl Kenntnisse über die Verzahnungen notwendig (Kraftangriffspunkt der Umfangs-, Radial- und ggf. Axialkraft), als auch voneinander gegenseitig abhängige Informationen (z. B. Zahnradbreite ↔ Wellenlänge). Es wird sinnvoll sein, ggf. einen Iterationsprozess durchzuführen bzw. bei der endgültigen Nachrechnung auf unzulässige Zusammenhänge zu achten. Die Welle wird somit als eine glatte (Hohl-)Welle modelliert, da die genaue Kontur nicht bekannt ist. In der Praxis wird die Abtriebswelle – unter Umständen auch die Antriebswelle – wahlweise als Hohlwelle oder Vollwelle ausgeführt, alle anderen Getriebewellen als Vollwellen. Deren Modellierung als Hohlwelle ist dennoch möglich. Auf die Berechnung und Auslegung von Welle-Nabe-Verbindungen wird verzichtet.

Eingabeparameter des Unterprogramms zur Wellenberechnung

Die Wellenberechnung benötigt folgende Eingaben:

- **Lagersituation** der Welle. Es ist zu klären, wo auf der Welle die Lagerungen, das Ritzel und/oder das Großrad sitzen. Die Abtriebswelle hat nach DIN 1990 Teil 11 Bild 3.2 [7] immer die Lagersituation „b“ (diese Information ist neben der Berechnung der Stützwirkung für die Verzahnung für die Berechnung der Lagerkräfte und des maximalen Biegemomentes notwendig).
- **Drehmoment**
- **Tangentialkraft** des Zahnrades/der Zahnräder.
- **Radialkraft** des Zahnrades/der Zahnräder.
- **Axialkraft** des Zahnrades/der Zahnräder.
- **Werkstoffdaten**, insbesondere die maximal zulässige Biegewechselspannung sowie die Dichte.
- **Maximaler Außendurchmesser**, dieser wurde in der Verzahnungsberechnung mit 5/6 des Teilkreisdurchmessers fixiert.
- **Länge der Welle**

Ausgabeparameter des Unterprogramms zur Wellenberechnung

Die Wellenberechnung liefert folgende Ausgaben:

- **Innendurchmesser** der Welle (Null bei Vollwelle).
- **Außendurchmesser** der Welle.
- **Durchmesserverhältnis** der Welle (Null bei Vollwellen).
- **Lagerkräfte**, die Nummerierung der Lager erfolgt entlang der Wellen jeweils vom Antrieb zum Abtrieb. Z. B. das Lager auf Welle 2 antriebsseitig (beim

Großrad der 1. Stufe) hat die Nummerierung 3, abtriebsseitig (beim Ritzel der 2. Stufe bzw. beim Getriebeausgang) die Nummerierung 4.

- **Masse**

Die Welle wird als glatte (Hohl-)Welle mit konstantem Querschnitt modelliert. Mit einem Durchmesser Verhältnis von Null ist auch die Berechnung einer Vollwelle möglich. Durch Kerbwirkung bei den Absätzen und Welle-Nabe-Verbindungen können kritische Stellen auf der Welle auftreten. Diese sind in einer finalen Berechnung mittels entsprechender Software auf jeden Fall zu überprüfen.

Die Welle in ihrer realen Ausführung wird zufolge der Wellenabsätze eine andere Masse als die im Unterprogramm errechnete haben. Es stellt sich die Frage, ob durch die Einführung eines Massegewichtungsfaktors diesem Effekt gerecht werden kann. In dieser Arbeit wird darauf verzichtet. Zum einen sind die Massen von Wellensicherungsringen und -muttern vernachlässigt worden und zum anderen sind die Massen der Wellen in Relation zum gesamten Getriebe sehr gering. Die Verdrehsteifigkeit sowie die Durchbiegung der Wellen wurden aufgrund der Unkenntnis der genauen Wellenkontur ebenfalls nicht berücksichtigt.

Die Vordimensionierung erfolgt mithilfe der maximal zulässigen Vergleichsspannung nach Mises (Gestaltsänderungshypothese). Diese wird an der Stelle der höchsten Belastung berechnet. Diese befindet sich am Ort des maximalen Biegemomentes bei vollem Drehmoment. Die Schrägungswinkel sind so positiv oder negativ ausgeführt, dass sie zu einem maximalen Biegemoment und zu maximalen Lagerkräften führen.

Die Wellenberechnung muss nach der Verzahnungsberechnung erfolgen, da erst zu diesem Zeitpunkt sämtliche Verzahnungskräfte und die exakten Lagen der Kraftangriffspunkte bekannt sind. Eine Wellenberechnung für jede Parameterpaarung der Verzahnungsberechnung ist möglich. Durch die hohe Abhängigkeit der Berechnungen zwischen der Verzahnungs- und Wellenberechnung untereinander resultiert ein unverhältnismäßig hoher Rechenaufwand. Die Auswirkungen auf die Wellenmasse sind jedoch vernachlässigbar, da exakte Wellenmasse erst mithilfe der genauen Wellenkontur ermittelt werden kann. Aus diesem Grund wird die Wellenberechnung nur einmal pro Übersetzungsaufteilungsstufe durchgeführt, nachdem die Verzahnungen jeder Übersetzungsstufe optimiert wurden.

Bei der Verzahnung wird ein größeres Widerstandsmoment benötigt als z. B. bei den Lagerstellen. Deswegen wird die Sicherheit der Welle bei den Lagerstellen die geforderte Mindestsicherheit weit überschreiten. Der Wellenaußendurchmesser ist demnach an den Lagerstellen höher als aufgrund der Sicherheit notwendig. Dies muss bedacht werden, da sich sonst ggf. unrealistische Innendurchmesser für die Lagerungen ergeben. Es wird der Wellenaußendurchmesser (auf 5 mm aufgerundet) an das Unterprogramm zur Lagerberechnung weitergegeben. Die Lager müssen mindestens diesen Wellendurchmesser als Innendurchmesser haben und können

ggf. bei der genauen Nachrechnung entsprechend der endgültigen Wellenkontur angepasst werden. Der ggf. von Null verschiedene Innendurchmesser wird auf 1 mm abgerundet.

2.2.1.4 Analyse des Öls

Das Öl, insbesondere die Ölmenge hängt vor allem von der Verlustleistung der Verzahnung ab, die Verlustleistung der Lager hingegen wird vernachlässigt.

Ein wichtiger Aspekt ist die Ölkühlung. Diese kann über einen separaten Wärmetauscher (Ölkühler) oder passiv (Kühlrippen am Getriebe) erfolgen. Kühlrippen beeinflussen wiederum die Masse des Gehäuses.

Es gibt verschiedene Schmier- und Kühlsysteme (Tauch- und Einspritzschmierung), von denen die Einspritzschmierung angenommen wird. Die Massen der Ölpumpe und der Ölleitungen ist nicht zu vergessen, sie werden aus folgenden Gründen dennoch nicht berücksichtigt: Es wird angenommen, dass deren Masse für alle Parameterpaarungen in etwa konstant sein werden. Daher sind diese für die Ermittlung der minimalen Getriebemasse ein konstanter Summand und daher nicht von Bedeutung. Abgesehen davon werden die Ölmasse sowie die Massen von Ölkühlungselementen und Ölleitungen bei den Getrieben aus den in Kapitel 2.1.1 verwendeten Katalogen nicht angegeben. Diese sollen für Vergleiche herangezogen werden können.

Eingabeparameter zur Ölberechnung

Die Ölberechnung benötigt folgende Eingaben:

- **Kraft-Geschwindigkeits-Faktor**, die notwendigen Informationen werden aus Verzahnungsauslegung übertragen.
- vom Getriebe **übertragene Leistung**

Ausgabeparameter zur Ölberechnung

Die Ölberechnung liefert folgende Ausgaben:

- **Ölbezeichnung**
- Die **Viskosität** als wichtige Information für die Lagerberechnung.
- **Dichte**
- **Ölmenge**
- **Masse**

Die Ölauswahl erfolgt vor der Lagerberechnung anhand DIN 51509 Teil 1 [15] auf Basis der Verzahnungsdaten. Bei der Wahl des Öls wird ein Ölkatalog vorgegeben, der aus der Excel-Eingabemaske ausgelesen wird. Ein Auszug aus dem Ölkatalog ist in Abbildung 19 ersichtlich. Der Anwendungsbereich wird nicht abgegrenzt, da die Ölauswahl in der Praxis von weiteren Faktoren abhängt, wie z. B. der auftretenden Gleitgeschwindigkeiten oder der Fertigungsqualität.

Produkte	ISO-VG	Viskosität bei 40°C (mm ² /s)	Viskosität bei 100°C	VI	Pour-point (°C)	Produktbeschreibung
Allgemeine Maschinenöle						
ENERGOL CS						
Energol CS 10	10	9,0	2,3	–	-57	Energol CS-Öle sind unlegierte Solventraffinate. Sie werden zur Schmierung von Getrieben, Lagern, Verdichtern und zur Triebwerkschmierung von Kraft- und Arbeitsmaschinen eingesetzt. Entsprechen den Anforderungen an „Schmieröle C“ nach DIN 51 517 Teil 1. Energol CS 32-CS 460 können auch als VB-Verdichteröle nach DIN 51 506 für Verdichtungsendtemperaturen von ≤140°C bzw. Energol CS 32-CS 150 als VC-Verdichteröle für Verdichtungsendtemperaturen von ≤160°C eingesetzt werden. In jedem Fall sind die Herstellerempfehlungen zu beachten!
Energol CS 15	15	14,8	3,4	90	-24	
Energol CS 32	32	30,4	5,2	>95	-15	
Energol CS 46	46	47,6	6,9	>95	-21	
Energol CS 68	68	68,5	8,5	>95	-15	
Energol CS 100	100	110	11,5	>95	-15	
Energol CS 150	150	160	14,5	>95	-12	
Energol CS 220	220	214	18,3	>95	-12	
Energol CS 320	320	317	23,8	>95	-12	
Energol CS 460	460	488	31,6	>95	-12	

Abbildung 19: Schmierstoffkatalog [16]

Die Verlustleistung wird mit 1% pro Stufe überschlagsartig berechnet.

Die Einspritzmenge wird nach einer empirischen Faustformel [17] und in Abhängigkeit von der Umlaufzeit berechnet. Die Umlaufzeit wird mit 2,5 min geschätzt.

Die Auswahl des Öls ist trotz Nichteinbeziehung der Ölmasse von Bedeutung, da sie an die Berechnung der Lager weiter gegeben wird und diese in hohem Maße beeinflusst.

2.2.1.5 Analyse der Lager bzw. Lagerungen

Die Lagerberechnung erfolgt mittels der erweiterten Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [11]. Eine entsprechende Datenbank für die Lagerkennwerte wurde in Excel erstellt. Die Lagerauswahl aus mehreren Baureihen soll möglich sein. Es ist derzeit nur die Berücksichtigung von Rillenkugellager der Baureihen 60, 62, 63 und 64 [18] möglich.

Eingabeparameter des Unterprogramms zur Lagerberechnung

Die Lagerberechnung benötigt folgende Eingaben:

- Die **Radiallast** wird von der Wellenberechnung übernommen.

- Die **Axiallast** wird von der Wellenberechnung übernommen.
- Die **Ausführung** der Lagerung wird als schwimmende Lagerung festgelegt, wobei für jedes Lager der ungünstigste Fall angenommen wird (axialkraftaufnehmend)
- Der **minimale Innendurchmesser** entspricht dem Außendurchmesser der glatten (Hohl-)Welle.
- **Lagerdrehzahl**
- Die **Lebensdauer** L_{10h} ist anzugeben. Es wird eine minimale Lebensdauer von 20.000 h angenommen, eine höhere Lebensdauer der Lagerung führt zu längeren Wartungsintervallen des Getriebes und somit zu einem Vermarktungsargument.
- **Verunreinigungsgrad** des Öls
- **Lagerkataloge**, in denen alle für die Berechnung notwendigen Daten sowie die Abmessungen und die Lagermasse angeführt sind.

Ausgabeparameter des Unterprogramms zur Lagerberechnung

Die Lagerberechnung liefert folgende Ausgaben:

- Aufgrund der Möglichkeit der Tandemanordnung und damit der Verwendung von einer **Anzahl der Lager pro Lagerung** von mehr als eins sollen mehrere idente Lager pro Lagerung verwendet werden können.
- **Lagerdaten** (Innen- und Außendurchmesser, Breite, Festigkeitswerte)
- **Berechnungsdaten** (zufolge der erweiterten Lebensdauerrechnung)
- **Betriebsviskosität** des Öls
- **Masse**

Die Lagerung, die, ausgeführt als ein Lager oder als Tandemanordnung, alle Randbedingungen erfüllt und die minimalste Masse aufweist, wird ausgewählt. Dessen Innendurchmesser liegt über dem Außendurchmesser der Welle. Die Grenz- und Bezugsdrehzahl der Lager werden nicht überschritten und die Lebensdauer liegt über der Mindestlebensdauer. Die genaue Betriebstemperatur wird nicht ermittelt. Bei einer Abweichung von der angenommenen Betriebstemperatur von 70°C müsste die genaue Bezugsdrehzahl nach den Herstellervorgaben ermittelt werden. Da es sich hierbei jedoch um eine Abschätzung handelt und die Betriebstemperatur in hohem Maß von der Art der Kühlung abhängt, wird deren Schätzung bei 70 °C belassen. Die Außendurchmesser der Lager werden nicht überprüft. Diese sind in der Praxis durch die Achsabstände und dem Außendurchmesser des nächstgelegenen Wälzlagers limitiert.

2.2.1.6 Analyse des Gehäuses

Die Berechnung der Getriebegehäusemasse ist nicht genau möglich. Dessen Form und damit auch dessen Masse hängen stark vom Getriebedesign und der Ausführung, z. B. als Guss- oder Schweißgehäuse, ab. Die Verwendung des Getriebes ist von Bedeutung, insbesondere wenn z. B. das Gehäuse eine tragende Funktion übernimmt oder viele Anbauteile integriert sind. Die Werkstoffauswahl ist ebenso ausschlaggebend.

Es ist beispielsweise bei Spezialanfertigungen, welche vom klassischen quaderförmigen Gehäuse abweichen, zu überlegen, vorerst nur die Verzahnungen, Wellen und Lagerungen des Getriebes auszulegen und hinsichtlich einer minimalen Gesamtmasse zu optimieren. Danach folgt die Modellierung eines 3D-Entwurfes. Parallel zur genauen Nachrechnung ist das Gehäuse zu designen. Mittels Finiter Elemente Methode sollte diesen hinsichtlich optimaler Steifigkeit bezogen auf die Masse optimiert werden.

Die Abschätzung des Volumens und damit der Masse gestaltet sich als schwierig. Es existieren mehrere Empfehlungen, von denen zwei genauer geprüft werden:

- Für die Wandstärke (Modellierung als Hohlquader) nach der Empfehlung aus dem Vorlesungsskriptum Maschinenelemente [19]. Diese Modellierung erweist sich als nicht besonders hilfreich, da nicht sehr detailliert ist.
- Für die Abmessungen der Wandstärke von Unter- und Oberkasten sowie die der Flansche nach der Empfehlung von Roloff/Matek [20].

Die vereinfachte Modellierung des Gehäuses nach der Empfehlung von Roloff/Matek ist in Abbildung 20 und Abbildung 21 ersichtlich.

Eingabeparameter zur Gehäuseberechnung

Die Gehäuseberechnung benötigt folgende Eingaben:

- Die maximal **lichte Länge** ist relevant für die Abschätzung der Wandstärke und damit die einflussreichste Kenngröße des Gehäuses hinsichtlich der Masse. Die Länge ergibt sich durch die Summe der Achsabstände, der Kopfkreisradien der Zahnräder auf An- und Abtriebswelle, und einer Sicherheitslücke für den Fall eines Zahnbruchs.
- Die **mittlere Breite** ergibt sich durch die Wellenlänge.
- Die **lichte Höhe** ergibt sich durch die Summe des größten Kopfkreisdurchmessers und einer Sicherheitslücke für den Fall eines Zahnbruchs.
- Die **Dichte** des Gehäusewerkstoffes.
- Die **Ausführung** des Gehäuses, in diesem Fall als Gussgehäuse.

Ausgabeparameter zur Gehäuseberechnung

Die Gehäuseberechnung liefert folgende Ausgaben:

- **Gehäuseabmessungen**
- **Masse**

Zur Werkstoffauswahl stehen Grauguss (Dichte 7200 kg/m^3) sowie Aluminium (Dichte 2700 kg/m^3) zur Verfügung. Da im Zuge der Geometrieabschätzung keine Festigkeitsberechnung durchzuführen ist, sind genauere Daten zu den Werkstoffen nicht notwendig.

Die für die Modellierung notwendigen Maße werden, angelehnt an die Empfehlung für Gussgehäuse, anhand (2-19) bis (2-24) berechnet. Es werden zwecks Vereinfachung zwei hohle, in der Teilungsebene offene Quader inklusive den Flanschen und der Fußleiste zur Massenberechnung herangezogen. Da es sich um Empfehlungen handelt und davon ausgegangen werden kann, dass Gehäuse massenoptimierter Getriebe ein entsprechendes Gehäuse aufweisen, werden die unteren Grenzwerte der Wandstärken gewählt. Montageelemente werden nicht berücksichtigt. Versteifungsrippen und Lageraufnahme kommen insofern zur Geltung, als dass die Flanschdicken die mittleren Werte der Empfehlung annehmen. Die Fußleiste wird durchgehend ausgeführt.

Die relevanten Abmessungen werde wie folgt ermittelt:

$$s_1 = 0,005 * l + 6 \text{ mm} \quad (2-19)$$

$$s_2 = 0,5 * s_1 \quad (2-20)$$

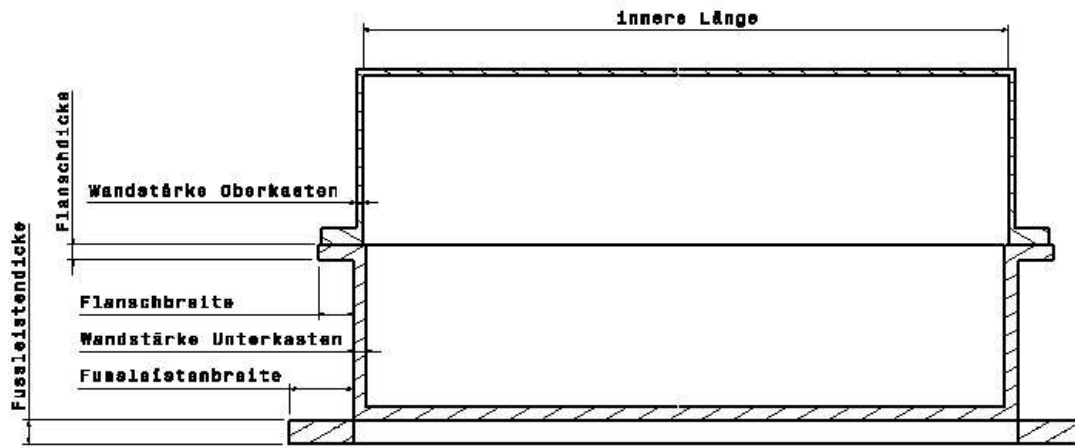
$$s_3 = s_4 = 1,45 * s_1 \quad (2-21)$$

$$b_1 = 3 * s_1 + 10 \text{ mm} \quad (2-22)$$

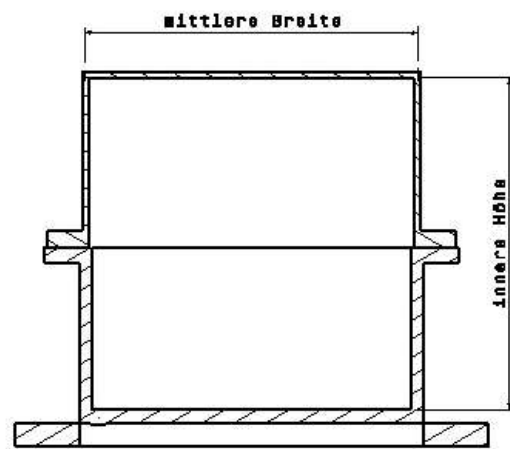
$$s_5 = 1,8 * s_1 \quad (2-23)$$

$$b_2 = 3,5 * s_1 + 15 \text{ mm} \quad (2-24)$$

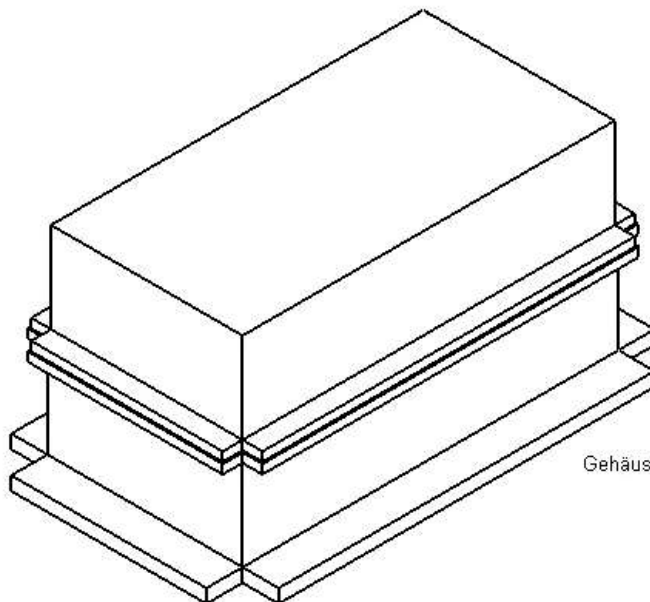
s_1 ...	Wanddicke Unterkasten
s_2 ...	Wanddicke Oberkasten
s_3 ...	Flanschdicke Unterkasten
s_4 ...	Flanschdicke Oberkasten
b_1 ...	Flanschbreite
s_5 ...	Fußleistendicke
b_2 ...	Fußleistenbreite



Gehäuse im Längsschnitt



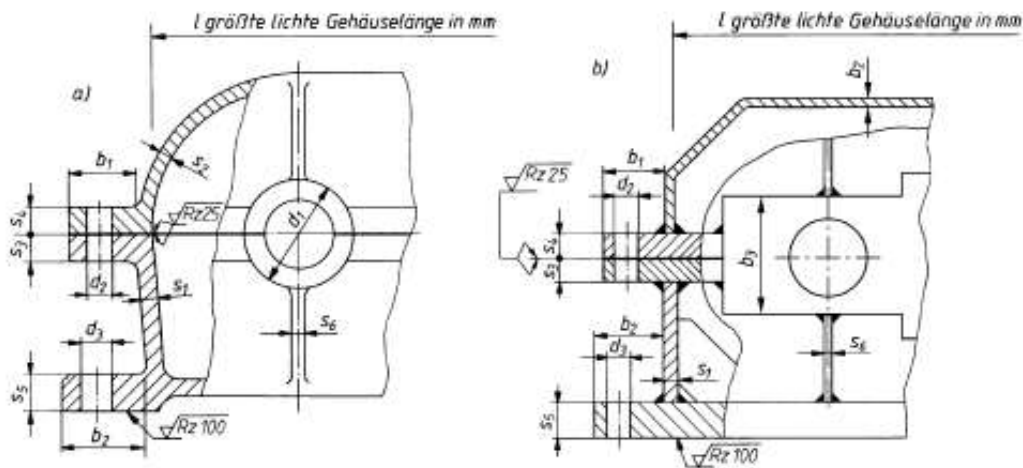
Gehäuse im Querschnitt



Gehäuse in isometrischer Ansicht

Modellierung des Getriebegehäuses

Abbildung 20: Aufbau des modellierten Gehäuses



Bauteil		Gusskonstruktion	Schweißkonstruktion
Gehäusewerkstoff		GJL, GJS, GS	S235 S355
Wanddicke	Unterkasten Oberkasten	s_1 s_2	$(0,005 \dots 0,01) \cdot l + 6 \text{ mm}^1)$ $(0,5 \dots 0,8) \cdot s_1$
Mindestwerte für die Wanddicke		$s_{1,2 \text{ min}}$	$(0,004 \dots 0,005) \cdot l + 4 \text{ mm}$ $(0,5 \dots 0,8) \cdot s_1$
Höchstwerte für die Wanddicke		$s_{1,2 \text{ max}}$	4 mm 25 mm
Flansch	Flanschdicke Flanschbreite	$s_3 \approx s_4$ b_1	$(1,3 \dots 1,6) \cdot s_1$ $\approx 3 \cdot s_1 + 10$
Flanschschrauben	Durchmesser Abstand	d_2 l_F	$\approx 1,2 \cdot s_1$ $\approx (6 \dots 10) \cdot d_2$ (je nach Dichtigkeitsforderung)
Fußeistendicke	a) durchgehend mit Ausnehmung b) durchgehend ohne Ausnehmung	s_5	$\approx 3 \cdot s_1$ $\approx 1,8 \cdot s_1$
Fußeistenbreite		b_2	$\approx 3,5 \cdot s_1 + 15 \text{ mm}$ $\approx 4,5 \cdot s_1 + 10 \text{ mm}$
Versteifungs- und Kühlrippen		s_6	$\approx 0,7 \cdot s_1$ der zu versteifenden Wand
Außendurchmesser der Lagergehäuse		d_1, b_3	$\approx (1,2 \dots 1,4) \cdot \text{Lageraußendurchmesser}$
Fundamentschrauben, Durchmesser		d_3	$\approx 1,6 \cdot s_1$ $\approx 2 \cdot s_1$
Abstand seitlich zwischen Zahnrädern bzw. Zahnrädern u. Gehäusewand		s_7	$s_7 \approx 2 + 3 \text{ m} + C \leq 70 \text{ mm}$ mit $C = 0,65 (v_1 [\text{m/s}] - 25) \geq 0$

¹⁾ $l =$ größte lichte Gehäuselänge

Bild 20-25 Empfehlungen für Gehäuseabmessungen. a) Gusseisenkonstruktion, b) Schweißkonstruktion

Abbildung 21: Empfehlungen für Gehäuseabmessungen nach Roloff/Matek [20]

2.2.2 Eingabeweg

Für einen einfachen und intuitiven Umgang mit dem Programm muss der Eingabeweg einfach nachvollziehbar sein und müssen Eingabefehler möglichst verhindert werden.

Die Grundidee bei diesem Programm ist es, Getriebe mit allen Parameterkombinationen innerhalb der Randbedingungen zu berechnen. Unter den Kombinationen, die den relevanten Normen, ist die optimale auszuwählen – diejenige, die zur minimalen Gesamtmasse führt.

Aufgrund des hohen Rechenbedarfs erfolgt die Berechnung mit MatLab. Eine Excel-Eingabemaske sowie jederzeit erweiterbare Datenbanken von Lager, Werkstoffe, Normalmoduln etc. tragen zu einer besseren Übersicht bei. Die Ergebnisanalyse erfolgt ebenfalls mithilfe von Excel und MatLab. Dadurch ist gewährleistet, dass die Handhabung einheitlich und übersichtlich bleibt.

Anfangs erfolgt eine getrennte Berechnung der einzelnen Getriebeelemente. Die Berechnung beginnt mit der Ermittlung jener Verzahnungsparameter, die zur geringsten Verzahnungsmasse führen. Im nächsten Schritt werden die Wellenparameter, welche zur geringsten Wellenmasse führen, ermittelt. Nach der Ermittlung des optimalen Öles werden die Lagerungen ausgelegt, welche zur geringsten Masse der einzelnen Lagerstellen führen. Abschließend erfolgt die Ermittlung der Gehäusemasse.

Notwendige Parameter zur Berechnung der einzelnen Getriebeelemente werden von der vorherigen Berechnung weiter gegeben, bzw. bei der anfänglichen Verzahnungsberechnung abgeschätzt (z. B. Wellenlänge und Wellendurchmesser). Es zeigt sich, dass die Gehäusemasse stark von der Verzahnung abhängt. Der größte Zahnraddurchmesser beeinflusst die Höhe des Gehäuses maßgeblich. Große Zahnraddurchmesser führen zu großen Achsabständen und dadurch zu einem Gehäuse mit entsprechend großer Länge. Die mittlere Getriebebreite wird durch die Wellenlänge bestimmt. Aus diesen Gründen wird die Gehäuseberechnung teilweise vorgezogen und in die Verzahnungsauslegung integriert. Darauf wird näher in Kapitel 2.2.4 eingegangen. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass auch die Massen der Wellen und Lager von der Verzahnungsauslegung beeinflusst werden, jedoch mit geringeren Auswirkungen als auf das Gehäuse. Dessen Berechnung erfolgt zugunsten der Rechenzeit weiterhin getrennt.

Um die optimalen Parameter ermitteln zu können und die Rechenzeit in Grenzen zu halten, werden für jede mögliche Übersetzungsaufteilung der einzelnen Übersetzungsstufen zuerst die Parameter der Verzahnungen für die Massenminimierung jeder einzelnen Übersetzungsstufen in ihren vorgegebenen Bereichen ermittelt, die zu der kleinsten Masse der Stufe incl. eines gedachten Gehäuses eines einstufigen Getriebes führen. Darauf aufbauend folgen wie bisher die Auslegungen der anderen

Getriebeelemente incl. des tatsächlichen Getriebegehäuses. Von der berechneten Verzahnungsmasse wird schlussendlich noch der Verschnitt zwischen Zahnrädern und Wellen abgezogen. Die Berücksichtigung des Verschnitts erfolgt bei Ritzelwellen analog. Die Masse einer Ritzelwelle wird auf Wellen- und Zahnradmasse aufgespalten, die Teilmassen müssen ggf. nachträglich addiert werden. Die so ermittelten Gesamtmassen der einzelnen Übersetzungsaufteilungsmöglichkeiten werden verglichen und jene zu wählenden Parameter, die zur geringsten Getriebemasse führen, werden als Endergebnis in der Eingabemaske abgespeichert.

Die Excel-Eingabemaske ist folgendermaßen farbcodiert:

- Rot: Der Zelleninhalt darf (noch) nicht geändert werden und beinhaltet fixierte Werte, deren Variierung zumindest vorerst nicht geplant ist.
- Orange: MatLab berechnet diese Werte bzw. legt die Auswahl fest und speichert diese in jene Zellen ab.
- Gelb: Excel berechnet diese Werte oder legt die Daten anhand einer Datenbank fest.
- Grün: Es ist eine Dateneingabe oder eine Auswahl mittels Dropdown-Box erforderlich.

Es folgt ein Berechnungsbeispiel um die Ein- und Ausgabe zu verdeutlichen. Im Anschluss wird detailliert auf die Programmstruktur eingegangen.

2.2.2.1 Eingabeweg der globalen Parameter

Tabelle 2: Eingabe von globalen Parametern in die Excel-Eingabemaske

Globale Parameter		
Parameter	Wert	Einheit
Abtriebsdrehzahl	60	U/min
Abtriebsdrehmoment	1800	Nm
Antriebsdrehzahl	960	U/min
Antriebsdrehmoment	112.5	Nm
Leistung	11.31	kW
Gesamtübersetzung	16	[-]
Anwendungsfaktor	1.25	[-]
minimale Fankensicherheit	1	[-]
minimale Zahnfußsicherheit	1.4	[-]
Übersetzungsstufenanzahl	2	[-]
Übersetzungssprünge	42	[-]
Lagerlebensdauer	20000	h
Verunreinigungsgrad	Normale Sauberkeit	[-]

Wie in Tabelle 2 ersichtlich, sind zuerst die Abtriebsdrehzahl, das Abtriebsdrehmoment, die Gesamtübersetzung, der Anwendungsfaktor, die minimale Sicherheit hinsichtlich Herz'scher Pressung, die minimale Sicherheit hinsichtlich der Zahnfußfestigkeit, die Anzahl an Getriebeübersetzungsstufen, die Anzahl der Übersetzungssprünge (Maß für die Feinheit der Übersetzungsaufteilung, die Übersetzungsmöglichkeiten jeder Getriebestufe werden anhand einer geometrischen Reihe angegeben) sowie die geforderte Mindestlagerlebensdauer und der Verunreinigungsgrad einzugeben. Antriebsdrehzahl, Antriebsdrehmoment sowie Getriebeleistung werden berechnet.

Zu beachten ist, dass bei der Wahl von der Abtriebsdrehzahl und der Gesamtübersetzung die Antriebsdrehzahl 3600 U/min nicht überschritten wird. Die minimalen Sicherheiten dürfen die Werte 1,0 (Herz'sche Pressung an der Zahnflanke) und 1,4 (Zahnfußspannung) nicht unterschreiten. Dies ist notwendig um den Gültigkeitsbereich der Norm zu Berechnung der Verzahnungen [7] zu erfüllen.

Die Minimalgesamtübersetzung beträgt 1. Die maximale Gesamtübersetzung wird berechnet indem die maximale Übersetzung einer Stufe mit der Anzahl der Übersetzungsstufen potenziert wird. In diesem Programm wurde für die maximale Übersetzung pro Stufe 8 bzw. bei dreistufigen Getrieben und in weiterer Folge allgemein 18 angenommen. Somit beträgt die theoretisch maximale Gesamtübersetzung bei einem zweistufigen Getriebe 64 bzw. 324, bei einem dreistufigen Getriebe 512 bzw. 5832, und bei einem vierstufigen Getriebe 4096 bzw. 104976. Die Eingabe der Grenzwerte für die Übersetzung je Übersetzungsstufe ist in Tabelle 3 ersichtlich.

Aus Mangel an Anwendungsbeispielen wurde die Möglichkeit, Getriebe mit einer Übersetzung ins Schnelle zu berechnen, nicht verfolgt bzw. geprüft. Das Programm muss dazu nur minimal angepasst werden. Die Abtriebsdrehzahl muss unter 3600 U/min bleiben und die Grenzwerte der einzelnen Übersetzungsstufen sowie der Gesamtübersetzung sind auf den Bereich zwischen den Kehrwerten auszurichten.

Tabelle 3: Eingabe der Minimal- und Maximalübersetzung in die Excel-Eingabemaske

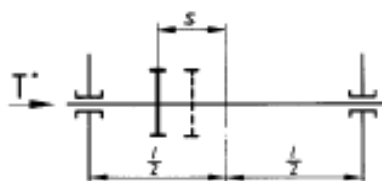
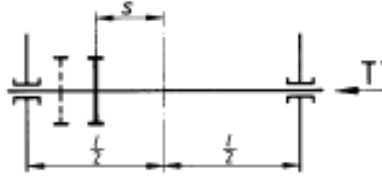

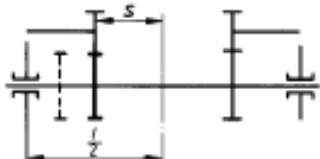
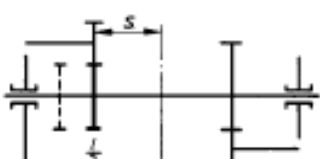
Übersetzungen		
	je Stufe	gesamt
Minimum	1	1
Maximum	8	64

Für die Anzahl der Übersetzungssprünge hat sich als Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechendauer 42 ergeben. Dies entspricht einer relativen Änderung der Übersetzungsstufenübersetzung von ~5 % (Maximalübersetzung pro Stufe von 8) bzw. ~7 % (Maximalübersetzung pro Stufe von 18).

Tabelle 4: Eingabe des Leistungsflusses in die Excel-Eingabemaske

Leistungsfluss						
Wellentyp	Name	Länge (in mm)	Zahnrad	T*	s (in mm)	k=d _i /d _a
Antriebswelle	Welle 1	230	Zahnrad 1	a	57.5	0
Zwischenwelle 1	Welle 2	230	Zahnrad 3	e	57.5	0
Abtriebswelle	Welle 3	230	Zahnrad 5	b	57.5	0.7

In Tabelle 4 ist die Eingabe des Leistungsflusses ersichtlich. Der Wellentyp sowie der Name ist per Drop-Down-Box auswählbar, ebenso die Benennung des angetriebenen Zahnrades und die Art der Einleitung bzw. Abnahme des Drehmomentes (T*). Die Länge der Wellen und der Abstand des Ritzels zur Wellenmitte (s) sowie das dimensionslose Verhältnis von Welleninnen- zu Wellenaußendurchmesser (k) sind numerisch einzugeben. Für die Berechnung wichtig sind jedoch nur die Angaben zur Länge der Welle, dem Maß s, der Art der Einleitung des Drehmomentes der Antriebswelle und Zwischenwelle(n) sowie das Durchmesser Verhältnis. Diese sind anhand von Abbildung 22 laut Norm zu wählen. Der Wellentyp, die Benennung der Wellen und des Zahnrades haben nur kosmetischen Charakter, ebenso die Einleitung des Drehmomentes auf der Abtriebswelle, welche programmintern automatisch „b“ annimmt.

Faktor K'		Bild	
mit Stützwirkung ¹⁰⁾	ohne Stützwirkung ¹⁰⁾		
0,48	0,8	a)	mit $s/l < 0,3$ ¹¹⁾ 
- 0,48	- 0,8	b)	mit $s/l < 0,3$ ¹¹⁾ 
1,33	1,33	c)	mit $s/l < 0,5$ 
- 0,36	- 0,6	d)	mit $s/l < 0,3$ ¹¹⁾ 
- 0,6	- 1,0	e)	mit $s/l < 0,3$ ¹¹⁾ 

¹⁰⁾ Mit der Stützwirkung ist bei aufgeschnittener Verzahnung zu rechnen, wenn $d_1/d_{sh} \geq 1,15$; ohne Stützwirkung bei $d_1/d_{sh} < 1,15$, ferner bei aufgestecktem Ritzel mit Paßfederverbindung oder ähnlichem; auch bei üblichen Schrumpfsitzen ist praktisch keine Stützwirkung zu erwarten.

¹¹⁾ Bei angepaßter Schrägungswinkelkorrektur entfällt die Bedingung $s/l < 0,3$.

Abbildung 22: Ermittlung der Konstante K' zur Berechnung von f_{sh} nach DIN 3990 Teil1, Abbildung 3.2 [7]

In Tabelle 5 bis Tabelle 8 ist ersichtlich, wie die Eingabe der Randbedingungen der Verzahnung einer Stufe in die Excel-Eingabemaske incl. des Berechnungsergebnisses auszusehen hat und stellt eine mögliche Ein- und Ausgabe dar.

2.2.2.2 Eingabeweg der Verzahnungsberechnung

Tabelle 5: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 1/4

<u>Verzahnungen</u>		Stufe 1				
		Zahnrad 1			Zahnrad 2	
Parameter	Einheit	min	max	Δ	Wert	Wert
<u>Werkstoff</u>	[-]				18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6
Grübchenfestigkeit	N/mm ²				1510	1510
ZahnFußfestigkeit	N/mm ²				1000	1000
Streckgrenze	N/mm ²				830	830
Biegewechselfestigkeit	N/mm ²				575	575
Torsions-Schwellfestigkeit	N/mm ²				575	575
Dichte	kg/m ³				7850	7850
Elastizitätsmodul	N/mm ²				206000	206000
Querdehnungszahl	[-]				0.3	0.3
<u>Ritzelwelle</u>	[-]				Nein	
<u>Bezugsprofil</u>						
Normaleingriffswinkel	°				20	20
h _{aP}	[-]				1	1
h _{fP}	[-]				1.25	1.25
q _{fP}	[-]				0.25	0.25
<u>Geometriedaten</u>						
Verzahnungsqualität	[-]				7	7
Zähnezahl	[-]	17	40	1	33	159
Normalmodul	mm	1.25	5		1.5	1.5
Achsabstand	mm				152.2974	152.2974
Zahnradbreite	mm				30	30
Profilverschiebung	[-]				0	0
Schrägungswinkel	°	0	20	1	19	19
Kopfkreisdurchmesser	mm				55.52509	255.4154
Teilkreisdurchmesser	mm				52.35222	252.2425
Profilüberdeckung	[-]				1.726893	1.726893
Sprungüberdeckung	[-]				2.072631	2.072631
max. Wellendurchmesser	mm				43.62685	

Tabelle 6: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 2/4

<u>Verzahnungen</u>		Stufe 1				
Parameter	Einheit	Zahnrad 1			Zahnrad 2	
		min	max	Δ	Wert	Wert
<u>Verzahnungslagerung</u>						
Wellenlänge	mm				230	
Zahnradabstand	mm				57.5	
Lagersituation	[-]				a	
<u>Belastung</u>						
Drehmoment	Nm				112.5	541.9718
Drehzahl	U/min				960	199.2724
Tangentialkraft	N				4297.812	4297.812
<u>Dynamikfaktor</u>						
Prüfung unterkritischer Drehzahlbereich (<10 m/s)	m/s				0.850278	0.850278
Linienbelastung	N/mm				179.0755	179.0755
K1	[-]				13.6	13.6
K2	[-]				0.0087	0.0087
Dynamikfaktor	[-]				1.071972	1.071972
<u>Breitenfaktor</u>						
mittlere Linienbelastung	N/mm				191.964	191.964
$f_{H,\beta}$	μm				13	13
f_{ma}	μm				13	13
A	$\text{mm}\cdot\mu\text{m}/\text{N}$				0.023	0.023
K'	[-]				0.8	0.8
f_{sh}	μm				13.05524	13.05524
$F_{\beta,x,\min}$	[-]				6.5	6.5
$F_{\beta,x}$	[-]				30.36347	30.36347
y_{β}	[-]				4.554521	4.554521
$F_{\beta,y}$	[-]				25.80895	25.80895
$K_{H,\beta}$	[-]				2.319024	2.319024
$K_{F,\beta}$	[-]				2.111887	2.111887
<u>Stirnfaktoren</u>						
$K_{H,\alpha}$	[-]				1.1	
$K_{F,\alpha}$	[-]				1.1	

Tabelle 7: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 3/4

<u>Verzahnungen</u>		Stufe 1				
		Zahnrad 1			Zahnrad 2	
Parameter	Einheit	min	max	Δ	Wert	Wert
<u>Grübchentragfähigkeit</u>						
M1	[-]				1.039505	
M2	[-]					0.983493
Z _B	[-]				1	
Z _D	[-]					1
Z _H	[-]				2.383157	2.383157
Z _E	[-]				189.8117	189.8117
Z _ε	[-]				0.76097	0.76097
Z _β	[-]				0.972378	0.972378
Z _L	[-]				1	1
Z _V	[-]				1	1
Z _R	[-]				1	1
Z _W	[-]				1	1
Z _X	[-]				1	1
Z _{NT}	[-]				1	1
σ _H	N/mm ²				1124.919	1124.919
σ _{H,zul}	N/mm ²				1510	1510
Sicherheit Zahnflanke	[-]				1.342319	1.342319
<u>Zahnfußtragfähigkeit</u>						
Y _{FS}	[-]				4.408258	4.464071
Y _ε	[-]				0.638272	0.638272
Y _β	[-]				0.841667	0.841667
Y _{δ,rel,T}	[-]				1	1
Y _{R,rel,T}	[-]				1	1
Y _X	[-]				1	1
Y _{NT}	[-]				1	1
σ _F	N/mm ²				704.052	712.966
σ _{F,zul}	N/mm ²				714.2857	714.2857
Sicherheit Zahnfuß	[-]				1.42035	1.402592
<u>Übersetzung</u>						
Soll-Übersetzung	[-]				4.817527	4.817527
Ist-Übersetzung	[-]				4.818182	4.818182

Tabelle 8: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 4/4

<u>Verzahnungen</u>		Stufe 1				
		Zahnrad 1			Zahnrad 2	
Parameter	Einheit	min	max	Δ	Wert	Wert
<i>sonstiges</i>						
Breite/Modul	[-]	20	30	0.5	20	20
Stirnmodul	mm				1.586431	1.586431
Grundkreisdurchmesser	mm				52.35222	252.2425
Wälzkreisdurchmesser	mm				52.35222	252.2425
Eingriffsfedersteifigkeit	N/(mm $\cdot\mu$ m)				20	20
Zahnhöhe	mm				3.375	3.375
Radialkraft	N				1654.41	1654.41
Axialkraft	N				1479.855	1479.855
Masse	kg				0.506934	11.7684

Die Grenzwerte der Moduln sind aus der Vorzugsreihe nach DIN 780 Teil 1 [13] auszuwählen. Eine Schrittweite ist nicht auswählbar, da alle in Frage kommenden Moduln in dem ausgewählten Bereich der Reihe nach abgearbeitet werden. Sinnvollerweise sind Zähnezahnbereich und dessen Schrittweite natürlich ganzzahlig zu wählen. Für alle anderen Übersetzungsstufen erfolgt die Ein- und Ausgabe ident.

Theoretisch sind auch weitere Randbedingungen für Parameter möglich. Dazu muss jedoch das Programm minimal modifiziert werden. Derzeit ist davon jedoch nur die Möglichkeit der Beschränkung des Kopfkreisdurchmessers für alle Großräder im Programm hinterlegt. Ein maximaler Kopfkreisdurchmesser von Null bedeutet praktisch die Deaktivierung dieses Features im Programm. Dessen Eingabe ist in Tabelle 9 ersichtlich. Dieses Feature erweist sich in weiterer Folge als sehr nützlich, da es zum Angleichen der Großradkopfkreisdurchmesser und in weiterer Folge zur Beschränkung der Gehäusehöhe genutzt werden kann. Aus diesem Grund ist die Eingabe anders gestaltet ist als bei z .B. bei der Zähnezahl.

Tabelle 9: Möglichkeit der Beschränkung der Kopfkreisdurchmesser in der Excel-Eingabemaske

<u>Kopfkreisdurchmesserbeschränkung</u>		
Parameter	Einheit	Wert
D_K_max	mm	0

Im Anschluss an die Berechnung wird überprüft, wie groß die Abweichung der Übersetzung ist. Dies ist in Tabelle 10 ersichtlich.

Tabelle 10: Abweichung der Gesamtübersetzung

Übersetzungsabweichung				
Parameter	Einheit	gesamt	i_{12}	i_{34}
Soll-Übersetzung	[-]	16	4.817527	3.321206
Ist-Übersetzung	[-]	15.92095	4.818182	3.304348
Übersetzungsabweichung	%	-0.49407	0.013597	-0.5076

Weder für die Abweichung der Übersetzung des Getriebes noch für die der Übersetzungsstufen sind Grenzwerte definiert, da dies kein Optimierungskriterium darstellt.

2.2.2.3 Eingabeweg der Wellenberechnung

Tabelle 11: Eingabe der Randbedingungen der Wellenberechnung in die Excel-Eingabemaske

Wellenberechnung				
Parameter	Einheit	Welle 1	Welle 2	Welle 3
Werkstoff	[-]	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6
Dichte	kg/m ³	7850	7850	7850
Biegewechselfestigkeit	N/mm ²	575	575	575
Drehmoment	Nm	112.5	541.9718	1800
Torsionsspannung	N/mm ²	36.6693	64.37876	129.8445
Biegemoment max	Nm	245.5439	911.6364	711.2801
Biegespannung	N/mm ²	160.0697	216.5796	102.6176
Normalspannung	N/mm ²	1.859641	2.697763	2.013613
Sigma max	N/mm ²	161.9294	219.2774	104.6312
Vergleichsspannung	N/mm ²	173.9398	246.0009	248.0454
Mindestsicherheit	[-]	1.5	1.5	1.5
Sicherheit	[-]	2.203828	1.55826	1.545416
Außendurchmesser	mm	25	35	45
Innendurchmesser	mm	0	0	31
Durchmesser Verhältnis	[-]	0	0	0.688889
Radiallast_Lager1	N	3517.949	13665.46	12370.09
Axiallast_Lager1	N	1479.855	4207.751	2727.896
Radiallast_Lager2	N	1221.966	7230.946	4123.363
Axiallast_Lager2	N	1479.855	4207.751	2727.896
Masse	kg/m ³ s	0.886273	1.737095	1.508791

Tabelle 11 stellt die Ein- und Ausgabe der Wellenberechnung dar. Der Werkstoff kann mittels einer Dropdown-Box aus einer jederzeit erweiterbaren Datenbank ausgewählt werden, die Mindestsicherheit ist einzugeben. Es werden Daten aus der Verzahnungsberechnung übernommen und gemeinsam mit den Ergebnissen aus der folgenden Ölberechnung an die Lagerberechnung übergeben.

2.2.2.4 Eingabeweg der Ölberechnung

Die Ölberechnung ist in Tabelle 12 ersichtlich. Eine Veränderung der Betriebstemperatur beeinflusst die Maximaldrehzahl der Wälzlager. Diese sind in den Lagerkatalogen für 70 °C angegeben, weshalb die Betriebstemperatur des Öls für die Berechnung ebenfalls mit 70 °C festgelegt wird. Die Ölumlaufzeit kann eingegeben werden, ist jedoch kaum relevant, da die Getriebegesamtmasse ohne Öl abgeschätzt werden soll. Die Ölmenge hängt sehr stark von der Art der unbekanntem Ölkühlung ab. Der wichtigste Teil der Ölberechnung ist die Ermittlung des idealen Öls, da dies für die erweiterte Lebensdauerberechnung der Wälzlager benötigt wird und somit die Lagerauswahl beeinflusst.

Tabelle 12: Ein- und Ausgabe der Ölberechnung in der Excel-Eingabemaske

Ölberechnung		
Parameter	Einheit	Wert
Bezeichnung	[-]	VG 460
Viskosität bei 40 °C	mm ² /s	460
Viskosität bei 100 °C	mm ² /s	30
Betriebstemperatur	°C	70
Viskosität bei Betriebstemperatur	mm ² /s	245
Dichte	kg/l	0.891
Verlustleistung	kW	0.52663565
Einspritzmenge	l/min	3.15981389
Ölumlaufzeit	min	2.5
Menge	l	7.89953473
Masse	kg	7.03848544

2.2.2.5 Eingabeweg der Lagerungsberechnung

Die Lagerberechnung ist in Tabelle 13 ersichtlich. Aus Platzmangel sind hier nur die Lagerungen der Antriebswelle ersichtlich, die anderen Lagerungen werden ident berechnet. Deren Anzahl entspricht dem doppeltem der um eins erhöhten Übersetzungsstufenanzahl.

Tabelle 13: Ausgabe der Lagerberechnung in der Excel-Eingabemaske

Lagerberechnung			
Parameter	Einheit	Lagerung 1	Lagerung 2
Lagerart	[-]	1xRKL	1xRKL
Lagerbezeichnung	[-]	6207	6007
Innendurchmesser_min	mm	25	25
Innendurchmesser	mm	35	35
Außendurchmesser	mm	72	62
Lagerbreite	mm	17	14
C_r	N	27500	17000
C_u	N	720	550
Radiallast	N	3517.949	1222
Axiallast	N	1479.855	1479.9
X	[-]	0.56	0.56
Y	[-]	1.479049	1.35091
äquivalente Lagerlast	N	4158.829	2683.46
Drehzahl	U/min	960	960
e_c	[-]	0.55	0.55
D_{pw}	mm	53.5	48.5
v_1	mm ² /s	20.59446	21.63
χ	[-]	4	4
a_{iso}	[-]	6.598188	9.00925
minimale Lebensdauer	h	20000	20000
Lebensdauer	h	33120	39768
Masse	kg	0.291	0.157

Eigene Eingaben sind keine vorzunehmen, alle relevanten Informationen werden aus vorhergegangenen Berechnungen übernommen. Es ist ein Lagerkatalog im Excel-File hinterlegt, aus welchem die idealen Lager ausgewählt werden. Doppel- bzw. Mehrfachlagerungen sind möglich.

2.2.2.6 Eingabeweg der Gehäuseberechnung

Wie in Tabelle 14 ersichtlich. Hierzu kann nur der Werkstoff per Dropdown-Box ausgewählt werden, es steht Grauguss und Aluminium zur Verfügung. Auch hier ist im Excel-File ein erweiterbarer Werkstoffkatalog hinterlegt.

Tabelle 14: Ein- und Ausgabe der Gehäuseberechnung in der Excel-Eingabemaske

Gehäuseberechnung		
Parameter	Einheit	Wert
Werkstoff	[-]	Grauguss
innere Länge	mm	456.4057
mittlere Breite	mm	230
innere Höhe	mm	262.1654
Wanddicke Unterkasten	mm	8.282028
Volumen Unterkasten	m ³	0.002394
Wanddicke Oberkasten	mm	4.141014
Volumen Oberkasten	m ³	0.001188
Flanschbreite	mm	34.84609
Flanschdicke	mm	12.00894
Volumen Flansche	m ³	0.000595
Fußleistenbreite	mm	43.9871
Fußleistendicke	mm	14.90765
Volumen Fußleiste	m ³	0.000466
Gesamtvolumen	m ³	0.004644
Dichte	kg/m ³	7200
Masse	kg	33.43321

Nach der Eingabe der Randbedingungen in die Eingabemaske muss diese gespeichert und geschlossen werden, bevor MatLab darauf zugreifen kann.

Nach der Berechnung kann das Ergebnis ausgewertet werden, in diesem Beispiel ergibt sich eine Gesamtmasse (exklusive Öl) von 69,7 kg. Dies ist in Tabelle 16 ersichtlich. In der Zusammenfassung (Tabelle 15) ist bereits der Verschnitt zwischen Welle und Verzahnung herausgerechnet.

Tabelle 15: Ausgabe der Berechnung des Verschnitts zwischen den Verzahnungen und den Wellen in der Excel-Eingabemaske

Verschnitt (Verzahnung - Welle)			
Verzahnung	Einheit	Rohmasse	Verschnitt
Übersetzungsstufe 1	kg	12.27533	1.0153
Übersetzungsstufe 2	kg	22.185	3.88497

Tabelle 16: Zusammenfassung der (Teil-)Massen des Getriebes

Zusammenfassung		
Masse Verzahnungen (abzüglich Verschnitt)	29.56	kg
Masse Wellen	4.13	kg
Masse Öl	3.02	kg
Masse Lagerungen	2.57	kg
Masse Gehäuse	33.43	kg
Masse Getriebe	ohne Öl	69.70 kg
	mit Öl	72.72 kg

2.2.3 Programmstruktur

Das Programm unterteilt sich in das Hauptprogramm und mehrere Unterprogramme. Das Hauptprogramm ist für das Einlesen und Schreiben von Informationen von und in die Excel-Eingabemaske sowie den Auswahlprozess der gewünschten Lösung zuständig. Die Unterprogramme bilden Funktionen zur Berechnung der Verzahnungen, der Wellen, der Lager, des Öls und des Gehäuses ab. Die benötigten Parameter werden von dem Hauptprogramm übergeben und die Ergebnisse werden zurückgegeben. Dadurch ist neben der besseren Übersicht eine einfachere Adaptierung des Programms gewährleistet und die Unterprogramme können auch anderweitig verwendet werden. Deren Struktur ist anhand der Flow-Charts in den folgenden Abbildungen ersichtlich.

Während der Berechnung werden zwischendurch verschiedenste Informationen zum aktuellen Berechnungsstand im Command Window von MatLab ausgegeben. Diese sollen zum einen eine Abschätzung der verbleibenden Berechnungszeit und zum anderen einen Einblick in die aktuellen Ergebnisse ermöglichen.

2.2.3.1 Struktur des Hauptprogramms

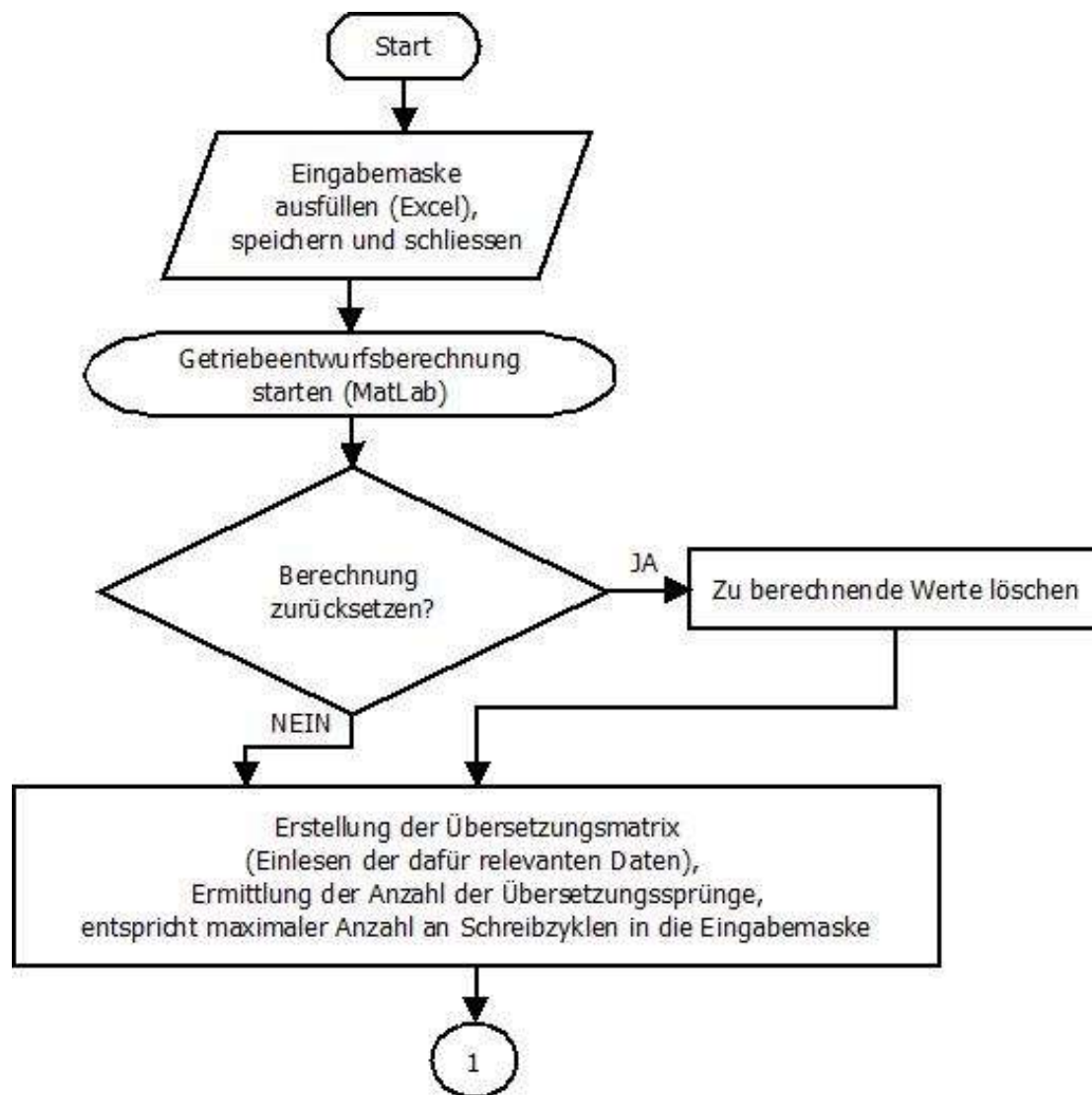


Abbildung 23: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 1

Abbildung 23: Zu Beginn der Berechnung wird die Eingabemaske vollständig ausgefüllt und die MatLab-Berechnung gestartet. Umgehend wird abgefragt, ob die Berechnung zurückgesetzt werden soll. Dies ist im Normalfall zu bestätigen, um Fehler aufgrund von übrig gebliebenen Datensätzen zu vermeiden, benötigt jedoch etwas mehr Berechnungszeit. Für eine bessere Handhabung wird diese Abfrage programmintern übersprungen und die Berechnung zurückgesetzt. Es werden alle Zellen in der Eingabemaske, in die MatLab schreiben kann, mit einer leeren Zelle überschrieben. Anschließend wird die Übersetzungsmatrix erstellt. Diese beinhaltet alle möglichen Übersetzungen der Getriebeübersetzungsstufen, welche zur geforderten Gesamtübersetzung führen. Um eine feine Übersetzungsaufteilung zu ermöglichen, darf die Anzahl der möglichen Übersetzungsaufteilungen nicht zu gering ausfallen. Sie wird vorwiegend durch die Anzahl der Übersetzungssprünge (ist in der Eingabemaske)

bemaske einzugeben) und der Anzahl der Übersetzungsstufen bestimmt. Auch die Gesamtübersetzung, und die minimale sowie maximale Übersetzung je Übersetzungsstufe beeinflussen diese.

Bei Getrieben mit drei oder mehr Stufen ist Vorsicht geboten, da bei zu feinen Übersetzungssprüngen über 1000 mögliche Übersetzungsaufteilungen zustande kommen, was zulasten der Berechnungsdauer geht.

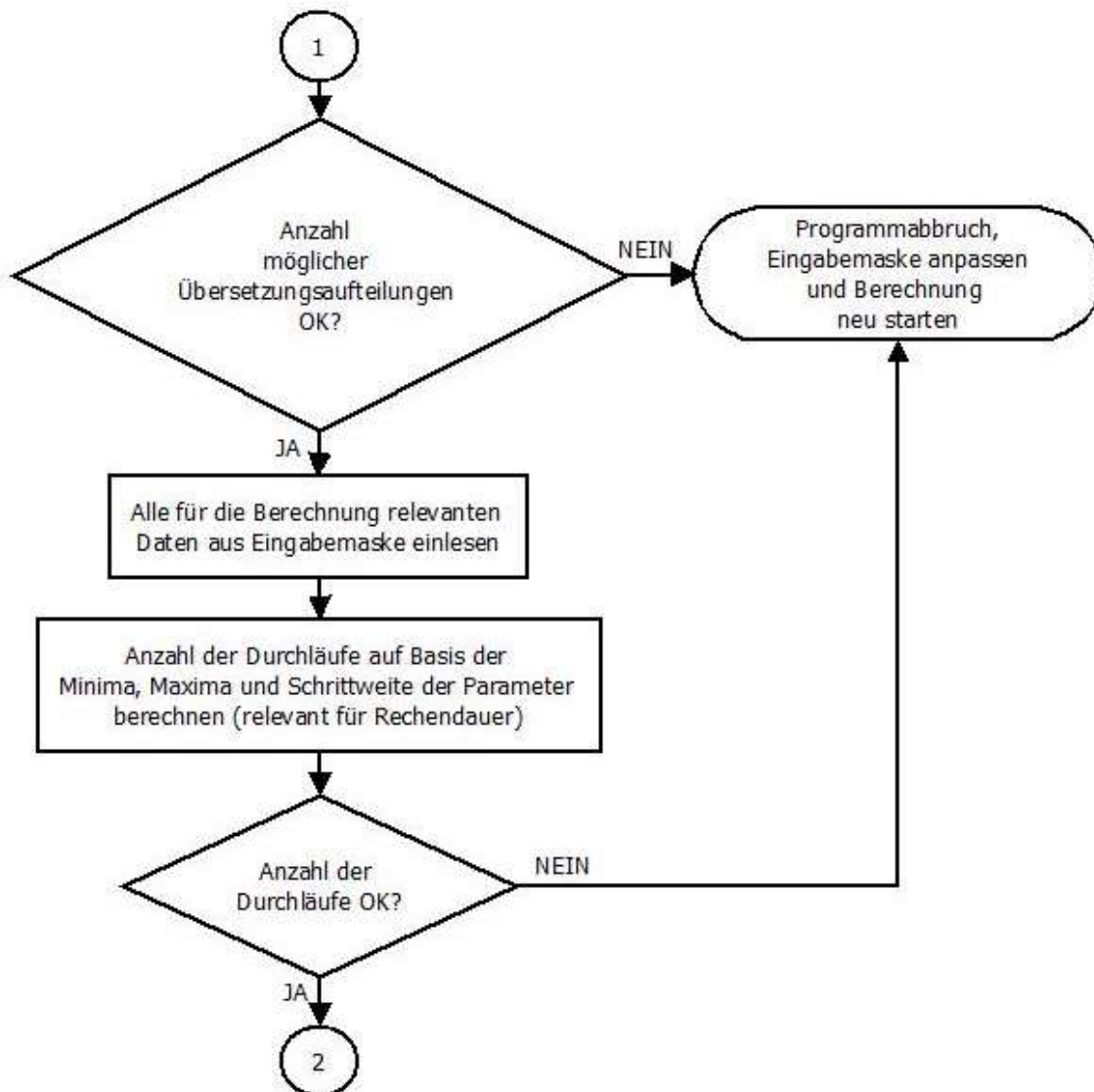
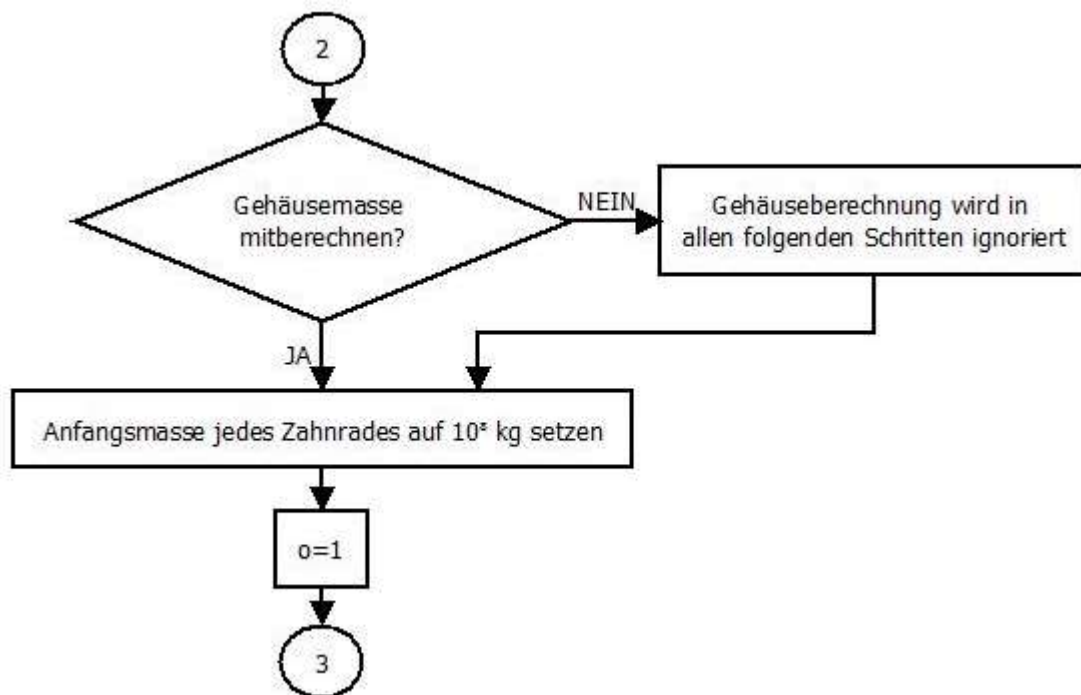


Abbildung 24: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 2

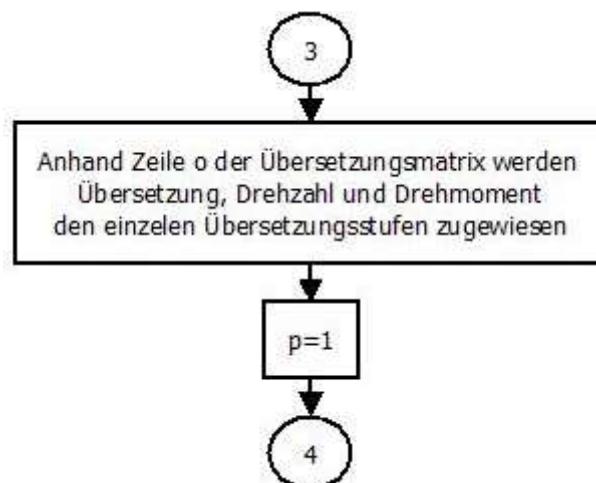
Abbildung 24: Aufgrund des großen Einflusses auf die Berechnungsdauer wird die Anzahl der Übersetzungsaufteilungen berechnet und ist an dieser Stelle zu bestätigen, alternativ die Berechnung zu stoppen. Die Berechnungsdauer hängt abgesehen von der Anzahl der Übersetzungsaufteilungen noch von der Anzahl der Variationsmöglichkeiten der auswählbaren Parameter ab. Diese sind durch Mindestwerte, Maximalwerte sowie die Schrittweite in der Eingabemaske einzugeben. Diese Abfrage wird in einem späteren Programmstadium zugunsten einer automatisierten Ergebnisaufbereitung programmintern bejaht.



o ... Laufvariabel der Zeilennummer der Übersetzungsmatrix

Abbildung 25: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 3

Abbildung 25: In diesem Programm wird das Gehäuse als einfaches, quaderförmiges Gehäuse modelliert. Soll ein spezielles Gehäuse entwickelt bzw. verwendet werden, kann es sinnvoll sein, die Berechnung ohne Gehäuse durchzuführen. Im Normalfall ist die Miteinbeziehung des Gehäuses jedoch sinnvoll, weshalb auch diese Abfrage programmintern bejaht wird. Die Startmassen der Verzahnungen werden standardmäßig sehr hoch angesetzt.



p ... Laufvariabel der aktuell zu berechnenden Übersetzungsstufe

Abbildung 26: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 4

Abbildung 26: Übersetzung, Drehzahl und Drehmoment werden den jeweiligen Übersetzungsstufen zugewiesen.

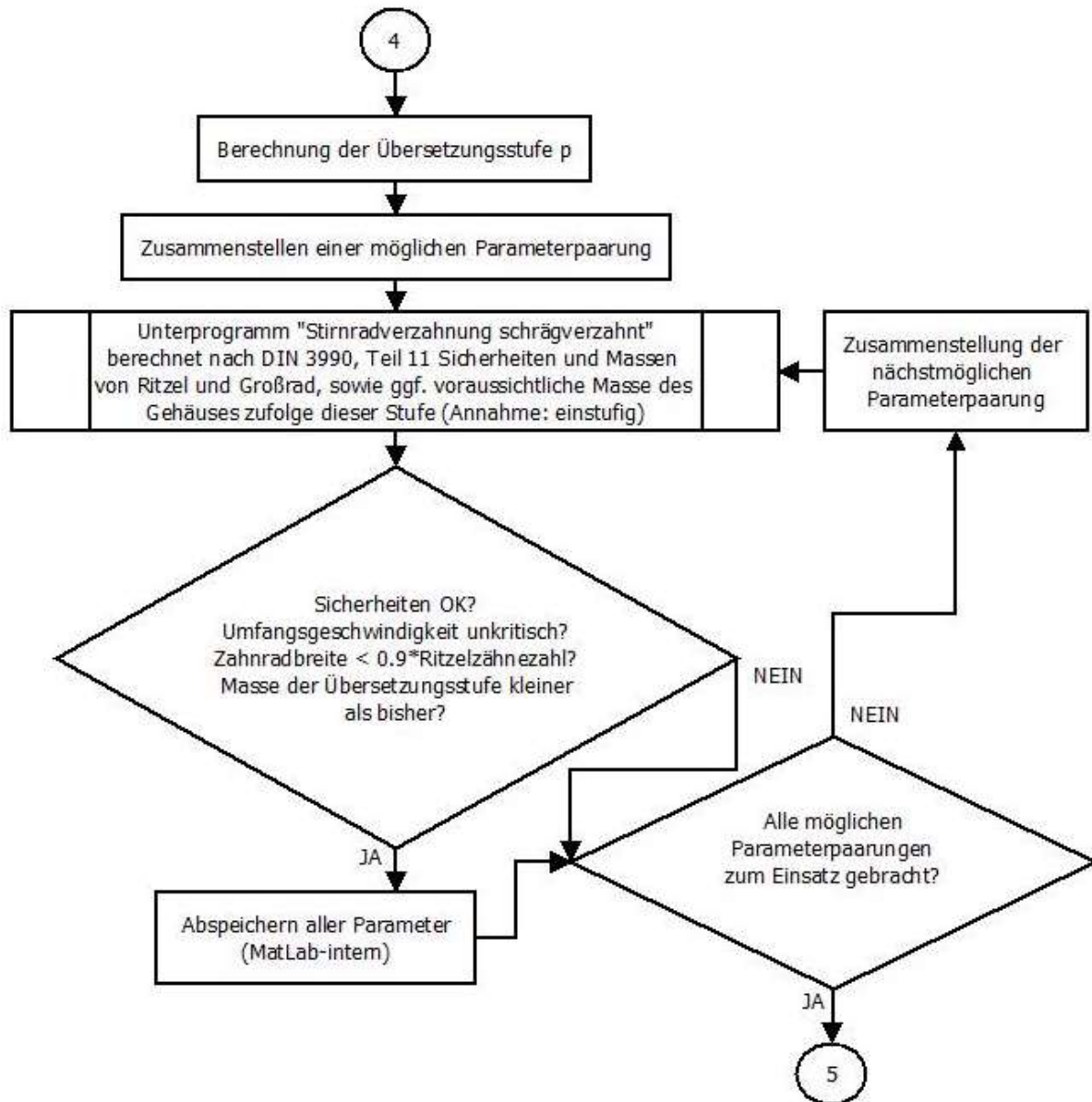


Abbildung 27: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 5

Abbildung 27: Berechnungsablauf einer Übersetzungsstufe durch Ermittlung des Massenminimums jeder einzelnen Stufe aus allen möglichen Parameterpaarungen.

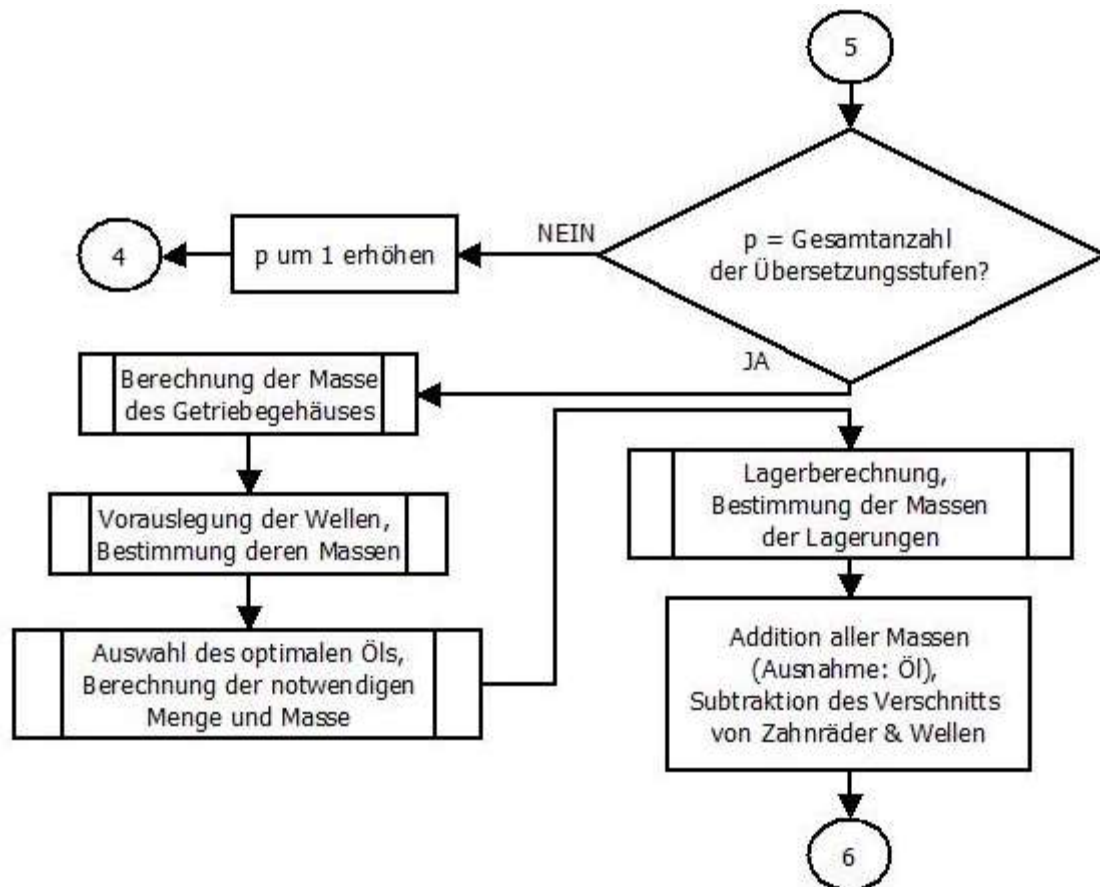
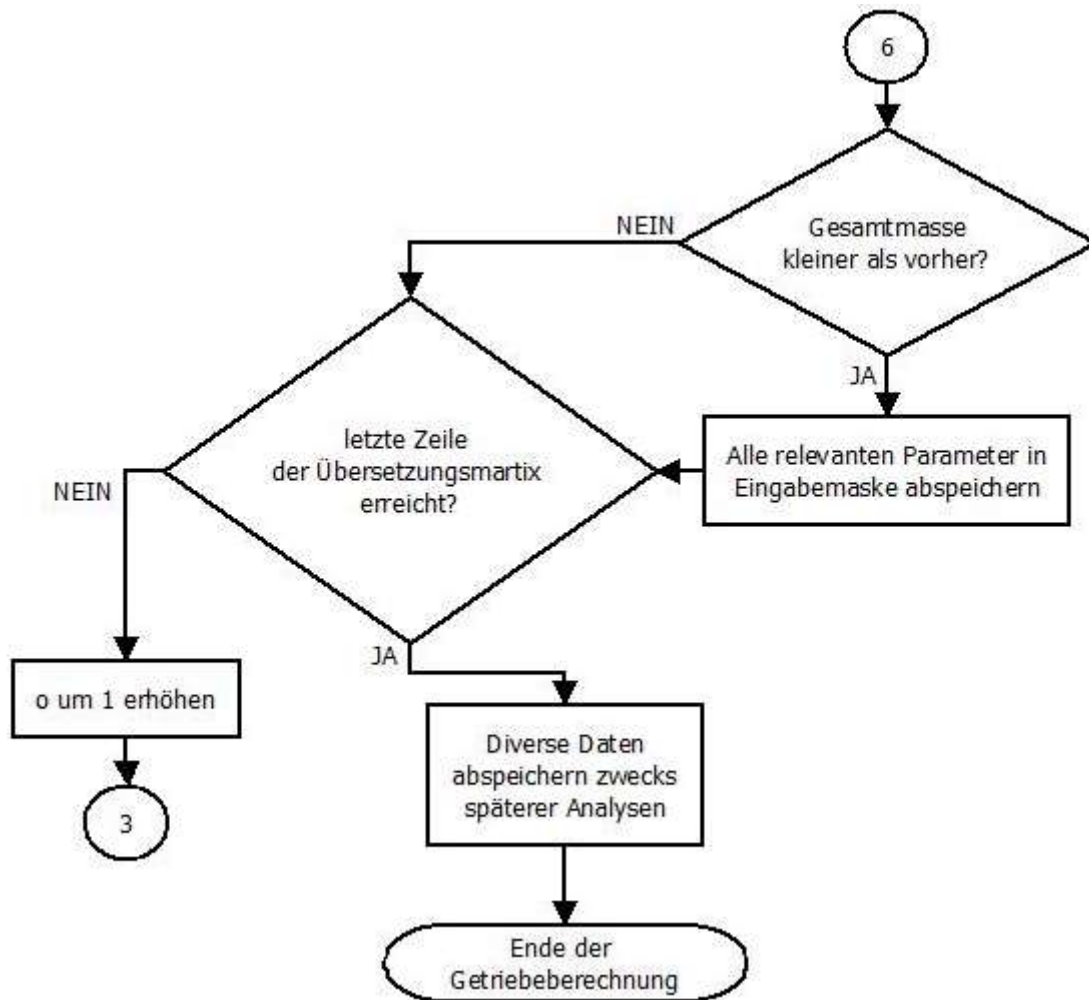


Abbildung 28: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 6

Abbildung 28: Sind alle Übersetzungsstufen berechnet, wird die Masse des Gehäuses sowie die Massen der optimalen Wellen, des optimalen Öls und der optimalen Lagerungen bestimmt. Die minimale Gesamtmasse des Getriebes (ohne Öl) bei dieser Übersetzungsaufteilung wird ermittelt.



o ... Laufvariabel der Zeilennummer der Übersetzungsmatrix

Abbildung 29: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 7

Abbildung 29: Ist die Gesamtmasse des Getriebes bei der aktuellen Übersetzungsaufteilung geringer als das aktuelle Massenminimum, so werden alle relevanten Daten in der Eingabemaske abgespeichert. Dies nimmt viel Zeit in Anspruch, da zum Teil in Zellen einzeln geschrieben wird.

2.2.3.2 Struktur des Unterprogramms zur Wellenberechnung

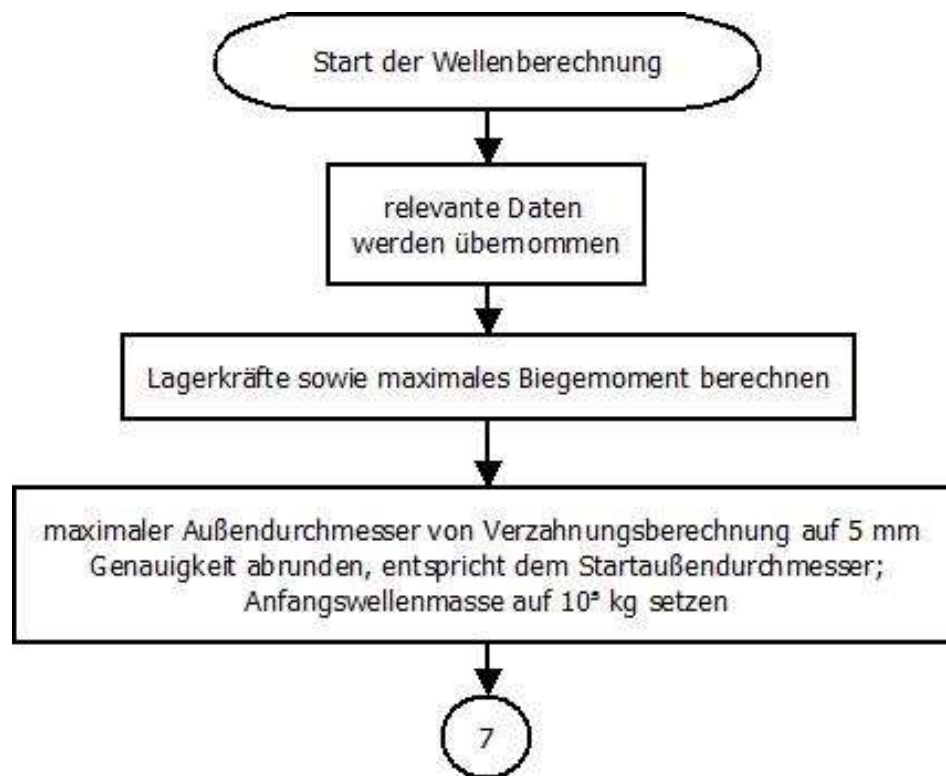


Abbildung 30: Programmablauf des Unterprogramms "Welle", Teil 1

Abbildung 30: Am Ende der vollständigen Verzahnungsauslegung für die aktuelle Übersetzungsaufteilung wird jede Welle nacheinander berechnet. Hierzu werden die relevanten Daten eingelesen, Kräfte und Momente berechnet und ein Startwert für den Außendurchmesser sowie für die Masse festgelegt. Der Startwert für Masse jeder Welle wird mit 10^5 kg festgelegt.

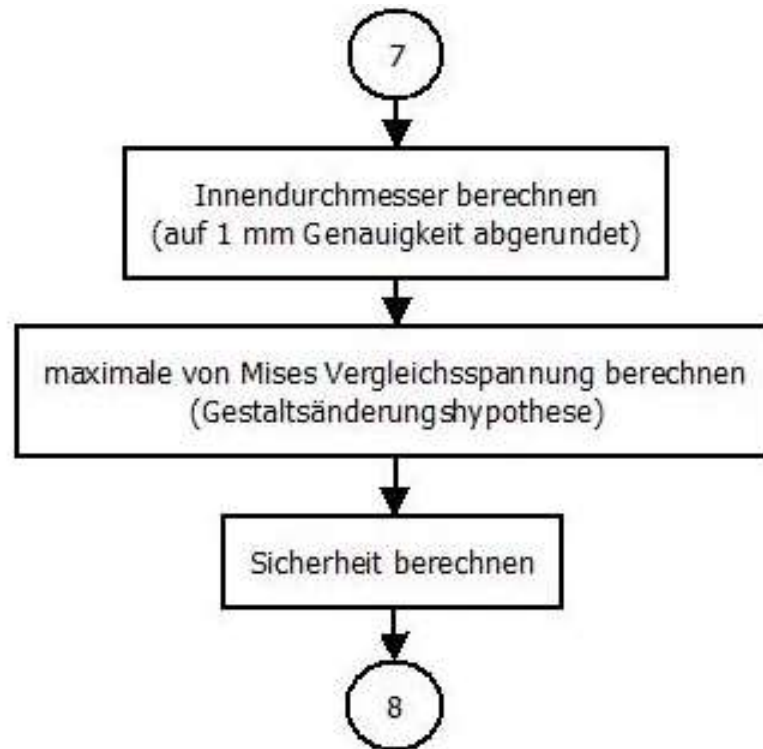


Abbildung 31: Programmablauf des Unterprogramms "Welle", Teil 2

Abbildung 31: Der Innendurchmesser wird mittels Innen- zu Außendurchmesserverhältnis, die Vergleichsspannung mittels Gestaltsänderungshypothese berechnet. im Anschluss wird die vorhandene Sicherheit berechnet.

Das Verhältnis von Innen- zu Außendurchmesser ist als konstanter Wert einzugeben. Es wäre durchaus denkbar, für dieses Verhältnis ebenfalls einen Bereich anzugeben und folglich eine weitere Schleife zu implementieren. Dann müsste die Wellenberechnung jedoch verschachtelt mit der Lagerberechnung durchgeführt werden. Dies ist notwendig, da ein kleines Durchmesser Verhältnis zwar zu einer Welle mit geringer Masse, jedoch aufgrund des erhöhten Außendurchmessers zu größeren und damit massereicheren Lagern führen kann. Da die genaue Wellenkontur jedoch nicht bekannt ist und es sich hierbei um eine glatte (Hohl-)Welle handelt, wird auf eine Verschränkung der Wellen- und Lagerberechnung verzichtet.

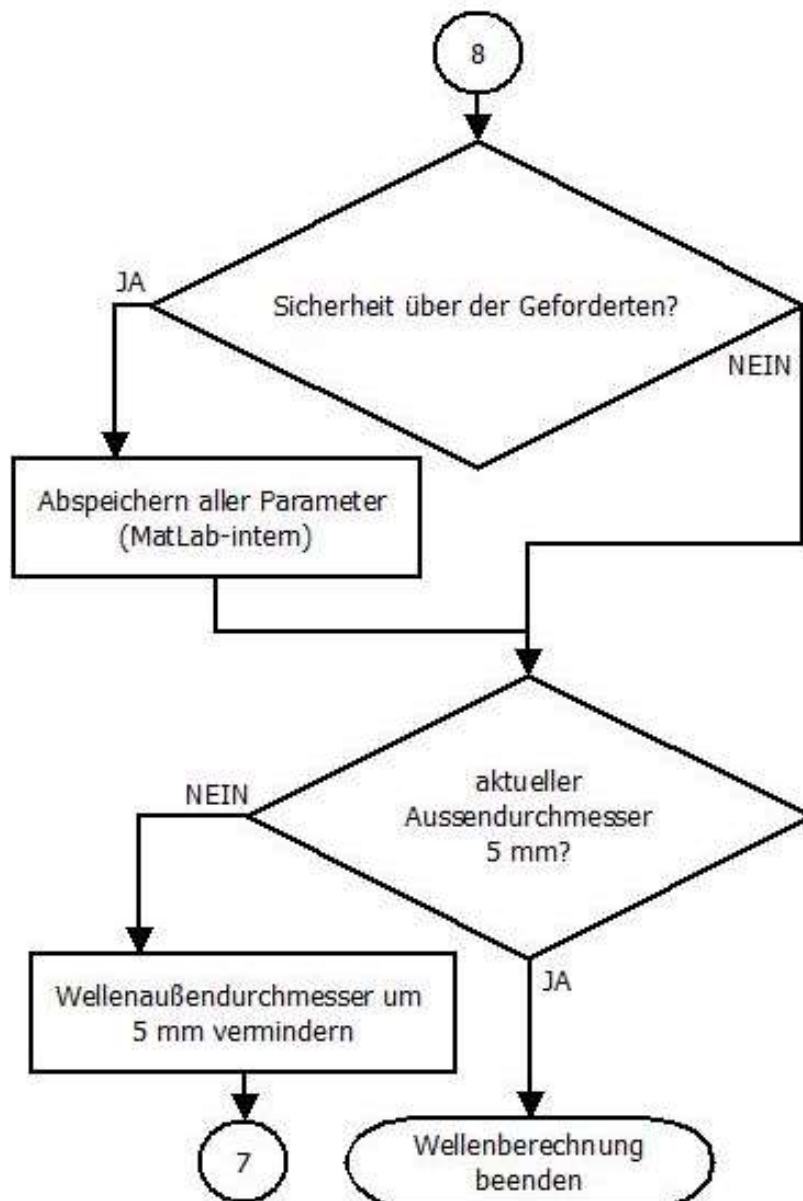
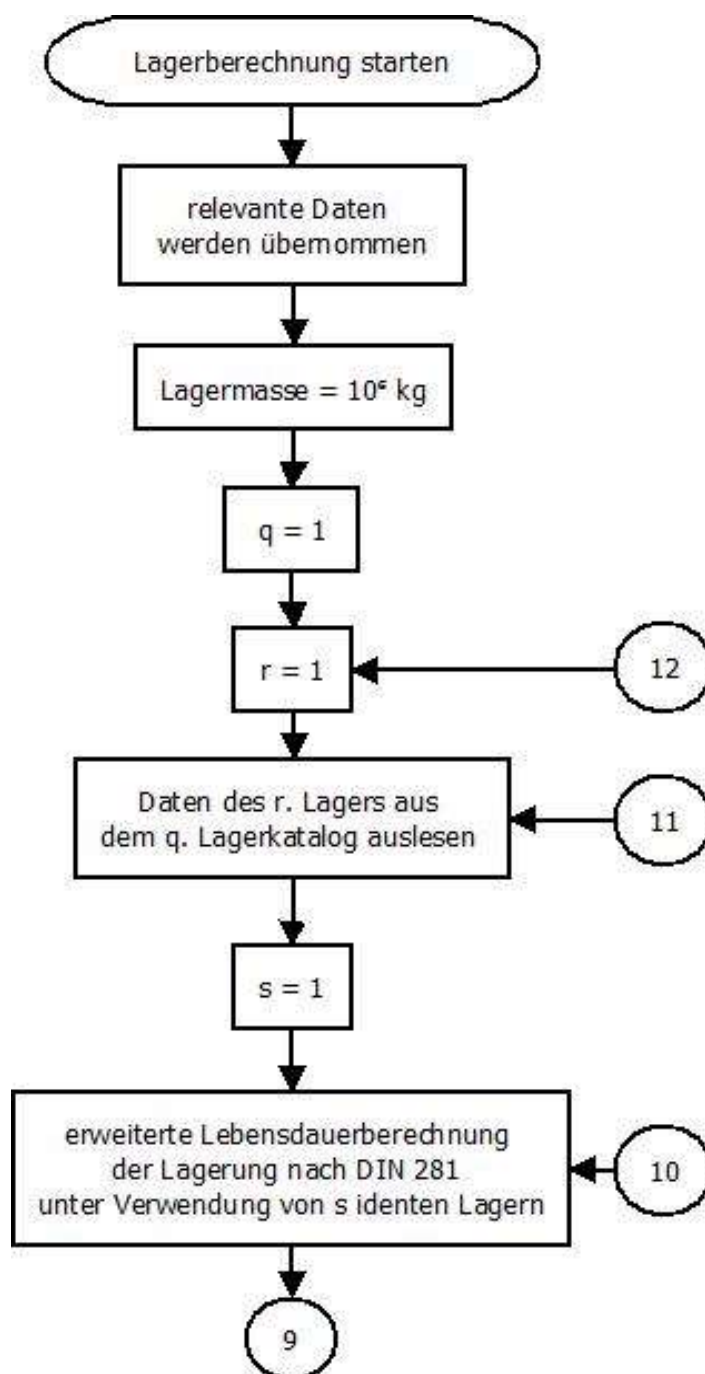


Abbildung 32: Programmablauf des Unterprogramms "Welle", Teil 3

Abbildung 32: Liegt die Sicherheit über dem vorgegebenen Minimum werden die Parameter abgespeichert. Für die nächste Schleife wird der Außendurchmesser um 5 mm verringert, der entsprechende Innendurchmesser wird ermittelt und die Welle mit den neuen Abmessungen ebenfalls bis hin zur Sicherheit berechnet. Bei Erfüllung des Sicherheitskriteriums werden die neuen Daten ebenfalls abgespeichert. Diese Schleife wird so lange durchgeführt bis ein Außendurchmesser von 5 mm erreicht wird. Da jede weitere Berechnung automatisch zu einem neuen Massenminimum der Welle führt, führen die zuletzt abgespeicherten Werte des Innen- und Außendurchmessers zum Massenminimum der Welle.

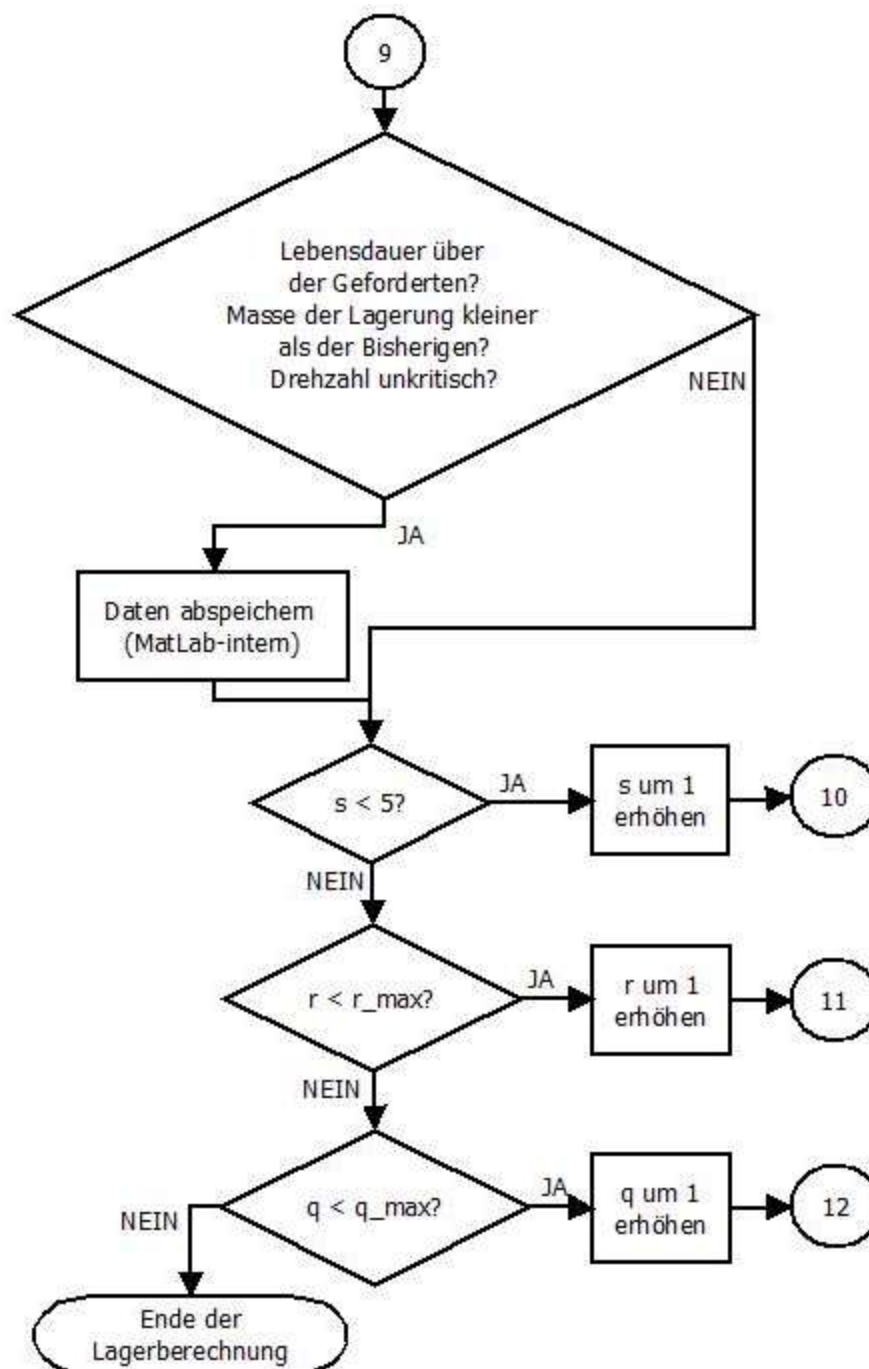
2.2.3.3 Struktur des Unterprogramms zur Lagerberechnung



- q ... Laufvariabel für den verwendeten Lagerkataloges
 r ... Laufvariabel für das Lager des aktuellen Lagerkataloges
 s ... Laufvariabel für die Anzahl der Lager für die Lagerung

Abbildung 33: Programmablauf des Unterprogramms "Lager", Teil 1

Abbildung 33: Die Lagerberechnung startet mit dem ersten Wälzlager des ersten Wälzlagerkataloges und berechnet die Lebensdauer der Lagerung unter Verwendung von einem Wälzlager für die Lagerung. Die Startmasse der Lagerung wird mit 10^6 kg angesetzt.



q ... Laufvariabel für den verwendeten Lagerkataloges
 r ... Laufvariabel für das Lager des aktuellen Lagerkataloges
 s ... Laufvariabel für die Anzahl der Lager für die Lagerung

Abbildung 34: Programmablauf des Unterprogramms "Lager", Teil 2

Abbildung 34: Liegt die Lebensdauer der Lagerung über der geforderten Lebensdauer, und deren Masse unter der bisherigen, so werden die Daten der Lagerung abgespeichert. Es werden die Lagerungen mit bis zu 5 identen Lagern jeder Größe aus jedem Katalog berechnet. Die Ergebnisse zeigen, dass selten eine Tandem-Anordnung mit zwei Lagern, und noch seltener eine Tandemanordnung mit drei oder

mehr Lagern das Optimum bildet. Die Möglichkeit, bis zu 5 idente Lager als Tandemanordnung auszuführen dient dazu, bei ungünstigen Viskositätsverhältnissen zumindest eine Lösung für die entsprechenden Lagerungen zu bekommen, deren Masse die Startmasse von 10^6 kg unterschreitet. Da sämtliche Parameter abgespeichert werden, ist eine anschließende Analyse und ggf. eine Anpassung der Eingabemaske möglich.

Die Unterprogramme „Öl“ und „Gehäuse“ werden nicht näher ausgeführt, weil für dessen Berechnung weder eine komplizierte noch eine komplexe Struktur notwendig ist. Dessen Dimensionierung und in weiterer Folge deren Massenberechnung wurde bereits in Kapitel 2.2.1 näher ausgeführt. Auch das Unterprogramm „Stirnradverzahnung schrägverzahnt“ wird nicht näher ausgeführt, da dieses schrittweise nach Norm [7] vorgeht.

2.2.4 Ergebnisse der Parametrisierung

2.2.4.1 Eingabe von Getriebedaten

Es wurden ausgewählte ein-, zwei- und dreistufige Getriebe aus den Katalogen nachgerechnet. Die in den Katalogen angegebenen Massen sollen dabei als Anhaltspunkt hinsichtlich der Plausibilität des Ergebnisses dienen. Die Auswahl wurde so getroffen, dass möglichst das ganze Leistungsspektrum der Hersteller abgedeckt wird. Durch die Wahl von identen Übersetzungsmöglichkeiten aus den Bereichen niedrig, mittel und groß sind die Getriebe unterschiedlicher Baureihen untereinander und mit jenen von anderen Herstellern vergleichbar. Die Eingabeparameter wurden entsprechend den Katalogen gewählt bzw. abgeschätzt.

Tabelle 17: Eingabewerte für die Nachrechnung der ein-, zwei und dreistufigen Kataloggetriebe

Parameter	Eingabe
Abtriebsdrehzahl	aus Katalog
Abtriebsdrehmoment	aus Katalog
Gesamtübersetzung	aus Katalog
Anwendungsfaktor	1,25
minimale Flankensicherheit	1,0 (nach DIN 3990 Teil 11)
minimale Zahnfußfestigkeit	1,4 (nach DIN 3990 Teil 11)
Übersetzungsstufenanzahl	1, 2 oder 3
Übersetzungssprünge	42, dies entspricht einer relativen Änderung von ~5 % bzw. ~7 % (bei einer Maximalübersetzung von 8 bzw. 18 pro Übersetzungsstufe)
Lagerlebensdauer	20.000 h
Verunreinigungsgrad	Normale Sauberkeit
Werkstoff	18CrNiMo7-6 (Verzahnung und Welle)
Ritzelwelle	Nein (für alle Wellen)
Normaleingriffswinkel	20 °
rel. Kopfhöhe des Bezugsprofils	1 (Fixwert)
rel. Fußhöhe des Bezugsprofils	1,25 (Fixwert)

rel. Fußradius des Bezugsprofils	0,25 (Fixwert)
Verzahnungsqualität	7
Zähnezahlbereich Ritzel	17-40 (Sprungweite 1)
Normalmodulbereich	1,25-20 mm (genormte Reihe, DIN 780 [13])
Schrägungswinkel	0-20 ° (Sprungweite 1 °) 10-20° (Sprungweite 2 °) bei Dreistufigen 10 ° bei Abtriebswelle
Länge der Wellen	aus Katalog, mit der Getriebebreite angenähert
Zahnradabstand	$0,25 \cdot l_{\text{Welle}}$ (0 bei einstufigen Getrieben)
Lagersituation	a (erste Stufe) bzw. e (alle anderen Übersetzungsstufen)
Durchmesserverhältnis	0 bzw. 0,7 (Abtriebswelle)
Breite / Modul – Bereich	20 – 30 (Sprungweite 1)
Eingriffsfedersteifigkeit	20 N/(mm·µm) (Fixwert)
Betriebstemperatur	70 ° (Fixwert)
Ölumlaufzeit	2,5 min
Gehäusewerkstoff	Grauguss

2.2.4.2 Ermittelte Getriebemassen im Vergleich

Die Ergebnisse sind in Tabelle 18 bis Tabelle 26 ersichtlich. Sie werden mit den Ergebnissen der Abschätzung mittels proportionaler und logarithmischer Näherung sowie mit den in den Katalogen angegebenen Massen verglichen. Die errechneten Getriebemasse werden auch in Form von Teilmassen (Verzahnungen, Wellen, Lagerungen, Gehäuse) dargestellt.

Tabelle 18: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Tramec, einstufig)

Bezeichnung	Getriebedaten					Masse abgeschätzt			Masse berechnet					Abweichung		
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse	prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.	
71A	270	275	5			7.56	10.67	5.01	0.51	0.65	9.71	15.88	-34.26	-7.23	38.08	
	210	230	6.3	112	11.5	5.88	8.45	5.49	0.39	0.43	10.06	16.36	-48.87	-26.55	42.23	
	180	177	8			5.04	7.32	8.41	0.39	0.31	13.28	22.39	-56.17	-36.36	94.65	
90A	590	275	5			16.52	22.01	9.96	1.00	1.38	14.80	27.14	-8.22	22.29	50.76	
	480	230	6.3	127	18	13.44	18.19	10.78	0.67	0.83	15.20	27.48	-25.33	1.04	52.67	
	360	177	8			10.08	13.93	11.64	0.67	0.59	17.91	30.81	-44.00	-22.60	71.18	
112A	1200	275	5			33.60	42.37	18.78	1.59	2.15	20.83	43.34	10.16	38.91	42.11	
	1150	230	6.3	150	30.5	32.20	40.74	23.23	1.33	1.88	23.81	50.25	5.57	33.57	64.77	
	780	177	8			21.84	28.49	23.72	0.97	1.09	29.27	55.05	-28.39	-6.60	80.48	
140A	2350	275	5			65.80	78.52	34.31	2.70	4.13	30.25	71.38	26.54	50.99	37.28	
	2150	230	6.3	175	52	60.20	72.37	43.46	2.35	2.71	35.42	83.94	15.77	39.18	61.43	
	2100	177	8			58.80	70.83	55.39	2.35	2.18	50.59	110.51	13.08	36.21	112.52	
180A	4800	275	5	215	104	134.40	150.70	68.27	5.60	7.21	50.42	131.50	29.23	44.91	26.44	
225A	8600	291	5	290	210	240.80	255.87	126.66	9.69	16.64	77.22	230.21	14.67	21.84	9.62	

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
 n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
 Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
 Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
 Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 19: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Alform, einstufig)

Bezeichnung	Getriebedaten						Masse abgeschätzt			Masse berechnet					Abweichung		
	T _{ab}	n _{ab}	i _{ges}	Breite	Masse	prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.		
DA1-100	1800	665	1.5	180	45	50.4	61.49	8.80	3.66	8.38	12.57	33.40	12.00	36.65	-25.77		
		310	3.2					16.73	2.54	3.39	19.15	41.81				-7.09	
		180	5.6					33.75	2.18	2.47	35.05	73.44				63.21	
DA1-150	4800	665	1.5	250	125	134.4	150.70	24.47	8.94	25.27	24.46	83.14	7.52	20.56	-33.49		
			310					3.2	46.60	7.24	7.36	35.13				96.33	-22.94
			180					5.6	80.61	6.51	6.68	60.94				154.73	23.79
DA1-200	12000	665	1.5	320	240	336	345.75	53.97	21.02	84.42	39.09	198.50	40.00	44.06	-17.29		
			310					3.2	103.79	15.72	28.91	63.13				211.55	-11.85
			180					5.6	191.49	13.35	19.45	113.64				337.93	40.81
DA1-250	24000	665	1.5	380	480	672	644.59	106.10	37.89	245.60	59.01	448.59	40.00	34.29	-6.54		
			310					3.2	199.00	28.34	82.00	102.05				411.39	-14.29
			180					5.6	369.34	24.82	46.56	184.01				624.74	30.15
DA1-320	45000	665	1.5	480	850	1260	1128.84	200.18	74.03	836.23	94.72	1205.16	48.24	32.80	-5.88		
			310					3.2	392.60	55.10	188.10	164.25				800.06	36.13
			180					5.6	691.88	46.89	104.36	313.95				1157.08	n.a.
DA1-400	80000	665	1.5	600	1800	2240	1877.03	367.41	135.02	n.a.	152.66	n.a.	24.44	4.28	n.a.		
			310					3.2	729.99	101.57	392.95	316.51				1541.01	-14.39
			180					5.6	1272.58	89.08	262.98	483.27				2107.91	17.11
DA1-500	160000	665	1.5	720	3000	4480	3441.30	799.06	247.70	n.a.	259.50	n.a.	49.33	14.71	n.a.		
			310					3.2	1439.90	190.44	1646.00	465.24				3741.58	24.72
			180					5.6	2485.90	165.58	802.40	829.71				4283.58	42.79

T_{ab} ... Abtriebsdrehmoment in Nm
 n_{ab} ... Abtriebsdrehmoment in U/min
 Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
 Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
 Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 20: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Tramec, zweistufig)

Bezeichnung	Getriebedaten					Masse abgeschätzt			Masse berechnet					Abweichung		
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse	prop.	log.		Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.
80B	510	137	10			14.28	19.24		6.89	1.16	1.81	10.77	20.63	-20.67	6.87	14.59
	700	69	20	127	18	19.60	25.78		11.84	1.17	1.46	14.39	28.86	8.89	43.21	60.35
	630	45	31.5			17.64	23.39		14.88	1.17	0.99	19.39	36.42	-2.00	29.93	102.35
100B	1050	137	10			29.40	37.47		13.92	2.16	2.89	16.19	35.16	-13.53	10.20	3.42
	1420	69	20	150	34	39.76	49.46		22.40	2.49	2.70	21.69	49.27	16.94	45.47	44.92
	1290	45	31.5			36.12	45.28		26.28	1.96	2.00	26.45	56.69	6.24	33.18	66.72
125B	2100	137	10			58.80	70.83		24.32	4.07	6.03	22.48	56.91	-5.16	14.24	-8.22
	2850	69	20	175	62	79.80	93.67		42.43	4.11	4.74	32.38	83.66	28.71	51.08	34.93
	2550	45	31.5			71.40	84.61		47.57	3.13	3.52	40.97	95.19	15.16	36.47	53.53
160B	4000	137	10			112.00	127.64		49.59	7.37	9.69	36.47	103.13	-1.75	11.97	-9.54
	5500	69	20	215	114	154.00	170.57		84.36	7.42	7.83	58.49	158.10	35.09	49.62	38.69
	5200	45	31.5			145.60	162.09		92.55	6.43	6.34	64.87	170.19	27.72	42.18	49.29
180B	5650	135	10			158.20	174.79		68.32	11.20	14.30	46.82	140.63	-4.12	5.94	-14.77
	7300	68	20	255	165	204.40	220.56		105.21	11.27	13.82	66.70	197.00	23.88	33.68	19.39
	7550	45	31.5			211.40	227.40		139.27	9.94	7.46	86.54	243.20	28.12	37.82	47.39
200B	8200	140	10			229.60	245.07		99.21	15.28	20.82	62.72	198.03	-8.16	-1.97	-20.79
	10600	70	20	290	250	296.80	309.12		158.13	16.25	18.40	94.90	287.69	18.72	23.65	15.08
	10700	47	31.5			299.60	311.76		186.59	14.46	14.09	110.63	325.77	19.84	24.70	30.31

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 21: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Alform, zweistufig)

Bezeichnung	Getriebedaten				Masse abgeschätzt			Masse berechnet					Abweichung		
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse	prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.
DA2-200	1800	125	8	230	75	50.4	61.4926291	22.38	5.35	5.57	25.33	58.63	-32.80	-18.01	-21.8
		60	16					32.05	4.13	2.86	35.08	74.12			-1.2
		40	24					36.72	3.81	2.71	37.89	81.14			8.2
DA2-250	4000	125	8	280	135	112	127.64312	48.39	10.51	10.37	41.15	110.42	-17.04	-5.45	-18.2
		60	16					64.45	9.04	6.28	55.68	135.45			0.3
		40	24					76.18	8.22	4.63	63.70	152.73			13.1
DA2-320	8000	125	8	320	275	224	239.64884	91.61	18.09	22.23	62.31	194.24	-18.55	-12.85	-29.4
		60	16					115.79	16.02	13.48	82.58	227.87			-17.1
		40	24					141.10	14.15	9.02	92.74	257.01			-6.5
DA2-400	18000	125	8	420	530	504	498.047072	201.53	41.24	59.35	128.62	430.73	-4.91	-6.03	-18.7
		60	16					264.50	34.25	31.03	161.43	491.21			-7.3
		40	24					306.19	33.02	26.26	178.46	543.93			2.6
DA2-500	32000	125	8	460	820	896	833.496156	355.64	60.32	117.86	159.18	693.00	9.27	1.65	-15.5
		60	16					443.61	54.01	64.82	223.97	786.41			-4.1
		40	24					523.39	50.91	52.02	255.51	881.83			7.5
DA2-630	60000	125	8	540	1360	1680	1456.44471	642.15	104.12	313.45	288.66	1348.38	23.53	7.09	-0.9
		60	16					816.08	92.63	149.62	339.61	1397.94			2.8
		40	24					942.92	86.81	112.17	402.75	1544.64			13.6
DA2-800	120000	125	8	660	2600	3360	2678.32841	1374.71	187.28	959.40	550.54	3071.93	29.23	3.01	18.2
		60	16					1594.48	180.98	437.50	590.82	2803.78			7.8
		40	24					1883.39	163.07	297.96	720.63	3065.05			17.9

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 22: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Tramec, dreistufig)

Bezeichnung	Getriebedaten						Masse abgeschätzt				Masse berechnet				Abweichung	
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse		prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.
80C	660	27	50	127	20	18,48	24,41	12,19	1,90	1,44	15,59	31,12	-7,60	22,07	55,6	
	740	11	125					20,53	1,45	1,06	21,99	45,02	125,1			
	720	6	250					30,34	1,45	0,79	29,45	62,03	210,2			
100C	1300	27	50	150	38	36,4	45,60	19,90	3,10	2,41	22,93	48,34	-4,21	20,01	27,2	
	1480	11	125					28,94	2,89	2,16	29,14	63,13	66,1			
	1440	6	250					38,84	2,77	1,76	36,01	79,38	108,9			
125C	2650	27	50	175	68	74,2	87,64	36,66	5,83	4,35	33,91	80,75	9,12	28,88	18,8	
	3000	11	125					50,01	5,64	3,80	42,39	101,84	49,8			
	2880	6	250					62,46	4,94	2,77	52,45	122,62	80,3			
160C	5130	27	50	215	125	143,64	160,10	68,77	10,54	8,54	52,54	140,38	14,91	28,08	12,3	
	5800	11	125					92,06	10,24	7,72	64,04	174,05	39,2			
	5760	6	250					106,86	9,58	6,91	79,71	203,05	62,4			
180C	7530	26	50	255	180	210,84	226,86	105,44	17,96	14,31	67,85	205,57	17,13	26,03	14,2	
	7680	11	125					127,93	15,01	8,59	90,90	242,44	34,7			
	7960	6	250					153,22	15,01	7,66	105,01	280,90	56,1			

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
 n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
 Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
 Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
 Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 23: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Alform, dreistufig)

Bezeichnung	Getriebedaten						Masse abgeschätzt				Masse berechnet				Abweichung	
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse		prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.
DA3-320	3000	36	50	280	160	98.17	84.00	98.17	53.11	10.62	4.86	53.82	122.41	-47.5	-38.6	-23.5
		18	125						64.10	10.06	3.44	63.29	140.89			-11.9
		8	250						79.00	8.55	2.85	74.15	164.54			2.8
DA3-400	6600	36	50	340	260	201.29	184.80	201.29	110.78	22.53	11.09	82.76	227.16	-28.9	-22.6	-12.6
		18	125						134.08	18.60	7.43	106.90	267.02			2.7
		8	250						156.46	18.60	5.66	129.22	309.94			19.2
DA3-500	12000	36	50	400	500	345.75	336.00	345.75	194.82	38.35	20.84	125.91	379.91	-32.8	-30.8	-24.0
		18	125						232.57	32.74	13.06	160.96	439.33			-12.1
		8	250						273.05	31.14	12.15	196.12	512.46			2.5
DA3-630	28000	36	50	460	1000	739.85	784.00	739.85	419.64	68.28	47.56	247.84	783.32	-21.6	-26.0	-21.7
		18	125						501.88	65.44	36.88	283.58	887.78			-11.2
		8	250						583.36	62.89	31.36	332.23	1009.84			1.0
DA3-800	60000	36	50	580	1900	1456.44	1680.00	1456.44	863.78	142.14	131.39	437.26	1574.57	-11.6	-23.3	-17.1
		18	125						1049.76	134.28	99.06	513.67	1796.76			-5.4
		8	250						1221.61	115.68	62.42	630.59	2030.29			6.9

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 24: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Siemens/Flender, einstufig)

Bezeichnung	Getriebedaten						Masse abgeschätzt				Masse berechnet					Abweichung	
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse		prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.	
Groesse_03	2900	1200	1.25	200	128		81.2	95.17	11.65	5.99	18.12	19.07	54.83	-36.56	-25.65	-57.16	
		600	2.5	200					20.29	4.45	6.66	26.31	57.71			-54.91	
		267.9	5.6						32.96	3.08	2.48	39.16	77.69			-39.31	
Groesse_05	8000	1200	1.25	285	302		224	239.65	31.64	15.62	69.00	34.19	150.45	-25.83	-20.65	-50.18	
		600	2.5	285					55.32	13.16	29.08	49.08	146.64			-51.44	
		267.9	5.6						103.78	8.78	7.28	87.13	206.97			-31.47	
Groesse_07	15200	1200	1.25	375	547		425.6	427.82	70.41	32.66	215.40	56.21	374.68	-22.19	-21.79	-31.50	
		600	2.5	375					102.55	26.59	71.28	78.81	279.23			-48.95	
		267.9	5.6						173.18	18.16	16.42	134.72	342.48			-37.39	
Groesse_09	24700	1200	1.25	425	862		691.6	661.39	97.63	50.95	448.00	71.57	668.15	-19.77	-23.27	-22.49	
		600	2.5	425					215.53	41.53	116.70	128.36	502.12			-41.75	
		267.9	5.6						263.69	26.20	28.44	169.87	488.20			-43.36	
Groesse_11	46000	937.5	1.6	515	1515		1288	1151.07	196.12	83.98	698.00	118.97	1097.07	-14.98	-24.02	-27.59	
		535.7	2.8	515					344.81	70.16	304.70	178.73	898.40			-40.70	
		267.9	5.6						454.63	48.52	62.54	253.95	819.63			-45.90	
Groesse_13	67400	937.5	1.6	580	2395		1887.2	1613.97	331.55	116.78	1092.00	168.29	1708.61	-21.20	-32.61	-28.66	
		535.7	2.8	580					537.19	102.56	633.00	239.01	1511.77			-36.88	
		267.9	5.6						794.91	68.02	97.22	395.30	1355.44			-43.41	

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 25: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Siemens/Flender, zweistufig)

Bezeichnung	Getriebedaten				Masse abgeschätzt			Masse berechnet				Abweichung			
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse	prop.	log.	Verzahnung	Welle	Lager	Gehäuse	gesamt	prop.	log.	calc.
Groesse_05	11200	187.5	8	255	335	313.6	324.88	107.01	15.71	40.80	72.18	235.71	-6.39	-3.02	-29.64
		120	12.5	255				127.29	15.71	27.53	82.13	252.67			-24.58
		66.96	22.4	255				158.81	13.47	19.49	108.57	300.34			-10.35
Groesse_06	14400	187.5	8	255	395	403.2	407.50	126.44	19.47	72.63	82.63	301.17	2.08	3.16	-23.75
		120	12.5	255				150.96	17.58	45.83	95.37	309.74			-21.59
		66.96	22.4	255				197.79	15.85	23.13	111.52	348.29			-11.83
Groesse_07	20300	187.5	8	300	555	568.4	554.80	191.22	27.93	111.71	113.99	444.85	2.41	-0.04	-19.85
		120	12.5	300				217.83	25.89	72.92	115.79	432.43			-22.08
		66.96	22.4	300				274.73	23.58	40.41	157.19	495.91			-10.65
Groesse_08	25600	187.5	8	300	645	716.8	682.91	235.51	31.44	176.27	131.30	574.52	11.13	5.88	-10.93
		120	12.5	300				283.26	28.85	76.26	152.24	540.61			-16.18
		66.96	22.4	300				345.03	27.00	55.52	187.36	614.91			-4.67
Groesse_09	33700	187.5	8	370	915	943.6	872.86	334.78	50.74	229.76	158.90	774.19	3.13	-4.61	-15.39
		120	12.5	370				382.97	43.44	143.82	207.32	777.55			-15.02
		66.96	22.4	370				471.41	40.14	76.31	230.86	818.72			-10.52
Groesse_10	42200	187.5	8	370	1050	1181.6	1066.25	398.17	55.31	282.46	183.87	919.81	12.53	1.55	-12.40
		120	12.5	370				471.85	52.11	177.12	196.95	898.03			-14.47
		66.96	22.4	370				569.86	45.04	117.74	271.72	1004.36			-4.35
Groesse_11	59300	187.5	8	430	1465	1660.4	1441.42	713.36	74.36	456.20	319.85	1563.78	13.34	-1.61	6.74
		120	12.5	430				711.18	70.12	264.59	316.20	1362.09			-7.02
		66.96	22.4	430				859.24	64.75	139.83	343.90	1407.72			-3.91
Groesse_12	73800	187.5	8	430	1755	2066.4	1748.34	706.55	93.35	996.62	266.81	2063.32	17.74	-0.38	17.57
		120	12.5	430				826.40	79.76	497.76	351.37	1755.29			0.02
		66.96	22.4	430				976.40	73.20	249.01	393.22	1691.82			-3.60

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
Abweichung ... Abweichung in %

Tabelle 26: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Siemens/Flender, dreistufig)

Bezeichnung	Getriebedaten						Masse berechnet						Abweichung				
	T_ab	n_ab	i_ges	Breite	Masse	log.	Masse abgeschätzt			Gehäuse			prop.	log.	calc.		
							prop.	log.	gesamt	Verzahnung	Welle	Lager					
Grosesse_05	11600	30	50				146.42	20.08	18.96	90.17	275.63					-22.36	
		47.62	31.5	255	355	324.80	335.34										-24.13
		18.75	80				161.53	18.67	16.15	94.97	291.32						-17.94
Grosesse_06	15500	30	50				187.53	26.06	34.37	93.87	341.83						-15.60
		47.62	31.5	255	405	434.00	435.41										-19.12
		18.75	80				206.28	22.60	21.73	118.57	369.19						-8.84
Grosesse_07	21700	30	50				270.63	34.96	39.05	141.29	485.93						-17.64
		47.62	31.5	300	590	607.60	588.98										-18.41
		18.75	80				287.86	36.39	37.46	144.42	506.13						-14.22
Grosesse_08	27200	30	50				325.82	39.95	55.47	164.44	585.68						-13.23
		47.62	31.5	300	675	761.60	720.94										-13.46
		18.75	80				347.26	38.19	45.72	173.23	604.40						-10.46
Grosesse_09	35700	30	50				439.82	66.21	105.30	196.64	807.97						-15.84
		47.62	31.5	370	960	999.60	918.85										-17.93
		18.75	80				503.63	63.02	79.85	225.18	871.67						-9.20
Grosesse_10	43800	30	50				532.22	69.23	114.35	237.77	953.58						-14.09
		47.62	31.5	370	1110	1226.40	1102.08										-17.92
		18.75	80				557.17	70.49	103.83	246.40	977.89						-11.90
Grosesse_11	63500	30	50				782.15	101.14	163.02	350.25	1396.56						-8.72
		47.62	31.5	430	1530	1778.00	1531.25										-7.05
		18.75	80				881.25	97.83	132.75	389.86	1501.68						-1.85

T_ab ... Abtriebsdrehmoment in Nm
 n_ab ... Abtriebsdrehmoment in U/min
 Breite ... mittlere Getriebebreite in mm
 Masse ... (Teil-) Masse des Getriebes in kg
 Abweichung ... Abweichung in %

Anhand Tabelle 18 bis Tabelle 23 ist ersichtlich, dass auch die Abschätzung der Masse mittels der Methode der Parametrisierung je nach Wahl der Gesamtübersetzung recht gut an die Massen aus den Katalogen herankommt. Es ist zu erkennen, dass der Hersteller Alform entweder höhere Massen in den Katalogen angibt als im Vergleich zum Hersteller Tramec, oder aber deutlich robustere Produkte liefert. Die angegebenen Massen der einstufigen Getriebe des Herstellers Tramec werden im Zuge der Berechnungen nie unterschritten.

In Tabelle 24 bis Tabelle 26 werden die im Katalog des Herstellers Siemens [21] (ehemals Flender) angegebenen Getriebe nachgerechnet. Bei diesem Hersteller ist bekannt, dass die angeführten Getriebe auch tatsächlich hergestellt wurden, weshalb dessen Angaben sich besser für einen Vergleich eignen. Dies gilt vor allem für einstufige Getriebe. Es ist hierbei eindeutig ersichtlich, dass anhand der Methode der Parametrisierung des Getriebes die erreichte Getriebemasse deutlich unter der angegebenen Getriebemasse liegt.

Die prozentuale Unterschreitung nimmt mit steigendem Abtriebsdrehmoment ab, bei hohen Abtriebsdrehmomenten wird keine geeignete Lagerung mehr gefunden. Dies zeigt sich anhand der hohen Masse der Lagerungen, indem deren Masse die Startmasse (10^7 kg) beträgt.

Da das Gehäuse einen hohen Anteil der Gesamtmasse ausmacht, ist davon auszugehen, dass das Modell für die Gehäuseauslegung, im speziellen für die Wandstärke, noch nicht ganz ausgereift ist. Eine bessere Kenntnis über die Gehäusedimensionierung wäre definitiv vorteilhaft, aus Mangel an Datenmaterial wird dies jedoch im Zuge dieser Arbeit nicht weiter verfolgt. Es ist anhand der Maße und Skizzen in den Katalogen naheliegend, dass innerhalb einer Baureihe nur ein Gehäuse verwendet wird. Dadurch bleibt dessen Masse innerhalb der Baureihe konstant, eventuell sogar auch die der Lagerungen und die der Wellen. Folglich sind auch die Achsabstände pro Baureihe fix vorgegeben. Auf diesen Einfluss wird im Programm nicht eingegangen.

2.2.4.3 Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe

Bei der Ermittlung der Übersetzungsaufteilung stellte sich die Frage, in welchem Maße die Empfehlung zur Übersetzungswahl für die Ermittlung der minimalen Gesamtgetriebemasse relevant ist. Dies wurde für die Verzahnungsmasse schon in Kapitel 2.2.1.2 analysiert. In Abbildung 35 sowie Abbildung 36 ist der Vergleich zwischen der berechneten Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe und der Empfehlung von Niemann/Winter ersichtlich. Als Referenzgetriebe wurden die Berechnungen der Getriebe aus den Katalogen herangezogen.

Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe für minimale Gesamtgetriebemasse, Graugussgehäuse

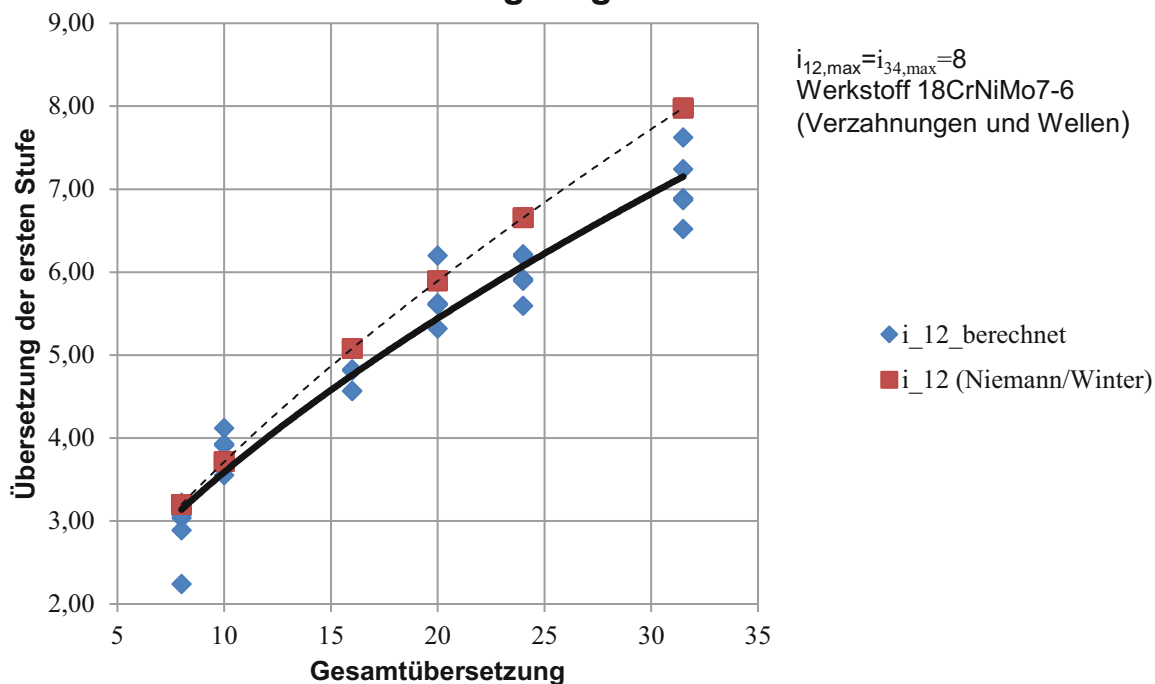


Abbildung 35: Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe – Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, Graugussgehäuse, Angaben nach Tabelle 17

Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe für minimale Gesamtgetriebemasse, Aluminiumgehäuse

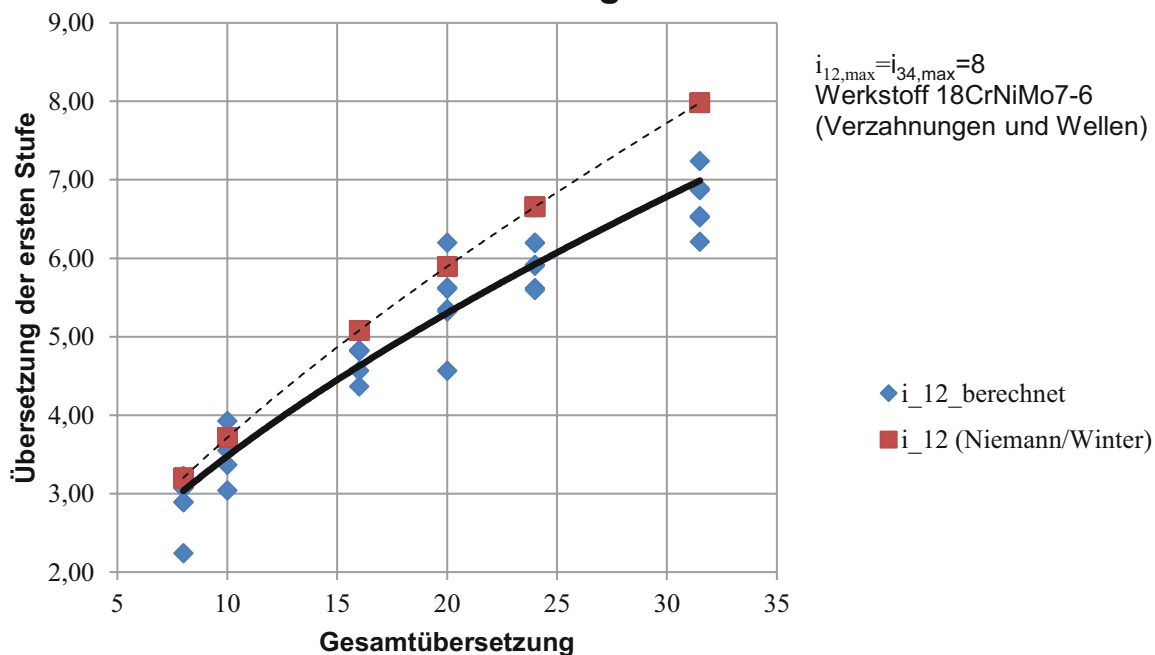


Abbildung 36: Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, Aluminiumgehäuse, Angaben nach Tabelle 17

Es lässt sich folgender Zusammenhang für zweistufige Stirnradgetriebe ermitteln:

$$i_{12,berechnet,GG} = 0,8991 * i_{ges}^{0.6011} \quad (2-25)$$

$$i_{12,berechnet,Alu} = 0,8558 * i_{ges}^{0.6087} \quad (2-26)$$

i_{ges} ...	Gesamtübersetzung des Getriebes
$i_{12,berechnet,GG}$...	Übersetzung der ersten Stufe bei einem Graugussgehäuse
$i_{12,berechnet,Alu}$...	Übersetzung der ersten Stufe bei einem Aluminiumgehäuse

Ein Vergleich der vorherigen Abbildungen mit Abbildung 16 zeigt, dass sich die Empfehlung von Niemann/Winter hinsichtlich der Übersetzungsaufteilung besser für die Minimierung der Gesamtmasse des Getriebes eignet als für die Minimierung der Verzahnungsmasse. Der Einfluss des Gehäusewerkstoffs ist in Relation zur Streuung zu vernachlässigen. Die folgenden Tabellen verdeutlichen den Vorteil der Methode der Parametrisierung im Hinblick auf die Wahl der Übersetzungsaufteilung. Obwohl die Übersetzungsaufteilung im Hinblick auf die Gesamtmasse des Getriebes genauer wirkt als noch bei der Verzahnungsmassen wird die Gesamtmasse des Getriebes bei der Übersetzungsaufteilung nach Niemann/Winter deutlicher (9 - 23 %) unterschritten als noch bei den Verzahnungsmassen.

Tabelle 27: Gesamtmasse nach Übersetzungsaufteilung nach Niemann/Winter im Vergleich zur Methode der Parametrisierung, zweistufige Stirnradgetriebe

Tramec zweistufig				
Getriebedaten		Masse; Übersetzungsaufteilung nach		Abweichung in %
Bezeichnung	Übersetzung	Niemann/Winter	Parametrisierung	
80B	10	23.73	20.63	-13.08
	20	36.01	28.86	-19.86
	31.5	40.61	36.42	-10.31
100B	10	41.45	35.16	-15.16
	20	60.11	49.27	-18.03
	31.5	72.32	56.69	-21.61
125B	10	68.62	56.91	-17.07
	20	100.58	83.66	-16.83
	31.5	121.91	95.19	-21.92
160B	10	113.01	103.13	-8.75
	20	175.33	158.10	-9.82
	31.5	205.55	170.19	-17.20
180B	10	162.81	140.63	-13.62
	20	238.19	197.00	-17.29
	31.5	294.43	243.20	-17.40
200B	10	228.36	198.03	-13.28
	20	333.90	287.69	-13.84
	31.5	419.79	325.77	-22.40
Alform zweistufig				
Getriebedaten		Masse; Übersetzungsaufteilung nach		Abweichung in %
Bezeichnung	Übersetzung	Niemann/Winter	Parametrisierung	
DA2-200	8	72.02	58.63	-18.59
	16	83.93	74.12	-11.69
	24	99.51	81.14	-18.46
DA2-250	8	129.95	110.42	-15.03
	16	165.08	135.45	-17.95
	24	191.89	152.73	-20.41
DA2-320	8	225.69	194.24	-13.94
	16	273.42	227.87	-16.66
	24	324.69	257.01	-20.84
DA2-400	8	501.85	430.73	-14.17
	16	567.66	491.21	-13.47
	24	704.69	543.93	-22.81
DA2-500	8	855.07	693.00	-18.95
	16	958.71	786.41	-17.97
	24	1092.33	881.83	-19.27
DA2-630	8	1686.09	1348.38	-20.03
	16	1768.92	1397.94	-20.97
	24	1944.52	1544.64	-20.56

Um den Vorteil von beiden Varianten (minimale Masse bei möglichst geringer Berechnungsdauer) nutzen zu können, wird folgender Ansatz gewählt: Die Übersetzungsmatrix, in der alle möglichen Übersetzungsaufteilungen abgespeichert sind, wird um eine Zeile erweitert. In dieser Zeile wird eine Übersetzungsaufteilung nach der Empfehlung nach Niemann/Winter vorgenommen. Mit dieser Übersetzungsaufteilung wird die Berechnung gestartet. Somit wird von Anfang an mit den empfohlenen Übersetzungen eine geringe Getriebemasse erreicht. Es gibt demnach nur mehr sehr wenige Übersetzungsaufteilungen, die zu einer geringeren Masse führen. Dies führt zu weniger zeitintensiven Schreibzyklen in die Eingabemaske und somit zu einer verkürzten Gesamtrechnzeit.

2.2.4.4 Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe

Dieser Ansatz wird bei dreistufigen Getrieben ebenfalls angewendet. Im Unterschied zu zweistufigen Getrieben sind mehr mögliche Übersetzungsaufteilungen zu berücksichtigen. Die Randbedingungen werden daher etwas angepasst, damit die Berechnungszeit noch vertretbar ist. Diese sind ebenfalls in Tabelle 17 ersichtlich.

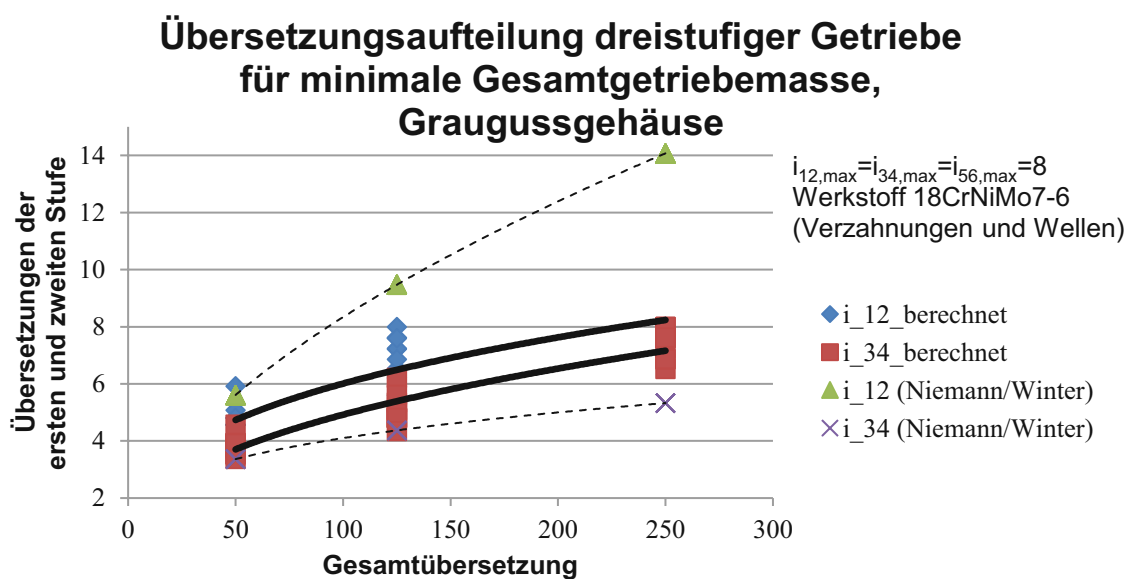


Abbildung 37: Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, maximale Übersetzungsstufenübersetzung von 8, Angaben nach Tabelle 17

In Abbildung 37 ist ersichtlich, dass ein sinnvoller Vergleich zwischen der Berechnung der Übersetzungsaufteilung und der Empfehlung anhand der Obergrenze für eine Übersetzung einer Stufe von 8 nicht möglich ist. Die Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe laut Empfehlung wäre für Gesamtübersetzung über 100 nicht erreichbar. Aufgrund dieser Erkenntnis wird die Obergrenze für weitere Übersetzungsaufteilungsanalysen auf 18 angehoben. In weiterer Folge wird auch die Über-

setzung der dritten Stufe dargestellt, um Aussagen über deren Verhalten zu erhalten.

Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe für minimale Gesamtgetriebe­masse, Graugussgehäuse

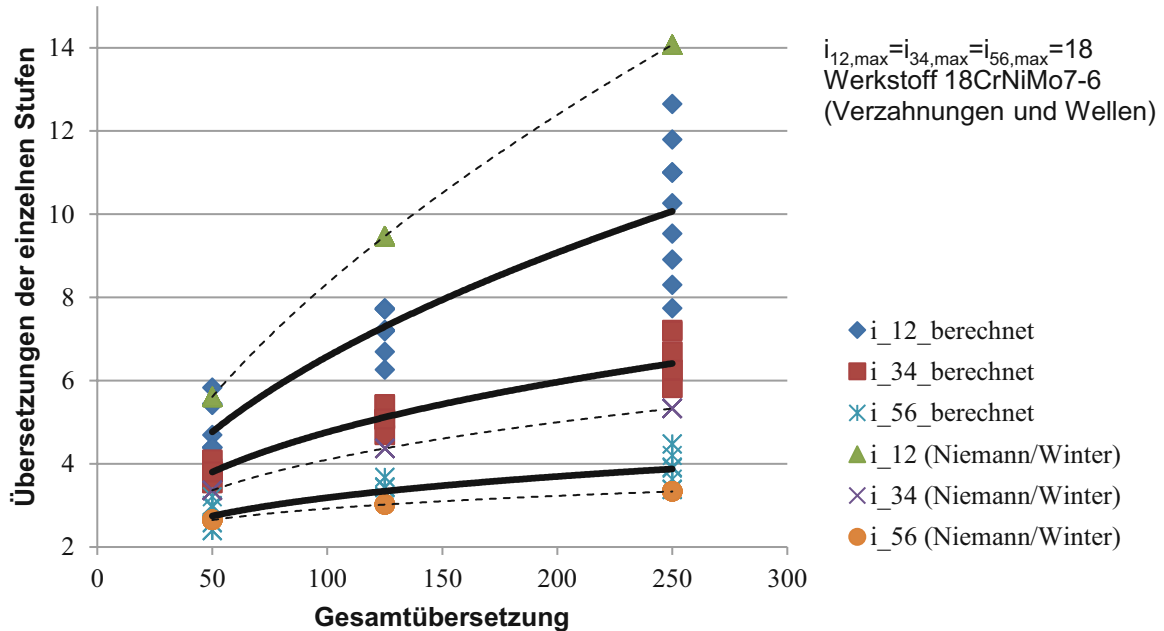


Abbildung 38: Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, maximale Übersetzungsstufenübersetzung von 18, Graugussgehäuse, Angaben nach Tabelle 17

Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe für minimale Gesamtgetriebe­masse, Aluminiumgehäuse

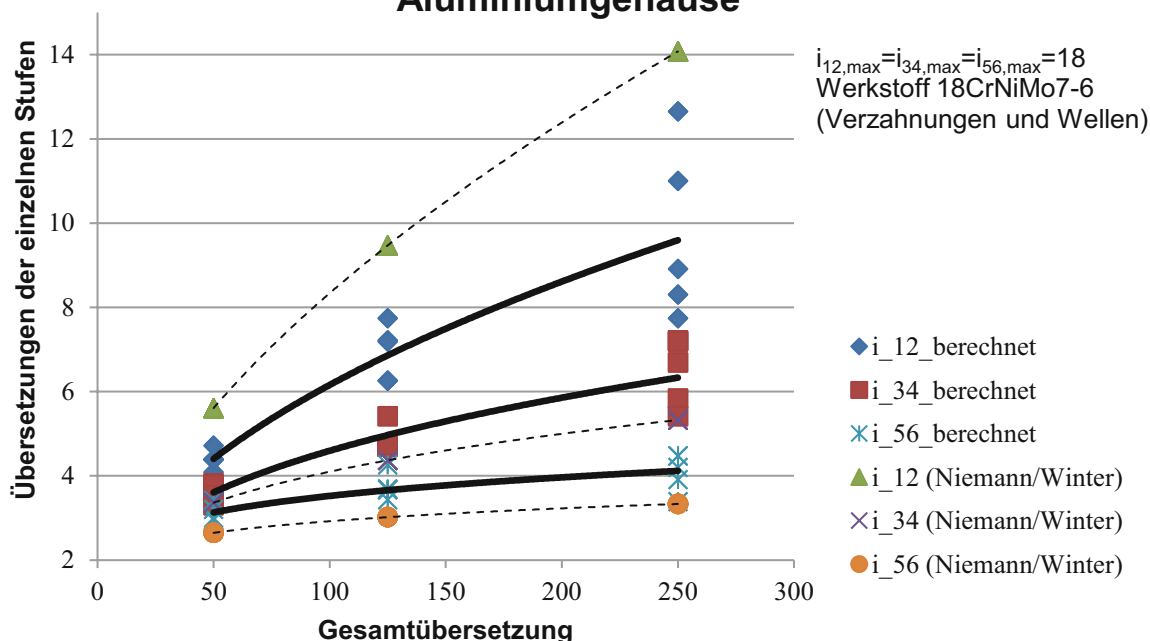


Abbildung 39: Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, maximale Übersetzungsstufenübersetzung von 18, Aluminiumgehäuse, Angaben nach Tabelle 17

In Abbildung 38 und Abbildung 39 ist der Vergleich der Übersetzungsaufteilung der drei Übersetzungsstufen bei einer maximalen Stufenübersetzung von 18 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass nach der Methode der Parametrisierung die Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe deutlich unter der Empfehlung nach Niemann/Winter liegt und einer großen absoluten sowie relativen Streuung unterworfen ist. Die Übersetzungen der zweiten und dritten Übersetzungsstufe darüber. Die Wahl des Gehäusewerkstoffes hat auch bei dreistufigen Getrieben keinen relevanten Einfluss auf die Übersetzungsaufteilung.

Es lässt sich folgender Zusammenhang für dreistufige Getriebe ermitteln:

$$i_{12,berechnet,GG} = 0,6487 * i_{ges}^{0.5009} \quad (2-27)$$

$$i_{34,berechnet,GG} = 1,0037 * i_{ges}^{0.3276} \quad (2-28)$$

$$i_{12,berechnet,Alu} = 0,6634 * i_{ges}^{0.4838} \quad (2-29)$$

$$i_{34,\text{berechnet,Alu}} = 0,9194 * i_{ges}^{0.3495} \quad (2-30)$$

i_{ges} ...	Gesamtübersetzung des Getriebes
$i_{12,\text{berechnet,GG}}$...	Übersetzung der ersten Stufe bei einem Graugussgehäuse
$i_{34,\text{berechnet,GG}}$...	Übersetzung der zweiten Stufe bei einem Graugussgehäuse
$i_{12,\text{berechnet,Alu}}$...	Übersetzung der ersten Stufe bei einem Aluminiumgehäuse
$i_{34,\text{berechnet,Alu}}$...	Übersetzung der zweiten Stufe bei einem Aluminiumgehäuse

In Tabelle 28 wird wie bei den zweistufigen Getrieben der Vorteil hinsichtlich der Festlegung der Übersetzungsaufteilung mittels der Methode der Parametrisierung gegenüber der Empfehlung nach Niemann/Winter dargestellt. Auch bei dreistufigen Getrieben wird die Gesamtmasse aufgrund der Übersetzungsaufteilung anhand der Parametrisierung im Vergleich zur Empfehlung deutlich (14 – 30 %) unterschritten.

Tabelle 28: Gesamtmasse nach Übersetzungsaufteilung nach Niemann/Winter im Vergleich zur Methode der Parametrisierung, dreistufige Stirnradgetriebe

Tramec dreistufig				
Getriebedaten		Masse; Übersetzungsaufteilung nach		Abweichung in %
Bezeichnung	Übersetzung	Niemann/Winter	Parametrisierung	
80C	50	36.49	31.12	-14.74
	125	58.39	45.02	-22.90
	250	89.10	62.03	-30.37
100C	50	56.05	48.34	-13.74
	125	81.51	63.13	-22.55
	250	114.48	79.38	-30.66
125C	50	94.93	80.75	-14.93
	125	123.58	101.84	-17.59
	250	154.96	122.62	-20.87
160C	50	168.89	140.38	-16.88
	125	218.65	174.05	-20.40
	250	257.28	203.05	-21.08
180C	50	245.08	205.57	-16.12
	125	300.43	242.44	-19.30
	250	352.69	280.90	-20.36
Alform dreistufig				
Getriebedaten		Masse; Übersetzungsaufteilung nach		Abweichung in %
Bezeichnung	Übersetzung	Niemann/Winter	Parametrisierung	
DA3-320	50	147.75	122.41	-17.15
	125	180.39	140.89	-21.90
	250	208.78	164.54	-21.19
DA3-400	50	282.59	227.16	-19.61
	125	335.16	267.02	-20.33
	250	389.39	309.94	-20.40
DA3-500	50	456.77	379.91	-16.83
	125	557.12	439.33	-21.14
	250	692.15	512.46	-25.96
DA3-630	50	945.74	783.32	-17.17
	125	1117.63	887.78	-20.57
	250	1346.66	1009.84	-25.01
DA3-800	50	1976.95	1574.57	-20.35
	125	2344.20	1796.76	-23.35
	250	2681.31	2030.29	-24.28

Die Übersetzungen der einzelnen Übersetzungsstufen nehmen in Richtung des Leistungsflusses kontinuierlich ab. Bei in etwa gleich bleibender Ritzelzähnezahl und steigendem Modul führt dies in etwa zu gleich großen Großraddurchmessern.

2.2.4.5 Abweichung vom mittleren Großradkopfkreisdurchmesser

In der Abbildung 40 ist das quadratische Mittel (RMS-Wert) der Durchmesserabweichung der Großradkopfkreisdurchmesser bezogen auf den arithmetisch gemittelten Kopfkreisdurchmesser der Großräder dargestellt.

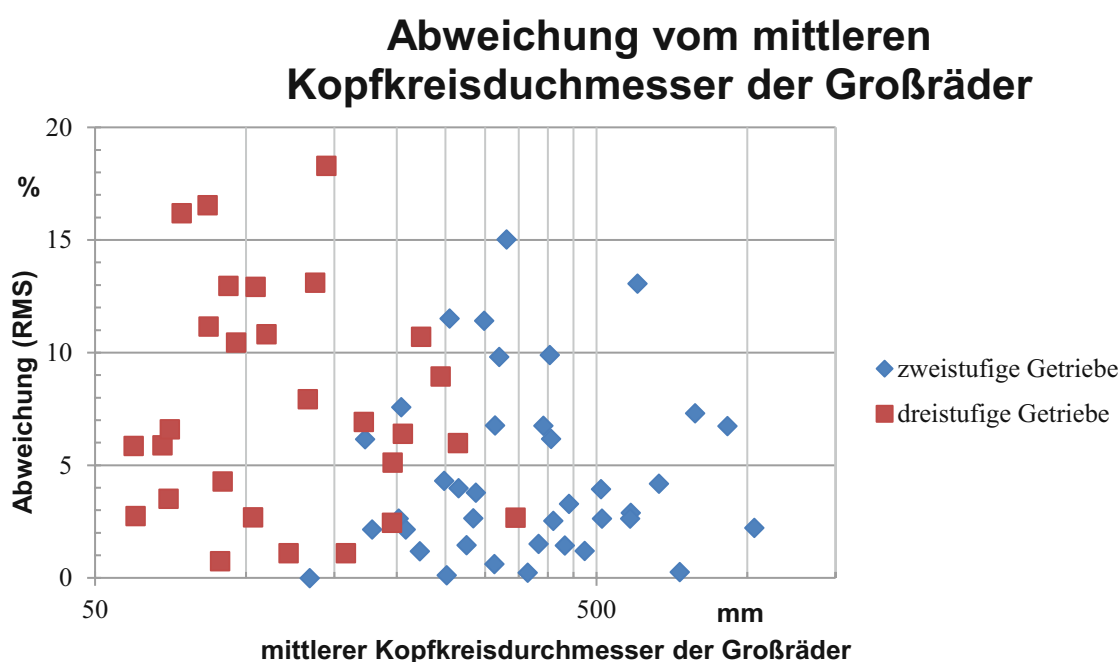


Abbildung 40: quadratisch gemittelte Abweichung (RMS) vom mittleren Kopfkreisdurchmesser

Die durchschnittliche quadratisch gemittelte Abweichung (Median) beträgt trotz keinerlei Optimierung in diese Richtung nur in etwa 3 % bei zweistufigen und 6 % bei dreistufigen Getrieben. Die quadratisch gemittelte Abweichung ist bei steigendem gemitteltem Kopfkreisdurchmesser abfallend. Mittels der in Tabelle 9 dargestellten Möglichkeit, den Kopfkreisdurchmesser zu beschränken, kann die Obergrenze der Kopfraddurchmesser in weiteren Iterationen schrittweise herabsetzen werden. Im Optimalfall kann so das bisher ermittelte Massenminimum des Getriebes unterschritten werden.

2.2.5 Zusammenfassung der Parametrisierung

Diese Methode liefert wie erwartet sehr gute Ergebnisse. In manchen Fällen wurden deutlich höhere Gesamtmassen bei den nachgerechneten Kataloggetrieben im Hinblick auf die in den Katalogen angegebenen Massen ermittelt. Dies ist nicht plausibel. Eine triviale Erklärung für den Getriebemassenunterschied ist die Ungenauigkeit bei den Daten in den Getriebekatalogen. Aufgrund des Aufbaus und der Vereinfachung in dem parametrisierten Modell sind jedoch auch andere Gründe für höhere Getriebemassen verantwortlich.

Gründe für die (teilweise) höhere Masse bei der Methode der Parametrisierung im Vergleich zu der in den Katalogen angegebenen Masse

- **Entkoppelung der Schrägverzahnung mit der Lagerberechnung.** Es ist denkbar, dass hinsichtlich der äquivalenten Lagerlast noch Optimierungspotential vorhanden ist. Der maximale mögliche Schrägungswinkel beträgt derzeit 20° bzw. 10° auf der Abtriebswelle, größere Schrägungswinkel führen aufgrund der steigenden Axialkräften zu einer erhöhten Abhängigkeit der beiden Unterprogramme zueinander. Die notwendigen Rillenkugellagerungen würden somit sehr schwer ausfallen.
- **Lagertypen:** Für die Lagerstellen stehen in der Berechnung derzeit nur Rillenkugellager zur Verfügung. Rollenlager (Zylinderlager, Kegelrollenlager, Pendelrollenlager) können höhere Radial- sowie Axialkräfte bei identer Masse aufnehmen, diese werden in der Realität auch verwendet. Größere Schrägungswinkel und somit leichtere Verzahnungen wären möglich. Das Optimierungspotential der Gesamtmasse durch Erweiterung des Wälzlagerkataloges ist als sehr hoch einzustufen, insbesondere bei hohen Abtriebsdrehmomenten.
- **Modellierung der Wellen:** Im Programm wurden die Wellen als glatte Wellen modelliert und an der Stelle der maximalen Belastung mit einer Mindestsicherheit dimensioniert. Demzufolge muss der Lagerinnendurchmesser über dem errechneten Mindestdurchmesser liegen. Lager mit kleinerem Innendurchmesser werden nicht berücksichtigt. Mehrere Berechnungen haben jedoch gezeigt, dass die ausgewählten Rillenkugellager aufgrund ihrer relativ geringen dynamischen Tragzahl den im Unterprogramm angegebenen Mindestdurchmesser übersteigen. Dies bestätigt sich auch dadurch, dass hin und wieder an einigen Lagerstellen zwei oder drei idente Lager mit einem kleineren Innendurchmesser als Optimum errechnet werden. Bei Verwendung eines entsprechend größeren Lagers wäre diese Lagerung schwerer. Von einem hohen Optimierungspotential selbst bei besserer Kenntnis der Wellenkontur ist jedoch nicht auszugehen. Die Länge der Wellen sind ident zum Lagerabstand, realerweise ist diese etwas länger, da je Ende die halbe Lagerungs-

breite hinzuzuaddieren ist. Deswegen wurde der Lagerabstand in den Nachrechnungen mit der Getriebebreite abgeschätzt. Die Eingangs- und die Ausgangswelle müssen eine Möglichkeit zur Kupplungsmontage aufweisen. Dies ist ein weiterer Grund dafür, dass diese in der Realität länger als im Programm angenommen sind. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass der Einfluss von Querkräften an den Kupplungsstellen nicht berücksichtigt wurde, ebenso die Verformung der Welle. Eventuell ist es möglich, diese Einflüsse mit Hilfe einer entsprechend hohen Mindestsicherheit zu berücksichtigen, hierzu müssten mehr Daten zur genauen Analyse vorhanden sein.

- **Gehäuse:** Bei den Berechnungen hat sich gezeigt, dass das Gehäuse neben den Verzahnungen die schwerste Komponente darstellt. Vor allem bei Getrieben mit geringem Abtriebsdrehmoment beträgt dessen Masse bis zu 50 % vom gesamten Getriebe. Bei der Nachrechnung von einstufigen Getrieben laut Katalog wurden Gehäusemassen in der Größenordnung von der im Katalog angegebenen Gesamttriebmasse ermittelt. Sowohl Werkstoffauswahl als auch die Festlegung der mittleren Wandstärken sind die beiden Größen, die sich am deutlichsten auf die Gesamtmasse des Gehäuses auswirken. Das Optimierungspotential liegt hier ähnlich hoch wie bei der Implementierung weiterer Lagertypen. Die hohe Auswirkung der Gehäusedimensionierung auf die Gesamtmasse lässt jedenfalls darauf schließen, dass hier mit einem verbesserten Modell angesetzt werden sollte.
- **Großradkopfdurchmesser:** Die Ergebnisauswertung hat gezeigt, dass die Großräder bei einem Massenminimum des Getriebes annähernd den gleichen Durchmesser aufweisen. Dies wirkt sich auf eine kleine Gehäusehöhe aus, die vom größten Großraddurchmesser abhängt. Das Programm optimiert nicht direkt dahingehend, dass die Großräder dies erfüllen. Im Zuge der Verzahnungsoptimierung jeder Übersetzungsstufe wird ein gedachtes einstufiges Gehäuse mitberechnet. Eine Angleichung der Kopfkreisdurchmesser wäre derzeit durch eine händische Iteration möglich. Dazu müssen die Großradkopfdurchmesser in einem weiteren Schritt z. B. mit dem gemittelten Großradkopfdurchmesser beschränkt werden. In weiteren Schritten können diese kontinuierlich reduziert und deren Ergebnisse schließlich verglichen werden. Eine zeitintensive Versuchsreihe hat gezeigt, dass dies auch nach mehreren Iterationsschritten nicht immer funktioniert. Für eine automatisierte Optimierung müsste das Programm gänzlich anders aufgebaut werden.
- **Lagerabstände:** Die Lagerabstände bleiben im Laufe der Berechnung konstant. Bei schmalen Zahnradern und Lagerungen können diese verkürzt werden. Dessen Berücksichtigung ist derzeit nur mittels händischer Iteration möglich.

3 Ausblick

3.1 Statistische Auswertung

Eine weitere Verfolgung dieser Methode erweist sich vorerst als nicht sinnvoll. Die Erstellung einer Datenbank von vorhandenen Getrieben mit deren tatsächlichen Massen ist eine zwingende Voraussetzung für eine bessere Möglichkeit der Auswertung bzw. eine zukünftige, aussagekräftigere Massenabschätzung. Bevor ganze Getriebe ausgewertet werden, sollte eine umfassende statistische Analyse der einzelnen Komponenten durchgeführt werden.

3.2 Parametrisierung

Die Methode der Parametrisierung verspricht viel Potenzial für Anwendungen in verschiedensten Bereichen in der derzeitigen oder in einer modifizierten Form. Zusätzlich zu den im Kapitel 2.2.5 angedeuteten Optimierungsmöglichkeiten erscheinen folgende Erweiterungen als sinnvoll:

- Aufbauend auf die erstellten Unterprogramme können ähnliche Programme für **Kegelrad- und Planetenradübersetzungsstufen** entwickelt werden. Ggf. sind diese auch kombinierbar.
- Die Implementierung einer **Profilverschiebung** ermöglicht eine weitere Massenminimierung.
- Es hat sich gezeigt, dass die Empfehlung nach Niemann/Winter hinsichtlich der Aufteilung der Übersetzungen für einen schnellen Entwurf bzw. für Getriebe, deren Gesamtmasse nicht zwingend minimal zu sein hat, vertretbar ist. Unter Umständen lässt sich eine **genauere Empfehlung für die Übersetzungsaufteilung ableiten**.
- Für **Getriebe mit mehr als drei Übersetzungsstufen** ist zu prüfen, ob eine Empfehlung zur Übersetzungsaufteilung möglich ist. Z. B. wäre die Übersetzungsaufteilung eines vierstufigen Stirnradgetriebes eventuell so aufzuteilen wie bei einem fiktiven zweistufigen Getriebe. Jede dieser fiktiven Getriebe ist in zwei reale Übersetzungsstufen zu unterteilen. Eine ähnliche Empfehlung für andere Verzahnungs- und Getriebetypen wäre durchaus ebenfalls denkbar.
- Anstelle der Übersetzungsaufteilung ist es denkbar, den **maximalen Kopfkreisdurchmesser als Optimierungskriterium** zu benutzen.
- Das Unterprogramm zur **Gehäuseberechnung** ist zu **optimieren**, indem die derzeitige Berechnung von Gussgehäusen ggf. um die Berechnung von geschweißten Gehäusen erweitert wird. Ein guter Kompromiss wäre eine Aus-

wahrscheinlichkeit zwischen Gussgehäuse und Schweißgehäuse. Ebenso ist die Berücksichtigung des Einflusses einer coaxialen Ausführung auf die Gehäuseabmessungen eine sinnvolle Ergänzung. Besonders vielversprechend wäre die Erstellung eines besseren Modells bzw. einer Empfehlung hinsichtlich Gehäusewandstärke.

- Die schon erwähnte **Erweiterung der Lagerberechnung um Kegel-, Pendel-, und Zylinderrollenlager** würde nicht nur mehr Möglichkeiten der Lagerungsgestaltung bieten, sondern auch zu einer erheblichen Reduktion der Lagerungsmasse führen, insbesondere bei hohen axialen Belastungen.
- In der Praxis wird das **Öl VG 460** eine **zu hohe Viskosität** aufweisen. Die Auswahlmöglichkeit des Öls sollte beschränkt werden. Die Verwendung von VG 320 als Ölauswahlobergrenze im Hinblick auf hohe Viskosität beeinflusst die Lagerberechnung, die errechnete Lebensdauer nimmt ab.
- Die **Implementierung des Programms in CAD-Programme** ist denkbar. Die Komponenten könnten direkt im CAD-System berechnet bzw. ausgelegt werden. Dazu müssten eventuell Kompatibilitätsfragen geklärt werden, die Verwendung von MatLab und Excel erscheint daher vorerst noch eleganter bzw. einfacher in der Anwendung zu sein.
- Eine **genauere Ausführung der Zahnräder** als Stegräder ist möglich, ein Beispiel hierfür ist in Abbildung 41 veranschaulicht. Dies ist z. B. bei Luftfahrtgetrieben sinnvoll, um die Masse der Verzahnung so gering wie möglich zu halten. Dies hat jedoch kaum eine Relevanz bei Industriegetrieben (Modellierung als Vollscheibenräder üblich). Die Möglichkeit hierzu ist im Quellcode des Unterprogramms implementiert, jedoch für die Berechnung zurzeit deaktiviert.

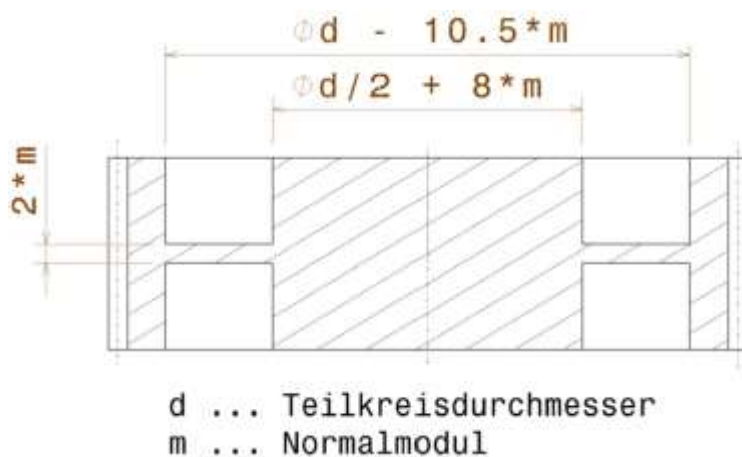


Abbildung 41: Modellierung der Verzahnung als Stegräder (Geradverzahnung)

Die Zahnradabmessungen und damit auch die Zahnradmasse sind abhängig vom Modul. Es lässt sich mathematisch zeigen, dass die Massenreduktion des Zahnrades in diesem Beispiel erst ab einer Zähnezahl von mehr als 37 Zähnen auftritt. Es lässt sich anhand der Berechnungen zeigen, dass die Ritzelzähnezahl praktisch immer darunter liegt. Somit sind von dieser Modellierungsart nur die Großräder betroffen.

fen. In Abbildung 42 bis Abbildung 44 sind die Auswirkungen auf die Zahnradmasse veranschaulicht, dessen Berechnung erfolgt nach Gleichung (2-13).

Zahnradmasse von Stegrädern im Vergleich zu Vollscheibenrädern

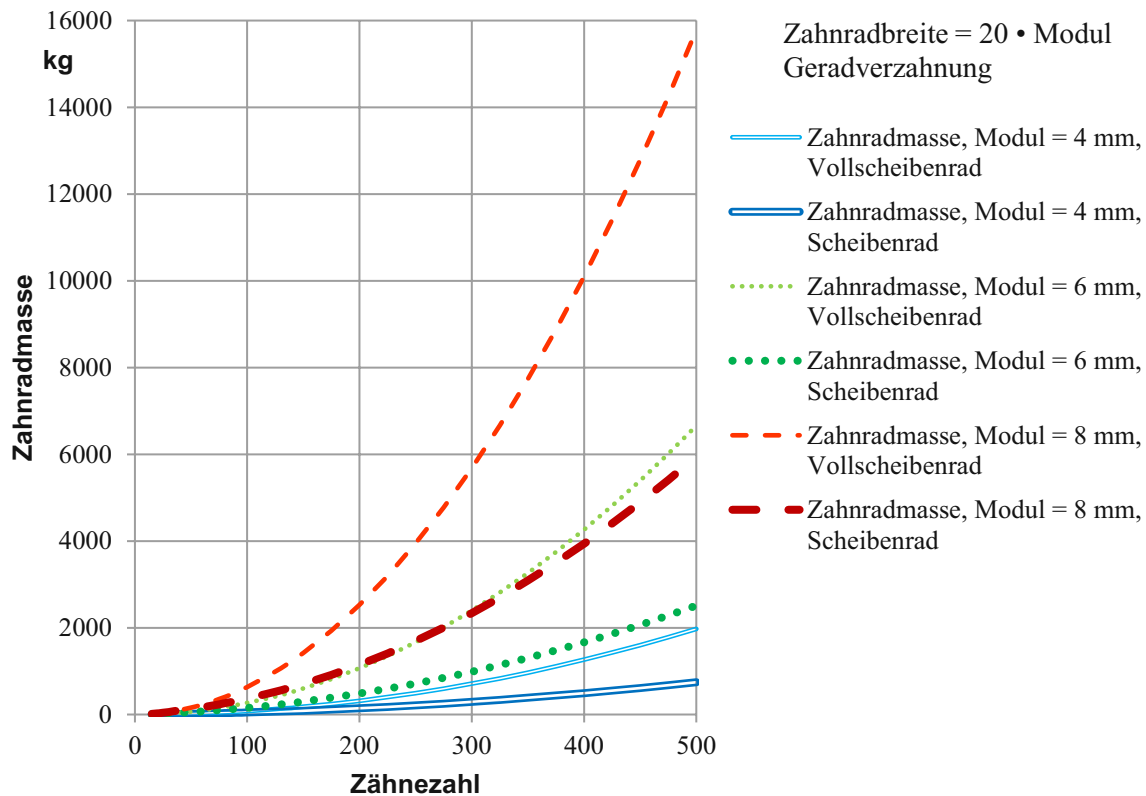


Abbildung 42: Zahnradmasse von Stegrädern im Vergleich zu Vollscheibenrädern

Es ist in Abbildung 43 ersichtlich, dass die relative Massenänderung nicht vom Modul abhängt. Sie ist jedoch vom Verhältnis Breite/Modul (b_{rel}) abhängig, da sich in diesem Beispiel die Stegbreite proportional zum Modul, jedoch nicht proportional zur Zahnradbreite verhält. Diese – wenn auch nur geringfügige Abhängigkeit – ist in Abbildung 44 ersichtlich. Zahnräder, die mit über 60 Zähnen ausgeführt werden, kommen demzufolge auf weniger als 75 % der Masse des Vollscheibenrades, ab ca. 150 Zähnen beträgt die Zahnradmasse weniger als 50 % der ursprünglichen Masse.

Zahnradmasse der Stegräder relativ zu Vollscheibenrädern

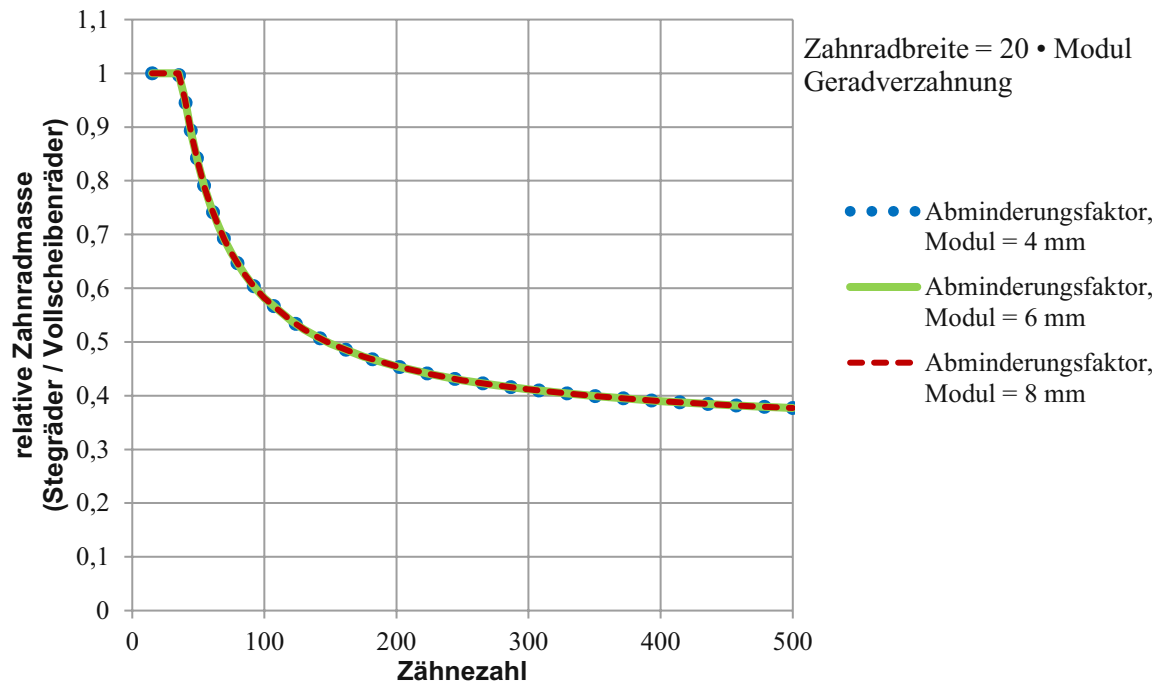


Abbildung 43: Zahnradmasse der Stegräder relativ zu Vollscheibenrädern, Abhängigkeit vom Normalmodul

Zahnradmasse der Stegräder relativ zu Vollscheibenrädern

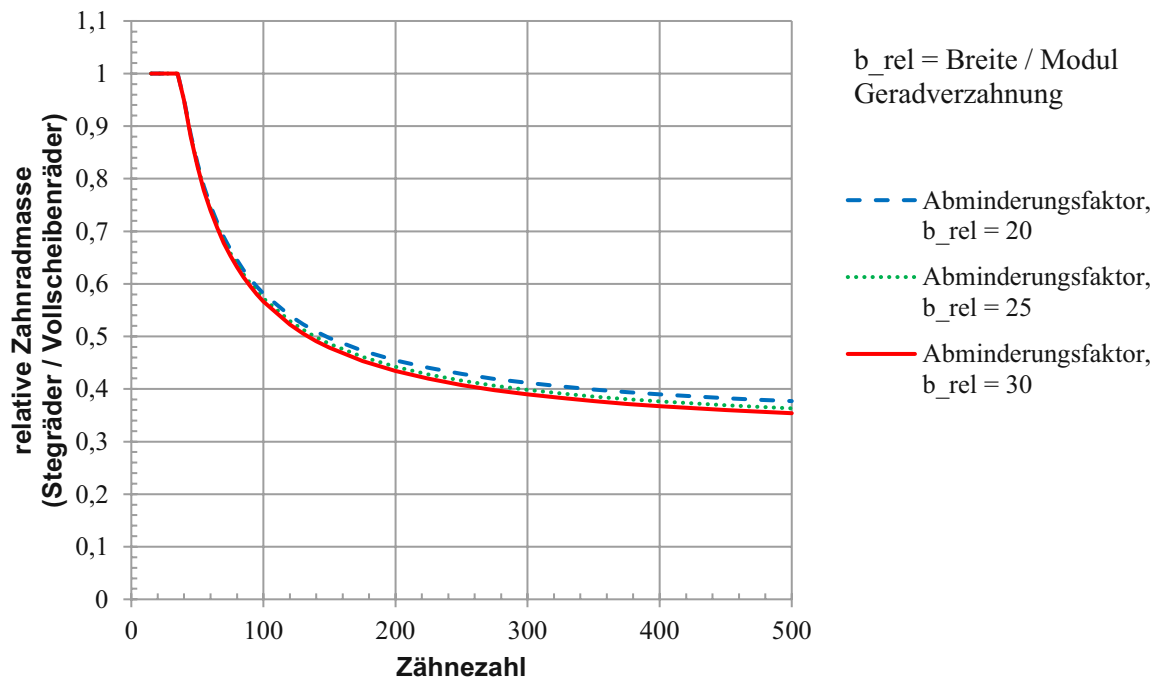
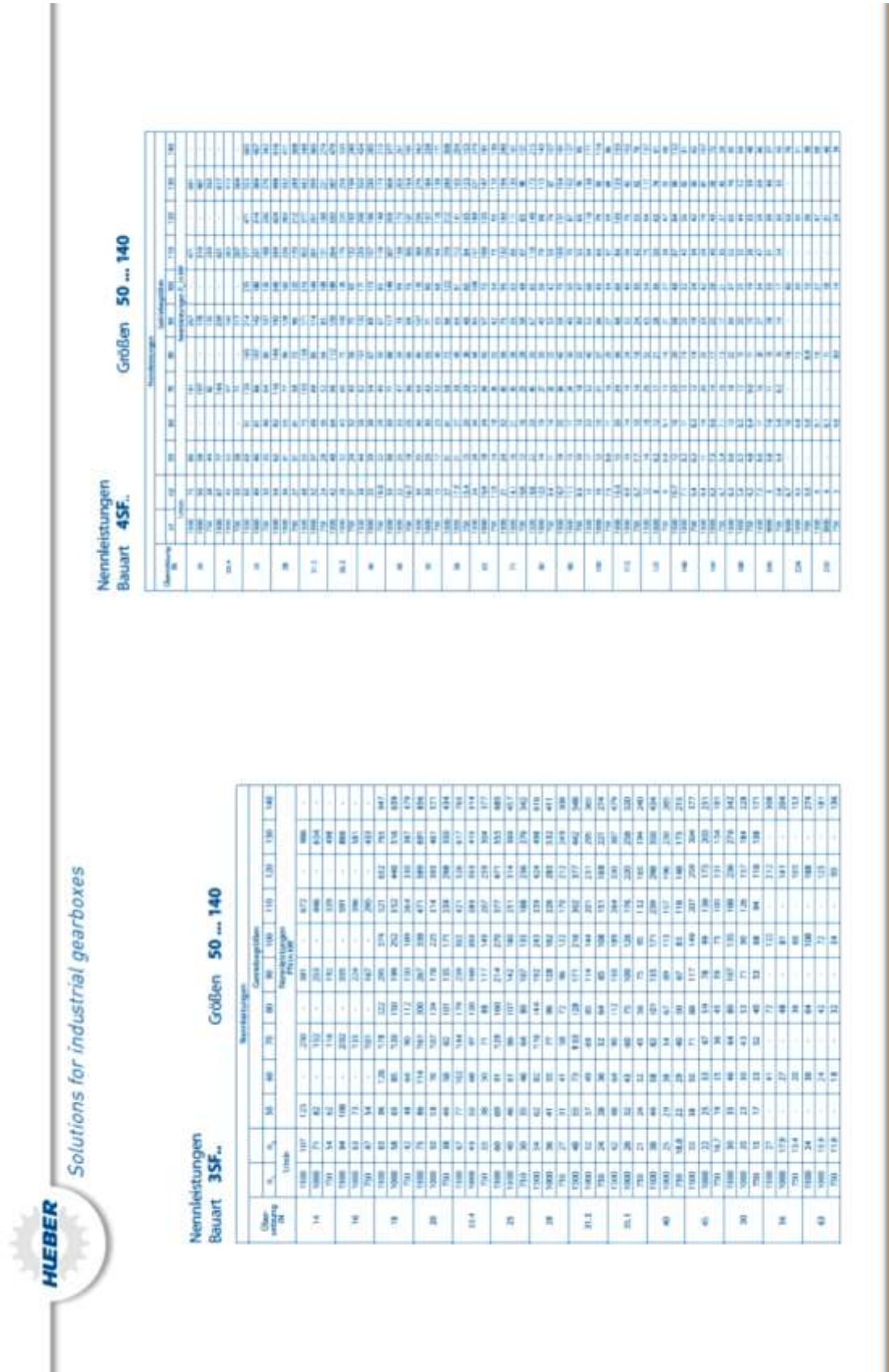


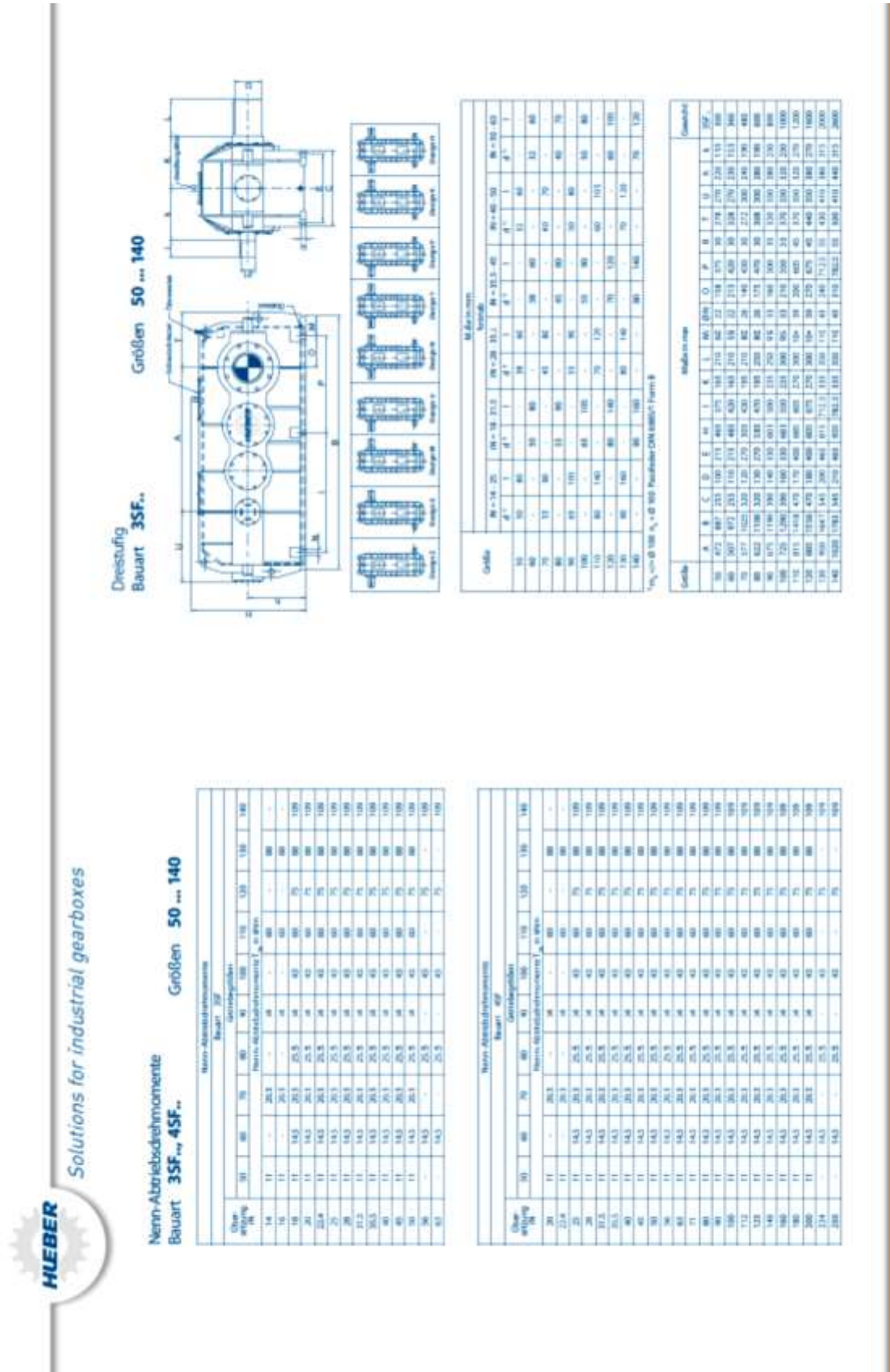
Abbildung 44: Zahnradmasse der Stegräder relativ zu Vollscheibenrädern, Abhängigkeit vom Verhältnis Breite/Normalmodul

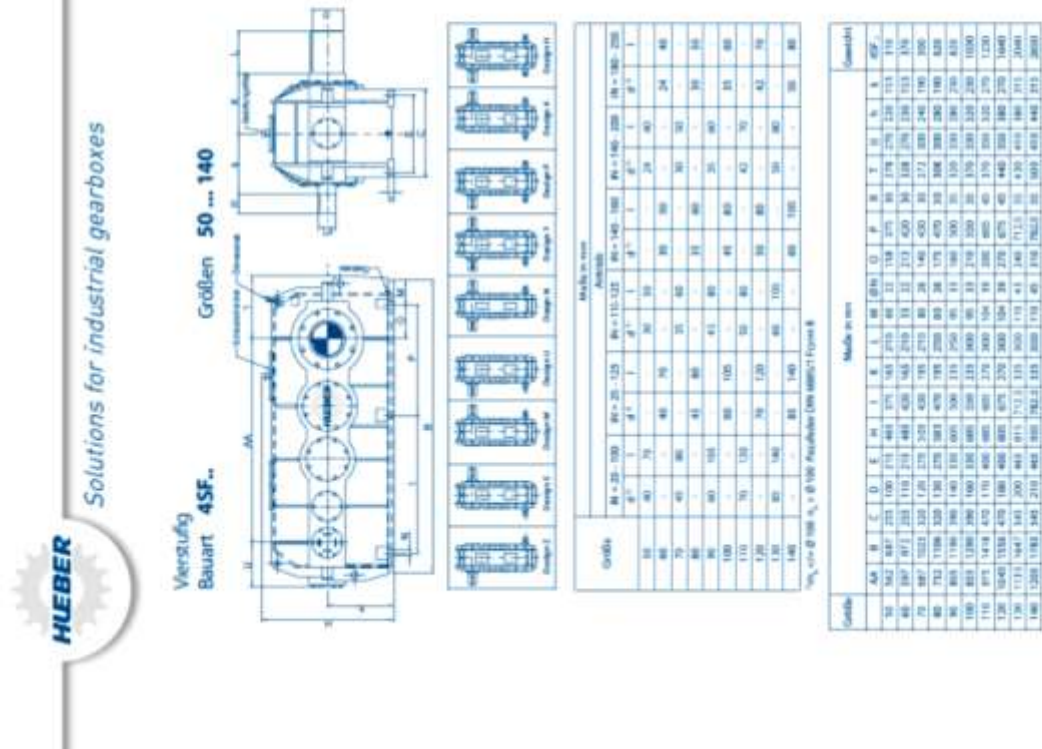
4 Anhang

4.1 Auszüge aus den verwendeten Stirnradtriebekatalogen

Die vollständigen Kataloge sind über die Website der jeweiligen Hersteller einsehbar bzw. können angefragt werden. Im Folgenden werden die zur Analyse herangezogenen Auszüge angeführt.









**Nennleistungen
Bauart 45F..**

Größen 150 ... 220

Nennleistung P _N	Nennleistung P _N in kW	Nennabtriebsmomente Bauart 45F..														
		150	160	170	180	190	200	210	220	230	240					
30	30	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
40	40	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
50	50	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
60	60	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330
70	70	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360
80	80	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390
90	90	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420
100	100	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450
110	110	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480
120	120	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510
130	130	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540
140	140	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570

**Nenn-Abtriebsdrehmomente
Bauart 35F.., 45F..**

Größen 150 ... 220

Über- tragung i _g	Nenn-Abtriebsdrehmomente Bauart 35F..									
	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
18	153	171	191	211	231	251	271	291	311	331
20	153	173	193	213	233	253	273	293	313	333
22,4	153	175	195	215	235	255	275	295	315	335
25	153	177	197	217	237	257	277	297	317	337
28	153	179	201	221	241	261	281	301	321	341
30,5	153	181	203	223	243	263	283	303	323	343
40	153	183	205	225	245	265	285	305	325	345
50	153	185	207	227	247	267	287	307	327	347
60	153	187	209	229	249	269	289	309	329	349

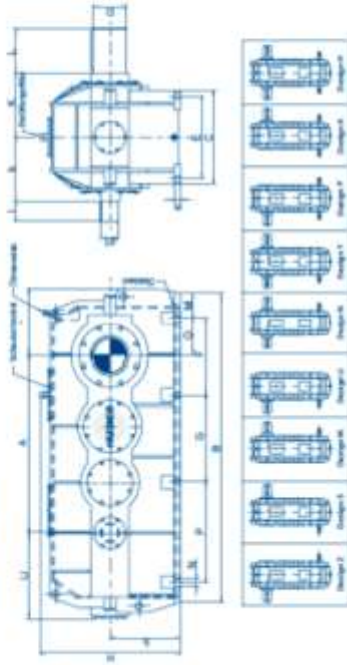
Über- tragung i _g	Nenn-Abtriebsdrehmomente Bauart 45F..									
	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
20	153	173	193	213	233	253	273	293	313	333
22,4	153	175	195	215	235	255	275	295	315	335
25	153	177	197	217	237	257	277	297	317	337
27,3	153	179	201	221	241	261	281	301	321	341
30,5	153	181	203	223	243	263	283	303	323	343
40	153	183	205	225	245	265	285	305	325	345
50	153	185	207	227	247	267	287	307	327	347
60	153	187	209	229	249	269	289	309	329	349

Abbildung 48: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 4



Dreistufig
Bauart 3SF..

Größen 150 ... 220



Maße in mm

Größe	Antrieb										
	d^1	d^2	d^3	d^4	d^5	d^6	d^7	d^8	d^9	d^{10}	d^{11}
150	110	181	110	160	90	150	90	150	90	150	90
170	130	211	130	170	110	180	110	180	110	180	110
180	130	241	130	170	110	180	110	180	110	180	110
200	150	271	150	200	130	210	130	210	130	210	130
220	170	311	170	230	150	240	150	240	150	240	150

$\gamma_{1,2} = 0,100 \gamma_{3,4} = 0,100$ Pauschale DIN 68821/1 Form 8

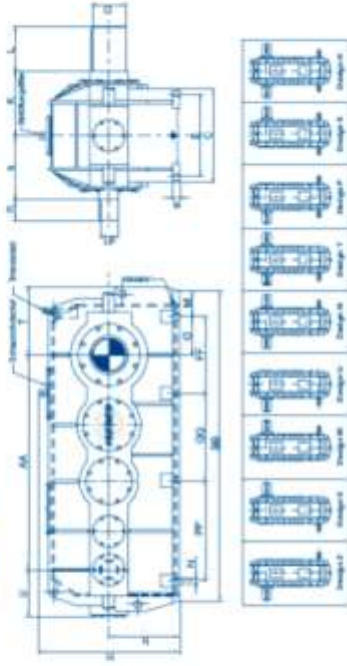
Maße in mm

Größe	Austrieb										
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
150	1047	1047	1047	1047	1047	1047	1047	1047	1047	1047	1047
170	1270	1270	1270	1270	1270	1270	1270	1270	1270	1270	1270
180	1310	1310	1310	1310	1310	1310	1310	1310	1310	1310	1310
200	1540	1540	1540	1540	1540	1540	1540	1540	1540	1540	1540
220	1847	1847	1847	1847	1847	1847	1847	1847	1847	1847	1847

$\gamma_{1,2} = 0,100 \gamma_{3,4} = 0,100$ Pauschale DIN 68821/1 Form 8

Vierstufig
Bauart 4SF..

Größen 150 ... 220



Maße in mm

Größe	Antrieb										
	d^1	d^2	d^3	d^4	d^5	d^6	d^7	d^8	d^9	d^{10}	d^{11}
150	80	150	80	120	70	120	70	120	70	120	70
170	110	180	110	150	90	150	90	150	90	150	90
180	110	210	110	150	90	150	90	150	90	150	90
200	130	240	130	180	110	180	110	180	110	180	110
220	150	270	150	210	130	210	130	210	130	210	130

$\gamma_{1,2} = 0,100 \gamma_{3,4} = 0,100$ Pauschale DIN 68821/1 Form 8

Maße in mm

Größe	Austrieb										
	AA	BB	C	D	E	FF	GG	H	I	J	K
150	1147	1147	1147	1147	1147	1147	1147	1147	1147	1147	1147
170	1390	1390	1390	1390	1390	1390	1390	1390	1390	1390	1390
180	1430	1430	1430	1430	1430	1430	1430	1430	1430	1430	1430
200	1680	1680	1680	1680	1680	1680	1680	1680	1680	1680	1680
220	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000

$\gamma_{1,2} = 0,100 \gamma_{3,4} = 0,100$ Pauschale DIN 68821/1 Form 8

Abbildung 49: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 5



3.5 Potenza termica

3.5 Thermal power

3.5 Thermische Leistung

I valori delle potenze termiche, P_{10} (kW), sono riportati nella tabella seguente, in funzione di grandezza, rapporto e velocità entrata del riduttore. I valori sono calcolati considerando l'utilizzo di olio sintetico ISO 320. Vedere paragrafo 1.4 per la scelta dei fattori correttivi.

The following table shows the values of thermal power P_{10} (kW) for each gearbox size on the basis of ratio and input speed. The values have been calculated considering the utilization of synthetic oil ISO 320. See chapter 1.4 for the corrective coefficients.

Die folgende Tabelle enthält die Werte P_{10} der thermischen Leistung (kW) je nach Getriebegröße und abhängig von Untersetzung und von Drehzahlen am Getriebeantrieb. Die angegebenen Werte beziehen sich auf Schmierung mit synthetischem Öl ISO 320. Im Abschnitt 1.4 finden Sie die Korrekturkoeffizienten.

Tab. 2

Potenza Termica / Thermal power / Thermische Leistung												
P_{10} [kW]												
	Z71A		Z90A		Z112A		Z140A		Z180A		Z225A	
i_n	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800
5	5.5		10		16.5		28.5		48.6	47	93	67
6.3	5		8.6		14.5	15.4	24.8	25.8	-	-	-	-
8	4		7		12	13	20.6	22	-	-	-	-

	Z80B		Z100B		Z125B		Z160B		Z180B		Z200B	
i_n	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800
8	-	-	-	-	-	-	-	-	55.7	53.4	75	65.2
10	7		12		20	21	37	37.8	49	48.3	69.4	61.8
12.5	6.5		10.8		18	19	32.7	33.4	43.6	43.4	61	55.3
16	5.8		9.8		16	17	29	30	36.6	40.2	51	54.7
20	5		8.7		14	15.5	25.6	28.6	33.2	36.7	48	51.7
25	5		7.8		12.8	14	23.4	26	30.5	33.5	43	46.8
31.5	4.8		7.4		12	13	21.6	23.7	27	29.5	39.4	42.4
40	4.2		7		11.2	12	20	21.6	25.2	27	-	-
50	4		6.3		10.3	11	18.3	19.5	-	-	-	-
63	3.5		5.7		9.4	10.2	16.6	18	-	-	-	-

	Z80C		Z100C		Z125C		Z160C		Z180C		Z200C	
i_n	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800	1400	2800
40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	34.2	37.8
50	3.6		6		10	11	17.8	19.8	22.3	25.3	32.7	36
63	3.3		5.6		9.2	10.2	16.3	18.3	20.4	23.3	30.3	33
80	3.2		5.3		8.8	9.7	15.3	17	19.2	21.8	28.2	30.7
100	2.8		4.8		8	8.8	14	15.5	17.6	19.7	25.5	28.6
125	2.6		4.5		7.5	8.2	13	14.4	16.2	18.5	24	26.8
160	2.5		4.3		7.2	7.8	12.4	13.6	15.3	17	22.5	25
200	2.4		4		6.8	7.2	11.5	12.6	14.4	16	-	-
250	2.4		3.8		6.3	7	11	12	13.4	14.7	-	-

3.6 Dati tecnici

3.6 Technical data

3.6 Technische Daten

Z	$n_1 = 1400$			ZA	
	i_n	i_r	n_2 rpm	T_{2M} Nm	P kW
71A	5	5.09	275	270	8.0
	6.3	6.10	230	210	5.2
	8	7.88	177	180	3.5
90A	5	5.09	275	590	17.5
	6.3	6.10	230	480	11.9
	8	7.88	177	360	6.9
112A	5	5.09	275	1200	36.6
	6.3	6.10	230	1150	28.5
	8	7.88	177	780	14.9
140A	5	5.09	275	2350	69.8
	6.3	6.10	230	2150	53.3
	8	7.88	177	2100	40.2
180A	5	5.09	275	4800	142.5
225A	5	4.82	291	8600	270

Abbildung 50: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 1



3.6 Dati tecnici

3.6 Technical data

3.6 Technische Daten

Z	n ₁ = 1400		ZF				ZA					
	in	lr	n ₂ rpm	T ₂ Nm	P1 kW	FS' IEC	T _{2M} Nm	P kW				
80B	10	10.20	137	119	1.8	4.3	510	7.7				
	12.5	12.98	108	151	1.8	3.8	570	6.8				
	16	15.56	90	181	1.8	3.5	630	6.3				
	20	20.36	69	238	1.8	2.9	700	5.3				
	25	24.40	57	285	1.8	2.5	700	4.4				
	31.5	31.05	45	362	1.8	1.7	630	3.1				
	40	37.21	38	434	1.8	1.3	580	2.3				
80C	50	48.12	29	468	1.5	1.1	520	1.7				
	63	62.23	22	444	1.1	1.2	520	1.3				
	50	52.51	27	600	1.8	1.1	660	2.0				
	63	62.91	22	599	1.5	1.1	680	1.7				
	80	80.08	17	559	1.1	1.3	710	1.4				
	100	105.52	13	736	1.1	1.0	740	1.1				
	125	126.43	11	740	0.9	1.0	740	0.90				
100B	160	160.91	9	561	0.55	1.2	680	0.70				
	200	208.11	7	700	0.55	1.0	700	0.55				
	250	249.36	6	585	0.37	1.2	720	0.48				
	10	10.20	137	384	5.5	2.9	1050	15.9				
	12.5	12.98	108	462	5.5	2.5	1150	13.7				
	16	15.56	90	554	5.5	2.3	1280	12.7				
	20	20.36	69	723	5.5	2	1420	10.8				
100C	25	24.40	57	875	5.5	1.6	1420	9.0				
	31.5	31.05	45	1110	5.5	1.2	1290	6.4				
	40	37.21	38	965	4	1.3	1220	5.1				
	50	48.12	29	936	3	1.1	1060	3.4				
	63	62.23	22	887	2.2	1.2	1080	2.6				
	50	51.93	27	593	1.8	2.2	1300	4.0				
	63	62.22	23	710	1.8	1.9	1350	3.4				
125B	80	79.19	18	904	1.8	1.6	1410	2.8				
	100	103.67	14	1184	1.8	1.2	1470	2.2				
	125	124.22	11	1418	1.8	1.0	1480	1.9				
	160	158.10	9	1103	1.1	1.2	1360	1.4				
	200	204.46	7	1400	1.1	1.0	1400	1.1				
	250	244.99	6	1399	0.9	1.0	1440	0.9				
	10	10.20	137	608	9.2	3.5	2100	31.8				
125C	12.5	12.98	108	774	9.2	3.0	2300	27.3				
	16	15.56	90	927	9.2	2.7	2500	24.8				
	20	20.36	69	1214	9.2	2.3	2850	21.6				
	25	24.40	57	1455	9.2	2.0	2850	18.0				
	31.5	31.05	45	1851	9.2	1.4	2550	12.7				
	40	37.21	38	2218	9.2	1.1	2350	9.8				
	50	48.12	29	2250	7.5	1.0	2250	7.5				
200B	63	62.23	22	2218	5.5	1.0	2250	5.6				
	50	51.93	27	1810	5.5	1.5	2650	8.0				
	63	62.22	23	2124	5.5	1.3	2760	7.0				
	80	79.19	18	2714	5.5	1.0	2880	5.7				
	100	103.67	14	2631	4	1.1	3000	4.6				
	125	124.22	11	2364	3	1.3	3000	3.8				
	160	158.10	9	2206	2.2	1.2	2720	2.7				
200C	200	204.46	7	2800	2.2	1.0	2800	2.2				
	250	244.99	6	2798	1.8	1.0	2880	1.9				
	71	80	90	100	112	132	71	80	90	100	112	132

Z	n ₁ = 1400		ZF				ZA	
	in	lr	n ₂ rpm	T ₂ Nm	P1 kW	FS' IEC	T _{2M} Nm	P kW
160B	10	10.20	137	1454	22	2.8	4000	60.5
	12.5	12.98	108	1851	22	2.4	4500	53.5
	16	15.56	90	2218	22	2.2	4900	48.6
	20	20.36	69	2903	22	1.9	5500	41.7
	25	24.40	57	3479	22	1.6	5600	34.8
	31.5	31.05	45	4427	22	1.2	5200	25.6
	40	37.21	38	4461	18.5	1.1	4700	19.5
160C	50	48.12	29	3430	11	1.3	4300	13.8
	63	62.23	22	4300	11	1.0	4300	11.0
	50	51.93	27	3031	9.2	1.7	5130	15.6
	63	62.22	23	3631	9.2	1.5	5350	13.6
	80	79.19	18	4622	9.2	1.2	5570	11.1
	100	103.67	14	5800	9.2	1.0	5800	9.2
	125	124.22	11	5800	7.5	1.0	5800	7.5
180B	160	158.10	9	5470	5.5	1.0	5470	5.5
	200	204.46	7	5188	4	1.1	5600	4.3
	250	244.99	6	4683	3	1.2	5760	3.7
	8	8.10	173	1155	22	4.4	5100	97.2
	10	10.38	135	1480	22	3.8	5650	84.0
	12.5	12.54	112	1787	22	3.5	6200	76.3
	16	16.17	87	2305	22	2.9	6750	64.4
180C	20	20.73	68	2955	22	2.5	7300	54.4
	25	25.03	56	3569	22	2.1	7450	45.9
	31.5	31.05	45	4427	22	1.7	7550	37.5
	40	35.07	40	5000	22	1.5	7550	33.2
	50	52.85	26	3085	9.2	2.4	7530	22.3
	63	63.33	22	3690	9.2	2.0	7560	18.8
	80	76.48	18	4464	9.2	1.7	7700	15.9
200B	100	94.89	15	5538	9.2	1.4	7650	12.7
	125	127.43	11	7437	9.2	1.0	7680	9.6
	160	158.10	9	7265	7.5	1.1	7830	8.1
	200	197.46	7	6890	5.5	1.1	7870	6.3
	250	244.99	6	7960	5.5	1.0	7960	5.5
	8	8.35	168	1619	30	4.6	7500	139
	10	10.00	140	1945	30	4.2	8200	127
200C	12.5	12.29	114	2389	30	3.8	9000	113
	16	16.63	84	3233	30	3.0	9800	90.9
	20	19.97	70	3883	30	2.7	10600	81.9
	25	24.53	57	4769	30	2.3	11000	69.2
	31.5	30.04	47	5839	30	1.8	10700	55.0
	40	42.41	33	6919	22	1.8	10900	40.5
	50	50.93	27	7108	22	1.5	11000	34.1
200C	63	62.55	22	8730	22	1.3	11350	28.6
	80	76.59	18	10690	22	1.0	11050	22.7
	100	101.68	14	11200	18.5	1.0	11200	18.5
	125	124.87	11	11500	15	1.0	11500	15.0
	160	152.91	9	10671	11	1.0	11200	11.6

Verifica termica necessaria / Thermal rating needed / Thermische - Prüfung erforderlich

Abbildung 51: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 2



3.8 Dimensioni

3.8 Dimensions

3.8 Abmessungen

	ZA...A						ZA...B - ZF...B - ZA...C - ZF...C					
	71	90	112	140	180	225	80	100	125	160	180	200
A	142	180	224	280	360	450	160	200	250	320	360	400
a	102	134	166	209	272.5	344	82	102	127	162.5	185	204
a1	—						106	134	166	217	207	277.5
B	112	127	150	175	215	290	127	150	175	215	255	290
b	90	104	125	145	180	240	104	125	145	180	210	240
C2	115	130	155	180	220	300	130	155	180	220	260	300
D2 H7	24 30 32 30 35	42 40 45	55 50 70 60	100	32 30 35	42 40 45	55 50 70 60	90 80	100			
E	206	262	326	407	522.5	654	306	384	479	609.5	652	766.5
e	38	52	64	82	110	140	42	52	67	90	100	115
F	9	11	13	15	17	21	11	13	15	17	19	21
f	M8x13	M10x16	M12x19	M14x21	M16x25	M18x30	M10x16	M12x19	M14x22	M16x25	M18x35	M18x30
G	122	155	194	244	320	400	135	170	214	280	310	350
g	61	77.5	97	122	160	200	67.5	85	107	140	155	175
H	71	90	112	140	180	225	80	100	125	160	180	200
H1	—						35	36	43	58	58	73
H2	—						80	100	125	160	160	200
i	125	159.5	199	249	322.5	404	213.5	269	336	429.5	447	541.5
O	64	82	102	127	162.5	204	146	184	229	289.5	312	366.5
O1	—						191	248	311	391.5	414	493.5
Z	9	11	13	15	17	25	11	13	15	17	22	25

	ZA...A						ZA...B				ZA...C							
	71	90	112	140	180	225	80	100	125	160	180	200	80	100	125	160	180	200
D1 h6	19	24	28	36	48	60	19	24	28	36	48	14	19	24	28	28	38	38
S	105	127.5	150	190	230	260	105	127.5	150	190	210	230	95	117.5	140	170	190	230
U	65	77.5	90	110	150	150	65	77.5	90	110	130	150	65	77.5	90	110	130	150
V	40	50	60	80	80	110	40	50	60	80	80	80	30	40	50	60	60	80
kg	11.5	18	30.5	52	104	210	18	34	62	114	165	250	20	38	68	125	180	275

	ZF...B																		
	80			100			125			160			180			200			
IEC	71	80/90	71	80/90	100/112	80/90	100/112	132	90	100/112	132	160/180	80/90	100/112	132	160/180	132	160/180	200
Y	160	200	160	200	250	200	250	300	200	250	300	350	200	250	300	350	300	350	400
R	151	172	182	182	192	205	215	238	245	255	276	306	266	276	297	327	316	346	348
kg	21			39			72			131			185			260			

	ZF...C																		
	80			100			125			160			180			200			
IEC	63	71	80/90	71	80/90	71	80/90	100/112	80/90	100/112	132	80/90	100/112	132	100/112	132	100/112	132	160/180
Y	140	160	200	160	200	160	200	250	200	250	300	200	250	300	250	300	250	300	350
R	132	139	160	152	173	176	197	207	230	240	261	245	255	276	295	295	316	348	348
kg	23			43			78			142			200			305			

Abbildung 52: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 3

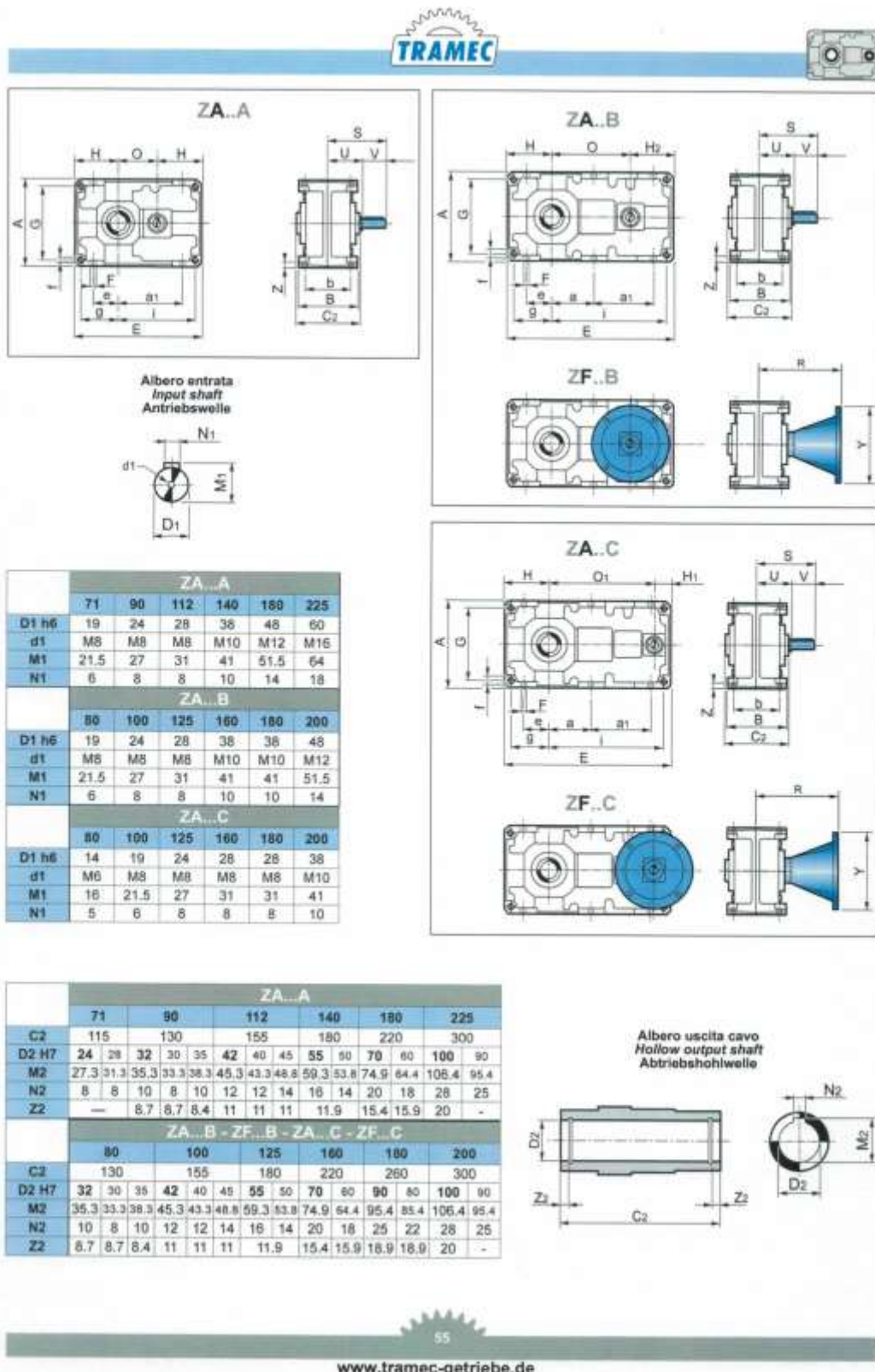
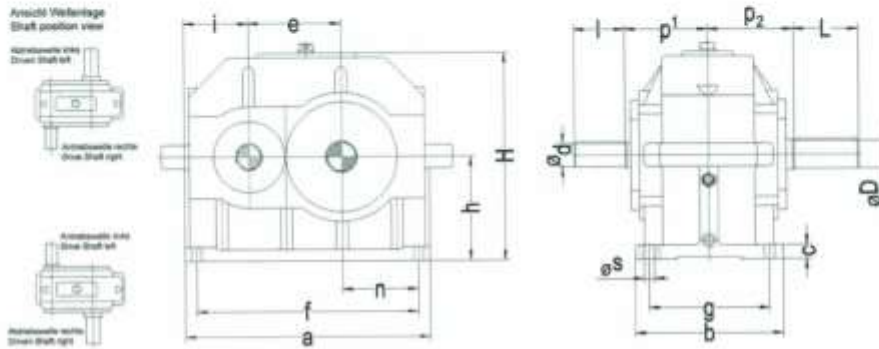


Abbildung 53: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 4



Stirnradgetriebe Type DA1

Einstufig, Fußausführung
Single reduction helical spur-gears, foot mounting



Getriebe Größe Gearbox size	Abmessungen (Dimensions) mm																	Gewicht Weight kg
	a	b	c	d	D	e	f	g	h	H	i	l	L	n	p ₁	p ₂	s	
DA1-120	310	180	25	38	48	100	260	140	125	250	80	80	80	105	110	110	14	45
DA1-125	380	210	30	38 - 48	55	125	320	160	150	320	95	80	100	130	120	120	14	70
DA1-150	420	250	30	42 - 50	70	150	360	200	180	380	100	80	125	140	140	140	16	125
DA1-180	500	280	35	50 - 60	80	180	420	220	200	420	120	100	150	170	160	160	18	180
DA1-200	550	320	35	55 - 70	90	200	480	260	225	470	140	100	150	175	180	180	18	240
DA1-225	630	350	35	60 - 75	100	225	560	280	280	580	160	125	180	210	190	190	23	360
DA1-250	710	380	40	70 - 80	110	250	640	320	320	660	180	125	180	240	200	200	23	480
DA1-280	780	420	40	80 - 90	120	280	700	350	360	740	200	150	210	260	220	220	27	660
DA1-320	880	480	40	90 - 100	140	320	800	400	400	820	220	150	250	300	240	240	27	850
DA1-360	980	540	45	100 - 110	150	360	900	460	450	920	220	180	250	360	260	260	30	1200
DA1-400	1100	600	45	110 - 120	180	400	1020	520	500	1000	240	180	250	420	280	280	30	1800
DA1-450	1200	660	45	120 - 130	180	450	1100	580	560	1140	260	210	280	440	300	300	33	2400
DA1-500	1300	720	45	130 - 140	200	500	1200	640	630	1280	280	210	280	520	320	320	39	3000

Anmerkung / Note: 1), 2), 3)

Maße für Blockierungsanlagen des Rücklaufes siehe gesonderte Seite (For dimensions of Backstop refer to the designated page)

Abbildung 54: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 1



Stirradgetriebe Type DA1

Einstufig, Fußausführung
Single reduction helical spur-gears, foot mounting

DA1	Drehzahlen Speed		Getriebegröße (Gearbox Size)												
	Antrieb Input r.p.m	Abtrieb Output r.p.m	DA1- 100	DA1- 125	DA1- 150	DA1- 180	DA1- 200	DA1- 225	DA1- 250	DA1- 280	DA1- 320	DA1- 360	DA1- 400	DA1- 450	DA1- 500
1,2 : 1	1500	1250	36	70	125	190	250	360	500	720	980	1200	1600	2100	2700
	1000	830	24	47	83	127	166	240	333	480	640	800	1066	1400	1800
	750	625	18	35	62	95	125	180	250	360	480	600	800	1050	1350
1,5 : 1	1500	1000	33	63	114	170	225	324	455	650	880	1090	1450	1900	2450
	1000	665	22	42	76	113	150	216	303	433	573	726	966	1266	1633
	750	500	16,5	31	57	85	112	162	228	325	430	545	725	950	1225
1,8 : 1	1500	830	30	56	102	154	204	290	410	580	770	988	1315	1710	2220
	1000	555	20	37	68	102	136	193	273	387	513	657	877	1140	1480
	750	415	15	28	51	77	102	145	205	290	385	493	658	855	1110
2,1 : 1	1500	715	27	50	92	138	184	260	366	524	696	890	1190	1550	2000
	1000	475	18	33	61	92	122	173	244	350	464	593	793	1033	1333
	750	355	14	25	46	69	92	130	183	262	348	445	595	775	1000
2,4 : 1	1500	625	24	45	82	124	166	236	330	470	628	810	1074	1400	1810
	1000	415	16	30	55	83	110	157	220	313	417	540	716	933	1206
	750	310	12	22	41	62	83	118	165	235	313	405	537	700	905
2,8 : 1	1500	535	22	40	74	112	150	210	296	424	564	730	970	1260	1630
	1000	360	15	27	49	75	100	140	197	282	376	487	647	840	1086
	750	270	11	20	37	58	75	105	148	212	282	365	465	630	815
3,2 : 1	1500	470	20	36	66	100	134	190	266	380	508	660	880	1140	1475
	1000	310	13	24	44	67	89	127	177	253	338	440	587	760	983
	750	235	10	18	33	50	67	95	133	190	254	330	440	570	738
3,6 : 1	1500	415	18	33	60	90	122	170	240	340	456	596	794	1030	1330
	1000	275	12	22	40	60	81	113	160	226	304	397	529	686	886
	750	210	9	17	30	45	61	85	120	170	228	298	397	515	665
4 : 1	1500	375	16	30	55	82	110	154	215	306	410	540	720	930	1200
	1000	250	11	20	38	55	73	102	143	204	273	360	460	620	800
	750	185	8	15	27	41	55	77	108	153	205	270	360	465	600
4,5 : 1	1500	330	14	27	50	74	98	138	194	275	370	486	650	840	1086
	1000	220	9	18	33	49	65	92	129	183	246	324	433	560	724
	750	165	7	13	25	37	49	69	97	137	185	243	325	420	543
5 : 1	1500	300	12	24	45	66	88	124	172	248	332	440	586	760	980
	1000	200	8	16	30	44	59	83	115	165	221	293	390	506	653
	750	150	6	12	22	33	44	62	86	124	166	220	293	380	490
5,6 : 1	1500	270	11	22	40	60	80	110	156	222	300	400	530	686	885
	1000	180	7,2	15	27	40	53	73	104	148	200	267	353	457	590
	750	135	5,5	11	20	30	40	55	78	111	150	200	265	343	442
6,3 : 1	1500	240	10	20	36	54	72	100	140	200	270	360	480	620	800
	1000	160	6,6	13	24	36	48	67	93	133	180	240	320	413	533
	750	120	5	10	18	27	36	50	70	100	135	180	240	310	400

Thermische Kapazitäten, Abtriebsdrehmomente und Gewichte (Thermal capacity, output torque and weight)

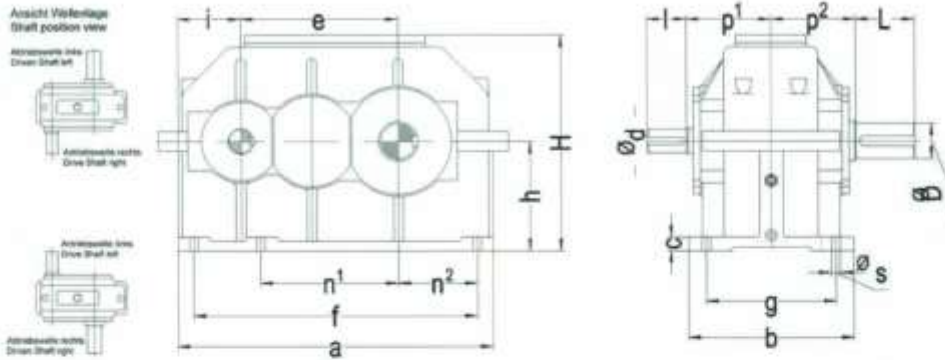
Getriebegröße Gearbox size		DA1- 100	DA1- 125	DA1- 150	DA1- 180	DA1- 200	DA1- 225	DA1- 250	DA1- 280	DA1- 320	DA1- 360	DA1- 400	DA1- 450	DA1- 500
Thermische Kapazität Thermal capacity	kW	20	30	45	60	80	100	125	160	200	250	320	400	500
Drehmoment Torque	Nm	1600	2700	4600	6000	12000	18000	24000	32000	45000	60000	80000	120000	160000
Gewicht Weight	Kg	45	70	125	180	240	360	480	660	850	1200	1600	2400	3000

Abbildung 55: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 2



Stirradgetriebe Type DA2

Zweistufig, Fußausführung
Double reduction helical spur-gears, foot mounting



Getriebe Größe Gearbox size	Abmessungen (Dimensions) mm																			Gewicht Weight kg
	a	b	c	d	D	e	f	g	h	H	i	l	L	n	n ₂	p ₁	p ₂	s		
DA2-200	430	230	30	28 - 32	48	200	380	180	150	310	95	60	80	-	110	140	140	14	75	
DA2-225	480	250	30	32 - 38	55	230	420	200	160	330	100	80	100	-	120	150	150	14	100	
DA2-250	510	280	30	38 - 48	60	250	450	220	160	330	100	80	125	200	130	150	150	18	135	
DA2-280	590	300	30	38 - 48	70	280	520	240	180	375	115	80	125	230	160	160	160	18	180	
DA2-320	640	320	30	42 - 50	80	320	570	260	200	420	120	100	150	270	165	175	175	18	275	
DA2-360	700	340	30	48 - 55	90	360	630	280	250	520	130	100	150	300	175	190	190	18	390	
DA2-400	800	420	35	50 - 60	100	400	720	310	280	575	160	100	180	330	200	210	210	23	530	
DA2-450	880	440	35	55 - 70	110	450	800	360	300	620	170	125	180	380	220	240	240	23	650	
DA2-500	940	460	35	65 - 80	120	500	860	390	325	670	180	125	210	430	220	260	260	23	820	
DA2-560	1060	500	35	80 - 90	140	560	980	430	360	740	200	150	250	480	260	280	280	27	1050	
DA2-630	1200	540	35	90 - 100	160	630	1120	470	400	820	220	150	250	560	310	310	310	30	1360	
DA2-700	1350	600	35	100 - 120	180	700	1250	520	450	920	240	180	280	630	360	340	340	33	1900	
DA2-800	1500	660	40	120 - 140	210	800	1400	580	500	1020	260	180	280	720	390	370	370	33	2600	
DA2-900	1700	720	40	140 - 160	240	900	1600	640	560	1140	280	210	310	800	470	400	400	39	3600	

Anmerkung / Note: 1), 2), 3)

Maße für Blockierungsanlagen des Rücklaufes siehe gesonderte Seite (For dimensions of Backstop refer to the designated page)

Abbildung 56: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 3



Stirradgetriebe Type DA2

Zweistufig, Fußausführung
Double reduction helical spur-gears, foot mounting

DA2	Drehzahlen Speed		Getriebegröße (Gearbox Size)														
	Übersetzung Ratio $n_1 : n_2$	Antrieb Input r.p.m	Abtrieb Output r.p.m	DA2-200	DA2-225	DA2-250	DA2-280	DA2-320	DA2-360	DA2-400	DA2-450	DA2-500	DA2-560	DA2-630	DA2-700	DA2-800	DA2-900
Nennleistung der Getriebe (Nominal Power of Gearbox)																	
6,3 : 1	1500	240		24	36	55	80	120	164	225	320	450	630	900	1260	1800	2500
	1000	160		16	24	36	53	80	109	150	213	300	420	600	840	1200	1665
	750	120		12	18	27	40	60	82	112	160	225	315	450	630	900	1250
8 : 1	1500	185		22	33	50	72	108	146	200	290	400	560	800	1120	1600	2230
	1000	125		15	22	33	48	72	97	133	193	266	370	530	745	1065	1485
	750	90		11	16	25	36	54	73	100	145	200	280	400	560	800	1115
10 : 1	1500	150		20	30	45	64	96	130	180	260	360	500	700	1000	1400	1980
	1000	100		13	20	30	42	64	87	120	173	240	330	465	665	930	1320
	750	75		10	15	23	32	48	65	90	130	180	250	350	500	700	990
12 : 1	1500	125		18	27	40	58	86	114	160	230	320	450	620	880	1240	1750
	1000	84		12	18	27	39	57	76	107	153	213	300	415	585	825	1165
	750	62		9	14	20	29	43	57	80	115	160	225	310	440	620	875
14 : 1	1500	108		16	24	35	52	76	100	140	200	280	400	540	780	1100	1550
	1000	72		11	16	23	35	50	66	93	133	186	266	360	520	735	1035
	750	54		8	12	17	26	38	50	70	100	140	200	270	390	550	775
16 : 1	1500	90		14	21	30	45	68	88	124	174	250	350	480	680	980	1370
	1000	60		9	14	20	30	45	58	82	116	166	233	320	450	650	915
	750	45		7	10	15	22	34	44	62	87	125	175	240	340	490	685
18 : 1	1500	80		12	18	26	39	60	78	108	154	220	310	430	600	860	1200
	1000	55		8	12	17	26	40	52	72	103	146	205	285	400	575	800
	750	40		6	9	13	19	30	39	54	77	110	155	215	300	430	600
20 : 1	1500	75		10	16	23	34	52	70	96	136	196	270	380	540	760	1070
	1000	50		7	11	15	23	35	47	64	90	130	180	250	360	505	715
	750	38		5	8	11	17	26	35	48	68	98	135	190	270	380	535
24 : 1	1500	60		9	14	20	30	46	62	85	120	170	240	340	480	680	950
	1000	40		6	9	13	20	30	41	57	80	113	160	225	320	450	630
	750	30		4,5	7	10	15	23	31	42	60	85	120	170	240	340	475
28 : 1	1500	54		8	12	18	27	40	55	75	105	150	210	300	420	600	840
	1000	36		5	8	12	18	27	37	50	70	100	140	200	280	400	560
	750	27		4	6	9	13	20	28	38	52	75	105	150	210	300	420

Thermische Kapazitäten, Abtriebsdrehmomente und Gewichte (Thermal capacity, output torque and weight)

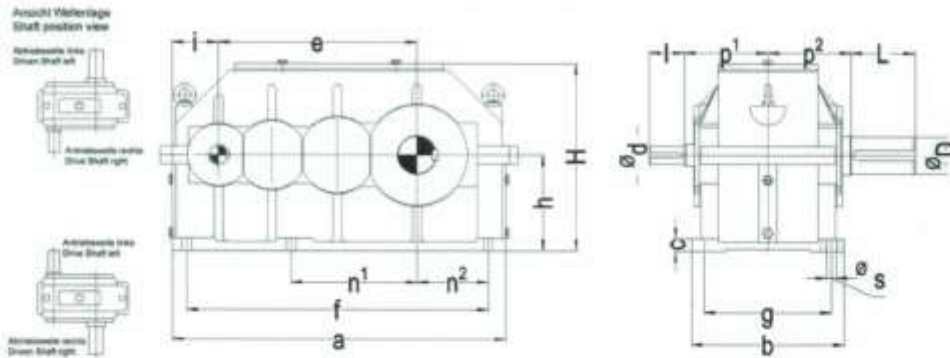
Getriebegröße Gearbox size		DA2-200	DA2-225	DA2-250	DA2-280	DA2-320	DA2-360	DA2-400	DA2-450	DA2-500	DA2-560	DA2-630	DA2-700	DA2-800	DA2-900
Thermische Kapazität Thermal capacity	kW	20	30	40	55	70	90	110	140	170	200	240	300	360	420
Drehmoment Torque	Nm	1800	2700	4000	6000	8000	12000	18000	24000	32000	45000	60000	80000	120000	160000
Gewicht Weight	Kg	75	100	135	180	275	390	540	640	800	1000	1300	1800	2500	3600

Abbildung 57: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 4



Stirradgetriebe Type DA3

Dreistufig, Fußausführung
Triple reduction helical spur-gears, foot mounting



Getriebe Größe Gearbox size	Abmessungen (Dimensions) mm																		Gewicht Weight kg
	a	b	c	d	D	e	f	g	h	H	i	l	L	n ₁	n ₂	p ₁	p ₂	s	
DA3-320	580	280	25	28	60	320	500	220	160	320	70	60	125	-	140	160	160	18	160
DA3-360	620	310	30	38	70	360	560	250	180	360	80	60	125	200	150	180	180	18	200
DA3-400	700	340	30	42	80	400	630	280	200	400	90	60	150	220	175	190	190	18	260
DA3-450	780	370	30	48	90	450	700	310	220	440	100	100	150	220	190	210	210	23	350
DA3-500	860	400	35	55	100	500	780	340	250	480	120	100	180	270	200	220	220	23	500
DA3-560	940	430	35	60	110	560	860	360	270	520	130	125	180	360	210	230	230	27	700
DA3-630	1050	460	40	65	120	630	970	380	280	560	150	125	210	420	230	260	260	27	1000
DA3-700	1160	520	40	70	140	700	1080	440	300	600	150	125	210	450	270	280	280	27	1400
DA3-800	1280	580	40	80	180	800	1180	500	400	760	160	150	250	570	270	300	300	33	1900
DA3-900	1440	640	40	90	200	900	1340	550	450	850	180	150	250	660	310	320	320	33	2600
DA3-1000	1560	700	45	100	220	1000	1460	600	500	950	180	180	280	700	330	360	360	33	3400
DA3-1100	1720	780	45	110	240	1100	1620	680	560	1050	210	180	310	800	360	400	400	40	4500
DA3-1200	1900	880	45	120	270	1200	1800	780	630	1200	230	210	310	900	420	440	440	40	6000

Anmerkung / Note: 1), 2), 3)
Maße für Blockierungsanlagen des Rücklaufes siehe gesonderte Seite (For dimensions of Backstop refer to the designated page)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Abbildung 58: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 5



Stirradgetriebe Type DA3

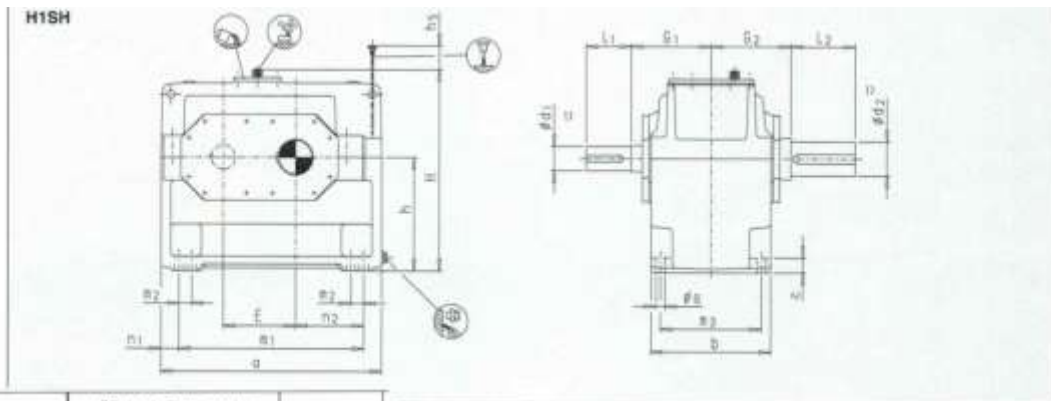
Dreistufig, Fußausführung
Triple reduction helical spur-gears, foot mounting

DA3	Drehzahlen Speed		Getriebegröße (Gearbox Size)												
	Übersetzung Ratio $n_1 : n_2$	Antrieb Input r.p.m	Abtrieb Output r.p.m	DA3-320	DA3-360	DA3-400	DA3-450	DA3-500	DA3-560	DA3-630	DA3-700	DA3-800	DA3-900	DA3-1000	DA3-1100
				Nennleistung der Getriebe (Nominal Power of Gearbox)											
28 : 1	1500	54	18	27	40	55	75	105	150	210	300	420	600	840	1200
	1000	36	12	18	27	37	50	70	100	140	200	280	400	560	800
	750	27	9	14	20	28	37	52	75	105	150	210	300	420	600
32 : 1	1500	48	16	24	36	48	68	92	135	186	270	375	530	750	1070
	1000	30	11	16	23	32	45	60	90	125	180	250	350	500	715
	750	24	8	12	18	24	34	46	68	98	135	190	265	375	535
36 : 1	1500	40	14	21	31	42	60	80	118	164	240	330	470	670	950
	1000	27	9	14	21	28	40	53	78	110	160	220	310	445	630
	750	20	7	10	16	21	30	40	60	82	120	165	235	335	475
40 : 1	1500	38	12	18	27	36	54	72	104	144	210	295	415	600	840
	1000	25	8	12	18	24	36	48	70	98	140	195	275	400	580
	750	18	6	9	14	18	27	36	52	77	105	150	210	300	420
45 : 1	1500	34	11	16	24	32	48	64	92	123	185	260	365	540	740
	1000	22	7,2	11	16	21	32	42	60	85	125	170	240	360	490
	750	17	5,5	8	12	16	24	32	46	64	92	130	180	270	370
50 : 1	1500	30	10	14	21	28	42	57	80	114	160	230	325	480	650
	1000	20	6,8	9	14	19	28	37	53	75	105	155	220	320	430
	750	15	5	7	10	14	21	28	40	57	80	115	160	240	325
56 : 1	1500	28	9	12	19	25	38	50	70	100	145	205	290	420	570
	1000	18	6	8	12	17	27	33	45	66	96	135	190	280	380
	750	13	4,5	6	9	12	19	25	35	50	72	100	145	210	285
63 : 1	1500	24	8	11	17	22	34	44	62	90	130	180	265	370	510
	1000	16	5,3	7,2	11	15	23	30	40	60	86	120	170	245	340
	750	12	4	5,5	8	11	17	22	31	45	65	90	130	195	255
72 : 1	1500	20	7	10	15	20	30	39	56	80	115	160	225	330	450
	1000	14	4,7	6,6	10	13	20	26	37	53	76	105	150	220	300
	750	10	3,5	5	7,5	10	15	20	28	40	58	80	110	165	225
80 : 1	1500	18	6	9	13	18	26	34	50	72	100	140	200	290	400
	1000	12	4	6	9	12	17	23	33	48	66	90	135	190	265
	750	9	3	4,5	6,5	9	13	17	25	36	50	70	100	145	200
90 : 1	1500	16	5	8	11	16	23	30	45	64	90	128	180	255	360
	1000	11	3,3	5,3	8	11	15	20	30	42	60	85	120	170	240
	750	8	2,5	4	5,5	8	11	15	22	32	45	63	90	128	180
100 : 1	1500	15	4,5	7	10	14	20	27	40	56	80	112	160	225	320
	1000	10	3	4,7	7	9	13	18	27	37	53	75	105	150	210
	750	7	2,2	3,5	5	7	10	13	20	28	40	55	80	112	160
120 : 1	1500	12	4	6	9	12	18	24	36	50	70	100	140	200	280
	1000	8	2,7	4	6	8	12	16	24	33	45	66	93	135	185
	750	6	2	3	4,5	6	9	12	18	25	35	50	70	100	140

Thermische Kapazitäten, Abtriebsdrehmomente und Gewichte (Thermal capacity, output torque and weight)

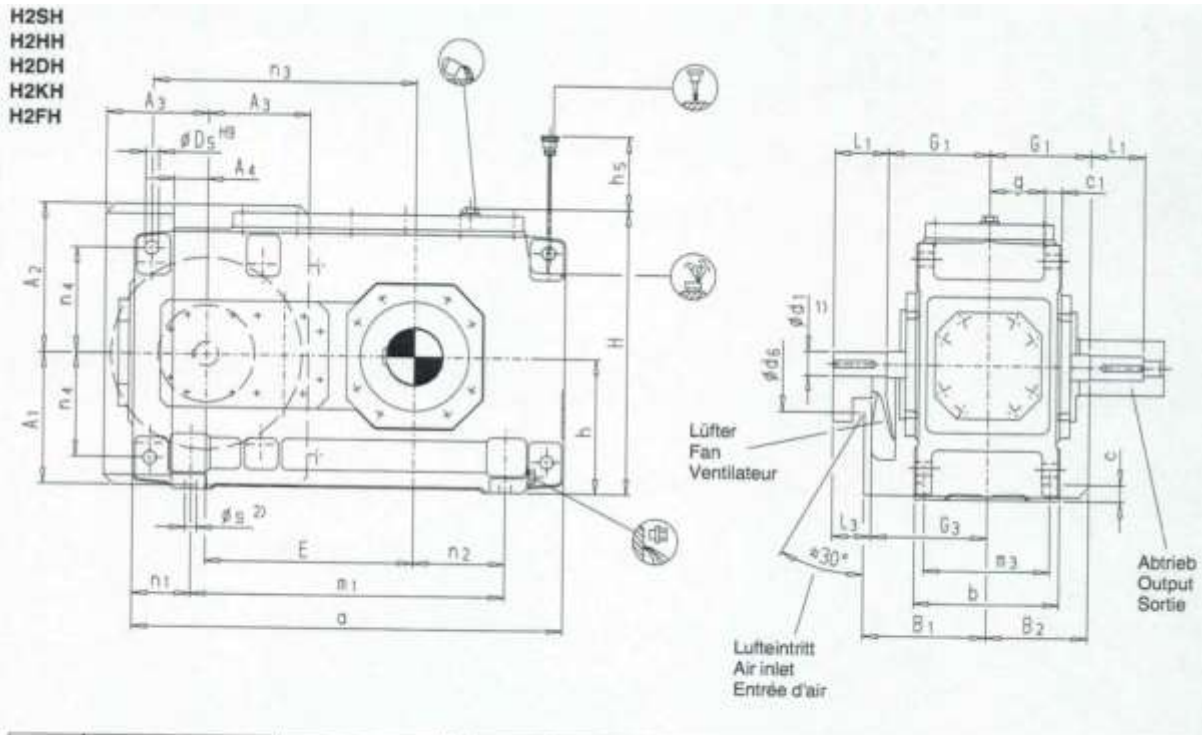
Getriebegröße Gearbox size		DA3-320	DA3-360	DA3-400	DA3-450	DA3-500	DA3-560	DA3-630	DA3-700	DA3-800	DA3-900	DA3-1000	DA3-1100	DA3-1200
Thermische Kapazität Thermal capacity	KW	30	40	50	60	80	100	120	150	200	240	300	360	420
Drehmoment Torque	Nm	3000	4500	6600	9000	12000	18000	28000	40000	60000	80000	110000	150000	200000
Gewicht Weight	Kg	160	200	260	350	500	700	1000	1400	1900	2600	3400	4500	6000

Abbildung 59: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 6



Größe Size Taille	Ölmenge / Oil quantity Quantité de huile (l) ⁽¹⁾			Gewicht Weight Poids (kg) ^{(1) - (4)}	Zahnradgetriebe / Gear units / Réducteurs à engrenages												
	Wellen- dichtung Shaft seal Joint à lèvres	Labyrinth- dichtung Labyrinth seal Étanchéité & labyrinthe			a	b	c	E	h -1	h _b	H	m ₁	m ₂	m ₃	n ₁	n ₂	s
3	7	5.2		128	420	200	28	130	200	85	375	310	-	160	55	110	19
5	22	18		302	580	285	35	185	290	100	525	440	-	240	70	160	24
7	42	34		547	690	375	45	225	350	75	625	540	-	315	75	195	28
9	68	57		882	805	425	50	265	420	50	735	625	-	350	90	225	35
11	120	100		1515	960	515	60	320	500	40	875	770	-	440	95	280	35
13	175	155		2395	1100	580	70	370	580	40	1020	870	-	490	115	315	42
15	190	156		3200	1295	545	80	442	600	10	1115	1025	-	450	135	370	46
17	270	225		4250	1410	615	80	490	670	-	1235	1170	130	530	120	425	42
19					1590	690	90	555	760	-	1395	1290	150	590	150	465	48

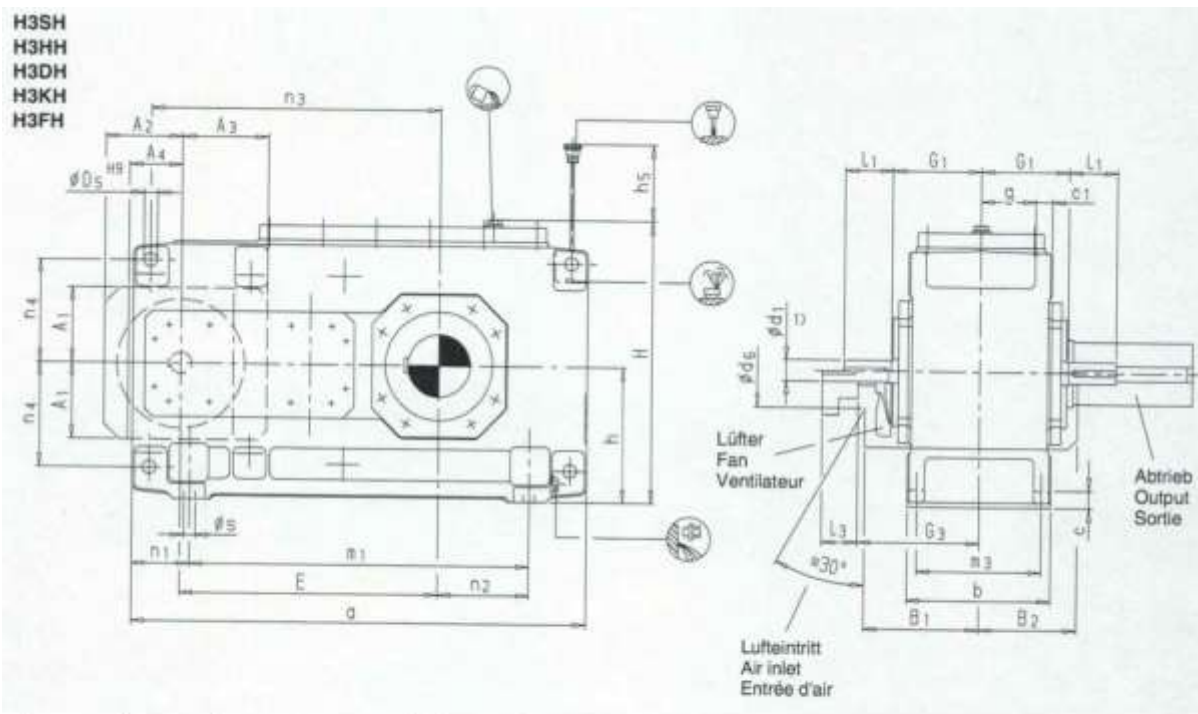
Abbildung 60: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 1



Größe Size Taille	Ölmenge / Oil quantity Quantité de huile (l) **)		Gewicht / Weight Poids (kg) **)	
	Wellendichtung Shaft seal Joint à lèvres	Labyrinthdichtung Labyrinth seal Etanchéité à labyrinthe	H2SH H2HH H2DH H2KH	H2FH
4	10	7	190	-
5	15	11	300	335
6	16	12	355	395
7	27	21	505	555
8	30	23	590	645
9	42	33	630	915
10	45	34	980	1050
11	71	58	1335	1465
12	76	60	1615	1755

Größe Size Taille	Zahnradgetriebe / Gear units / Réducteurs à engrenages									
	b	c	c_1	D_5	g	h_{-1}	m_3	n_1	n_4	s
4	215	28	30 ± 1	24	77.5	200	180	105	150	19
5 + 6	255	28	30 ± 1	24	97.5	230	220	105	160	19
7 + 8	300	35	36 ± 1	28	114	280	260	120	215	24
9 + 10	370	40	45 ± 1.5	36	140	320	320	145	245	28
11 + 12	430	50	54 ± 1.5	40	161	380	370	165	300	35

Abbildung 61: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 2



Größe Size Taille	Ölmenge Oil quantity Quantité de huile (l) ¹⁾	Gewicht / Weight Poids (kg) ^{1) 2)}	
		H3SH H3HH H3DH H3KH	H3FH
5	16	320	355
6	18	365	405
7	29	540	590
8	32	625	675
9	48	875	960
10	49	1020	1110
11	85	1400	1530
12	90	1675	1815

Größe Size Taille	Zahnradgetriebe / Gear units / Réducteurs à engrenages									
	b	c	c ₁	D ₅	g	h ₋₁	m ₃	n ₁	n ₄	s
5 + 6	255	28	30 ± 1	24	97.5	230	220	105	180	19
7 + 8	300	35	36 ± 1	28	114	280	260	120	215	24
9 + 10	370	40	45 ± 1.5	36	140	320	320	145	245	28
11 + 12	430	50	54 ± 1.5	40	161	380	370	165	300	35

Abbildung 62: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 3

Zahnradgetriebe Gear Units Réducteurs à engrenages

Ist-Übersetzungen
Bauarten H1SH, H2..., H3..., H4..
Größen 3 - 12

Actual Ratios
Types H1SH, H2..., H3..., H4..
Sizes 3 - 12

Rapports réels
Types H1SH, H2..., H3..., H4..
Tailles 3 - 12

3

Ist-Übersetzungen i / Actual ratios i / Rapports réels i										
i _n	Getriebegrößen / Gear unit sizes / Tailles réducteurs									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.25	1.243	-	1.256	-	1.263	-	1.270	-	-	-
1.4	1.371	-	1.378	-	1.389	-	1.400	-	-	-
1.6	1.594	-	1.588	-	1.606	-	1.625	-	1.636	-
1.8	1.829	-	1.839	-	1.774	-	1.800	-	1.806	-
2.0	2.000	-	2.034	-	1.966	-	2.000	-	2.000	-
2.24	2.194	-	2.259	-	2.308	-	2.231	-	2.222	-
2.5	2.536	-	2.520	-	2.583	-	2.500	-	2.480	-
2.8	2.808	-	2.826	-	2.800	-	2.741	-	2.783	-
3.15	3.125	-	3.190	-	3.130	-	3.208	-	3.080	-
3.55	3.500	-	3.591	-	3.524	-	3.591	-	3.478	-
4.0	3.950	-	4.050	-	4.000	-	4.050	-	3.905	-
4.5	4.435	-	4.619	-	4.400	-	4.381	-	4.421	-
5.0	4.952	-	4.900	-	4.905	-	4.947	-	5.150	-
5.6	5.579	-	5.556	-	5.526	-	5.884	-	5.474	-
6.3	-	6.319	6.286	-	6.088	-	6.260	-	6.246	-
7.1	-	6.857	7.213	-	7.048	-	7.247	-	6.900	-
8.0	-	7.778	7.889	7.792	7.799	7.676	8.018	7.848	7.644	7.941
9.0	-	8.485	8.652	8.940	8.660	8.887	8.904	9.085	8.974	8.772
10	-	9.722	10.002	9.778	9.660	9.833	9.932	10.053	10.048	9.718
11.2	-	10.684	11.075	10.724	10.648	10.920	11.138	11.163	10.889	11.410
12.5	-	12.444	12.326	12.397	11.807	12.180	12.574	12.452	12.174	12.773
14	-	13.885	13.806	13.726	13.939	13.426	14.152	13.964	13.704	13.844
16	-	15.556	15.561	15.276	15.717	14.987	15.962	15.765	15.556	15.478
18	-	17.602	17.483	17.111	17.596	17.576	18.204	17.743	17.111	17.423
20	-	19.444	19.534	19.311	19.742	19.817	19.312	20.012	19.074	19.778
22.4	-	22.037	22.006	21.681	20.982	22.189	21.895	22.824	21.491	21.756
25	-	-	25.011	24.212	25.540	24.892	25.439	24.212	24.708	24.251
28	-	-	26.490	27.275	27.711	26.456	29.187	27.451	28.602	27.325
31.5	-	-	31.161	30.999	31.433	32.202	31.924	31.894	31.848	31.412
35.5	-	-	34.177	35.312	34.291	34.940	35.013	36.593	35.144	36.366
40	-	-	39.508	38.622	39.292	39.633	40.474	40.024	39.200	40.238
45	-	-	43.745	42.360	43.221	43.236	44.816	43.897	43.210	44.683
50	-	-	48.689	48.967	50.293	49.542	49.881	50.744	47.911	49.840
56	-	-	54.532	54.220	56.033	54.496	55.866	56.187	56.566	54.936
63	-	-	61.543	60.347	62.967	63.413	63.049	62.537	63.778	60.916
71	-	-	69.742	67.589	71.139	70.651	70.787	70.041	71.414	71.919
80	-	-	78.723	76.279	78.583	78.267	79.049	79.046	80.111	81.089
90	-	-	86.806	86.440	89.061	89.696	89.050	88.748	85.146	90.798
100	-	-	-	97.572	101.554	99.083	101.210	99.106	103.639	101.858
112	-	-	-	107.590	115.256	112.294	115.290	111.645	112.450	108.257
125	-	-	-	-	125.733	128.048	126.068	126.890	127.556	131.769
140	-	-	-	-	143.665	145.322	138.301	144.542	139.152	142.873
160	-	-	-	-	158.251	158.533	159.874	158.093	159.444	162.178
180	-	-	-	-	174.630	181.546	177.022	173.392	175.389	176.921
200	-	-	-	-	193.829	199.585	197.028	200.439	204.088	202.722
224	-	-	-	-	228.606	230.185	220.671	221.938	227.382	222.964
250	-	-	-	-	257.753	244.141	249.043	247.020	255.111	259.484
280	-	-	-	-	288.615	288.242	282.219	276.863	288.678	289.100
315	-	-	-	-	305.352	324.993	318.563	312.234	318.889	324.356
355	-	-	-	-	344.112	363.906	351.273	353.827	361.407	367.034
400	-	-	-	-	-	385.010	-	399.393	-	405.444
450	-	-	-	-	-	433.881	-	440.402	-	459.504

Abbildung 63: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 4

4.2 Auszüge aus den verwendeten Planetenradgetriebekatalogen

Die vollständigen Kataloge sind über die Website der jeweiligen Hersteller einsehbar bzw. können angefragt werden. Im Folgenden werden die relevanten Auszüge angeführt.



Getriebe



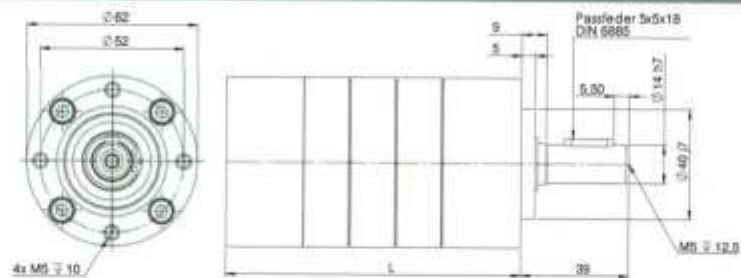
Planetengetriebe P62



- Metallausführung
- kostengünstig
- kombinierbar mit DC-, bürstenlosen DC-, AC- und Schrittmotoren

P62

Abmessungen



Technische Daten

Stufenzahl		1	2	3
Untersetzungen		3,70 / 4,28 / 5,18 / 6,75	13,73 ... 45,56	50,89 ... 307,54
Dauerdrehmoment ¹⁾	Nm	8	25	50
Kurzzeiddrehmoment ¹⁾	Nm	12	38	75
Wirkungsgrad		0,8	0,75	0,7
Getriebeispiel, ca.	°	≤ 0,65	≤ 0,7	≤ 0,75
Länge L ²⁾	mm	73	90	107
Gewicht, ca.	kg	0,8	1,2	1,6
Wellenbelastung, radial	N	240	360	520
Wellenbelastung, axial	N	70	100	150
Empf. Eingangsdrehzahl	Upm	< 3000		
Ausgangswellenlagerung		2 Kugellager		
Standard-Einbaulage		horizontal		
Gehäuse, Verzahnungsteile, Welle		Stahl		
Flansche		Aluminium		
Schmierung		synthetisches Fett, wartungsfrei		

¹⁾ Betriebstemperaturbereich: -30° C bis +120° C
²⁾ andere Untersetzungen und Getriebe mit 4 Stufen auf Anfrage

¹⁾ bei 20° C Umgebungstemperatur, Betriebsfaktor C_B = 1;
 Drehmomentwerte bei anderen Einsatzbedingungen auf Anfrage
²⁾ vorbehaltlich eventuell erforderlicher Änderungen je nach Motortype

Die angegebenen Daten dienen allein der Produktbeschreibung und sind nicht als zugesicherte Eigenschaften im Rechtsinne aufzufassen. Technische Änderungen sind ohne Ankündigung möglich. Dieses Datenblatt ersetzt alle vorangegangenen Datenblätter.

07/2014

ELRA Antriebstechnik Vertriebs Ges.m.b.H.

Ihr Partner für maßgeschneiderte Antriebslösungen

Schönngasse 15-17 • A-1020 Wien • T: +43 (0) 1 / 214 17 85 • F: +43 (0) 1 / 216 38 34 • info@elra.at • www.elra.at

Abbildung 64: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 1



Getriebe



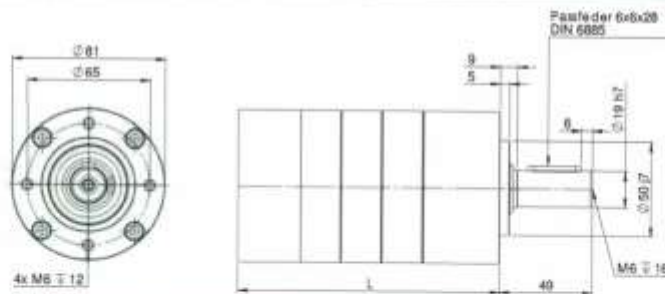
Planetengetriebe P81



- Metallausführung
- kostengünstig
- kombinierbar mit DC-, bürstenlosen DC-, AC- und Schrittmotoren

P81

Abmessungen



Technische Daten

Stufenzahl		1	2	3
Untersetzungen ¹⁾		3,70 / 4,28 / 5,18 / 6,75	13,73 ... 45,56	50,89 ... 307,54
Dauerdrehmoment ²⁾	Nm	20	60	120
Kurzzeitdrehmoment ³⁾	Nm	20	60	120
Wirkungsgrad		0,8	0,75	0,7
Getriebeispiel, ca.	°	≤ 0,5	≤ 0,55	≤ 0,6
Länge L ⁴⁾	mm	95	117	138
Gewicht, ca.	g	1800	2500	3200
Wellenbelastung, radial	N	400	600	1000
Wellenbelastung, axial	N	80	120	200
Empf. Eingangsdrehzahl	Upm	3000		
Ausgangswellenlagerung		2 Kugellager		
Gehäuse, Verzahnungsteile		Stahl		
Wellen		Stahl		
Flansche		Aluminium		
Schmierung		synthetisches Fett, wartungsfrei		

• Betriebstemperaturbereich: -30° C bis +120° C

¹⁾ andere Untersetzungen und Getriebe mit 4 Stufen auf Anfrage
²⁾ bei 20°C Umgebungstemperatur; Betriebsfaktor CB=1
³⁾ bei 20°C Umgebungstemperatur; höhere Werte auf Anfrage
⁴⁾ vorbehaltlich event. erforderlicher Änderung je nach Motorgröße

Die angegebenen Daten dienen allein der Produktbeschreibung und sind nicht als zugesicherte Eigenschaften im Rechtssinne aufzufassen. Technische Änderungen sind ohne Ankündigung möglich. Dieses Datenblatt ersetzt alle vorangegangenen Datenblätter.

03/2015

ELRA Antriebstechnik Vertriebs Ges.m.b.H.

Ihr Partner für maßgeschneiderte Antrieblösungen

Schörringgasse 15-17 • A-1020 Wien • T: +43 (0) 1 / 214 17 85 • F: +43 (0) 1 / 216 38 34 • info@elra.at • www.elra.at

Abbildung 65: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 2



Getriebe



Planetengetriebe P120



- Metallausführung
- kombinierbar mit DC-, bürstenlosen DC-, AC- und Schrittmotoren

P120

Abmessungen



Technische Daten

Stufenzahl		1	2	3
Untersetzen ¹⁾		3,70 / 6,75	13,73 / 25,01 / 45,56	50,89 / 92,70 / 168,84 / 307,54
Dauerdrehmoment ²⁾	Nm	50	150	300
Kurzzeitdrehmoment ³⁾	Nm	50	150	300
Wirkungsgrad		0,8	0,75	0,7
Getriebeispiel, ca.	°	1	1,5	2
Länge L ⁴⁾	mm	134	168	202
Gewicht, ca.	kg	5,6	8	10,4
Wellenbelastung, radial	N	600	900	1500
Wellenbelastung, axial	N	120	180	300
Empf. Eingangsdrehzahl	Upm	3000		
Ausgangswellenlagerung		2 Kugellager		
Standard-Einbaulage		horizontal		
Gehäuse, Verzahnungsteile, Wellen		Stahl		
Flansche		Aluminium		
Schmierung		synthetisches Fett, wartungsfrei		

• Betriebstemperaturbereich: -30° C bis +140° C

¹⁾ andere Untersetzen und Getriebe mit 4 Stufen auf Anfrage
²⁾ bei 20° C Umgebungstemperatur, Drehmomentwerte bei anderen Temperaturen auf Anfrage
³⁾ höhere Werte auf Anfrage
⁴⁾ vorbehaltlich eventuell erforderlicher Änderungen je nach Motortype

Die angegebenen Daten dienen allein der Produktbeschreibung und sind nicht als zugesicherte Eigenschaften im Rechtsinne aufzufassen. Technische Änderungen sind ohne Ankündigung möglich. Dieses Datenblatt ersetzt alle vorangegangenen Datenblätter.

07/2014

ELRA Antriebstechnik Vertriebs Ges.m.b.H.

Ihr Partner für maßgeschneiderte Antriebslösungen

Schönbrunn 15-17 • A-1020 Wien • T: +43 (0) 1 / 214 17 85 • F: +43 (0) 1 / 216 38 34 • info@elra.at • www.elra.at

Abbildung 67: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 4

3 Gearbox selection

3.8 Peak torque factors

Peak torque factors (Load peaks per hour)	1-5	6-20	21-100	100-200	>200
C_1	1	1.05	1.15	1.25	Consult us!
C_2	2.3	1.7	1.6	1.3	

3.9 Gearbox torque rating chart

Gearbox size	Nominal torque rating M_n	Ratio ranges [-]	
	[Nm]	2PC	3PC
130	121 000	20 - 40	110 - 340
180	164 000		
230	206 000		
280	248 000		
330	300 000		
380	368 000		
430	410 000		
480	455 000		
530	535 000		
580	635 000		
630	710 000		
680	800 000		
730	900 000		
780	896 000		
830	1 115 000		
880	1 250 000		
930	1 385 000		
980	1 560 000		
1030	1 750 000		
1080	1 990 000		
1130	2 145 000		
1180	2 360 000		

3.10 Gearbox utilization factor

Gearbox utilization U	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
C_3	0.66	0.76	0.83	0.96	0.92	0.85	0.98	1.0

3.11 Gearbox thermal power ratings

Gearbox type	Gearbox size / Gearbox thermal power rating P_n [kW]																							
	[-]	130	180	230	280	330	410	480	510	530	680	790	890	1000	1100	1200	1400	1600	1700	1900	2100	2400	2800	
2PC		96	117	135	152	171	195	209	223	247	270	295	318	343	366	390	422	452	485	522	555	593	630	
3PC		67	82	96	108	123	140	150	161	176	195	214	231	248	265	284	305	327	351	377	401	428	454	



Abbildung 68: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 1

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

3 Gearbox selection

3.12 Thermal factor

Operating cycles per hour (%)	Thermal factor C _t [-] / Ambient temperature T _{amb} [°C]				
	10	20	30	40	50
100	1,14	1,00	0,87	0,73	0,55
80	1,20	1,07	0,94	0,76	0,58
60	1,32	1,16	1,01	0,84	0,68
40	1,54	1,35	1,18	0,99	0,78
20	2,02	1,79	1,58	1,30	1,03

3.13 Reference speed – low-speed side

Gearbox size	Reference speed n _{ls} (low-speed side)
	[min ⁻¹]
110	14
160	14
230	22
280	16
330	24
410	14
480	17
530	12,5
530	16
680	12,5
700	*
800	15
900	15,5
1000	20
1200	14
1400	19
1600	9
1700	14
1900	16
2100	12,5
2400	10,5
2600	9,5

Note: for values marked *) please contact us

- 1 Introduction
- 2 Product description and key features
- 3 Gearbox selection
- 4 Dimension chart
- 5 Power ratings
- 6 Torque
- 7 High and low speed shaft versions
- 8 Mounting equipment

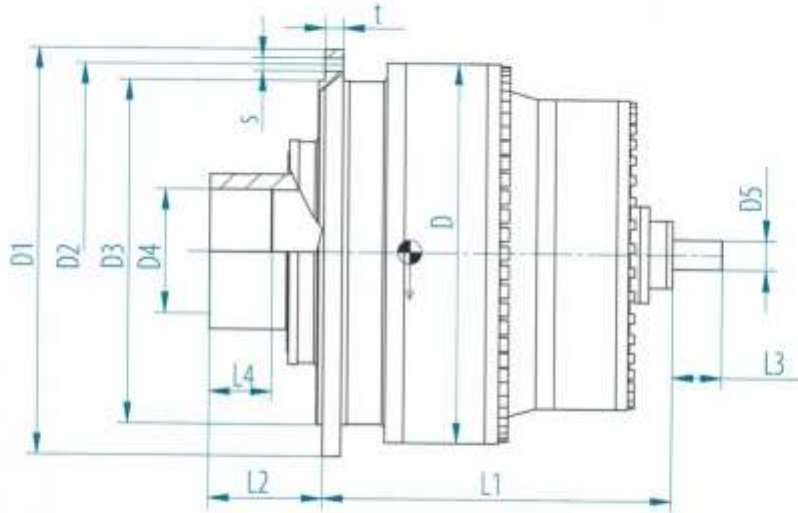
Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Abbildung 69: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 2

4 Dimension sheets

4.1 2PC type dimension chart



Size	Nominal output torque	D1	D2	D3	D4 ¹⁾	D5	D	t	s	No. of bolts	L1	L2	L3	L4	Weight cca. ²⁾
[-]	[Nm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
100	121 000	720	680	610	290	660	30	26	34	635	273		163	860	
150	184 000	770	75	660	340	730	35	26	42	745	315		167	1 120	
230	206 000	895	830	750	260	775	40	33	28	790	295		194	1 350	
280	240 000	830	865	785	366	830	40	33	32	830	300		194	1 670	
330	300 000	880	915	840	260	890	45	33	38	880	315		198	1 840	
410	368 000	1 020	945	860	300	960	45	33	30	940	330		207	2 250	
460	410 000	1 115	1 025	935	300	985	50	33	32	970	338		235	2 580	
530	455 000	1 115	1 025	935	300	1 010	50	33	34	1 010	348		235	2 920	
590	535 000	1 210	1 120	1 025	350	1 065	55	33	38	1 070	363		246	3 485	
690	615 000	1 210	1 120	1 025	370	1 120	55	33	42	1 120	380		246	4 100	
780	710 000	1 320	1 220	1 115	380	1 180	55	45	38	1 180	396		271	4 900	
880	803 000	1 320	1 220	1 115	400	1 250	60	45	38	1 225	410		271	5 600	
1000	900 000	1 460	1 345	1 215	430	1 310	65	52	32	1 270	427		304	6 350	
1100	898 000	1 460	1 345	1 215	450	1 375	65	52	32	1 310	442		304	7 080	
1250	1 115 000	1 565	1 450	1 320	450	1 410	70	52	38	1 360	450		304	8 050	
1400	1 250 000	1 565	1 450	1 320	480	1 440	70	52	38	1 400	479		326	9 010	
1600	1 395 000	1 665	1 545	1 400	500	1 470	75	62	32	1 445	500		363	9 850	
1700	1 560 000	1 665	1 545	1 400	520	1 540	75	62	32	1 495	529		363	11 100	
1800	1 750 000	1 755	1 635	1 495	530	1 580	80	62	36	1 560	548		383	12 300	
2000	1 930 000	1 755	1 635	1 495	560	1 620	80	62	36	1 610	570		383	13 700	
2400	2 345 000	1 755	1 635	1 495	600	1 695	90	62	40	1 670	600		396	15 500	
2800	2 360 000	1 945	1 825	1 685	600	1 775	90	62	40	1 720	620		396	16 700	

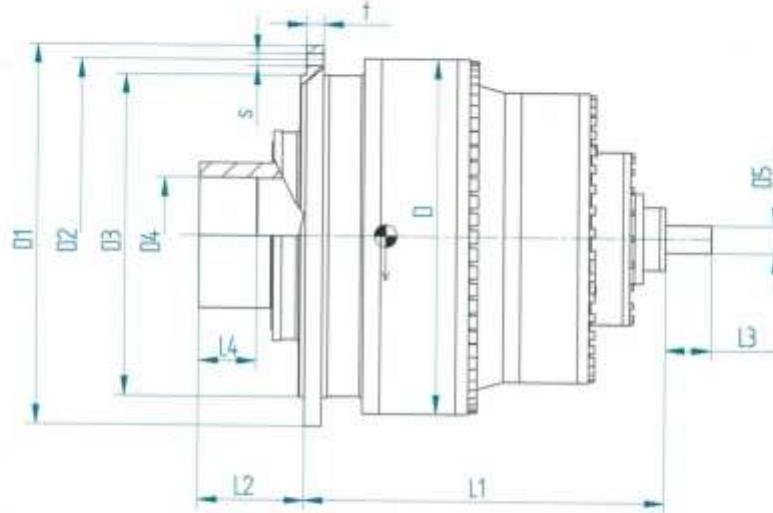
1) Weight assumed without oil and shrink disc
 2) For details see section 7.2



Abbildung 70: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 3

4 Dimension sheets

4.2 3PC type dimension chart



Size	Nominal output torque	D1	D2	D3	D4 ¹⁾	D5	D	t	s	No. of teeth	L1	L2	L3	L4	Weight cca. ¹⁾
[H]	[Nm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
30	121 000	720	665	610	210	See section 7.2	660	30	26	34	75	273	See section 7.2	183	1 130
35	164 000	770	715	660	240		700	35	26	42	79	286		167	1 450
50	205 000	885	830	750	260		775	40	33	26	800	296		184	1 800
70	248 000	930	865	785	280		830	40	33	32	670	303		184	2 100
90	300 000	980	915	840	280		890	45	33	36	820	315		188	2 500
110	352 000	1 020	945	860	300		950	45	39	30	975	330		207	3 000
140	410 000	1 115	1 025	935	330		995	50	39	32	1 005	339		235	3 250
170	455 000	1 115	1 025	935	330		1 010	50	39	34	1 040	348		235	3 600
230	535 000	1 210	1 120	1 025	350		1 065	55	39	36	1 100	363		246	4 200
280	615 000	1 210	1 120	1 025	370		1 120	55	39	42	1 150	380		246	4 750
350	710 000	1 320	1 220	1 115	380		1 180	55	45	36	1 200	386		271	5 450
450	803 000	1 320	1 220	1 115	400		1 230	60	45	36	1 250	410		271	6 100
550	900 000	1 480	1 345	1 215	430		1 310	65	52	32	1 295	427		304	6 780
650	998 000	1 480	1 345	1 215	450		1 375	65	52	32	1 335	442		304	7 450
800	1 115 000	1 565	1 450	1 320	450		1 410	70	52	36	1 380	460		304	8 350
1000	1 250 000	1 565	1 450	1 320	480		1 440	70	52	36	1 430	478		326	9 300
1200	1 395 000	1 665	1 545	1 400	500		1 470	75	62	32	1 480	500		363	10 300
1500	1 560 000	1 685	1 545	1 400	530		1 540	75	62	32	1 530	523		363	11 500
1800	1 750 000	1 755	1 635	1 435	530		1 590	80	62	36	1 585	548		363	12 850
2200	1 930 000	1 755	1 635	1 435	560		1 630	80	62	36	1 635	570		363	14 000
2700	2 145 000	1 755	1 635	1 435	600	1 695	90	62	40	1 685	600	396	15 500		
3300	2 360 000	1 945	1 825	1 685	600	1 775	90	62	40	1 730	620	396	17 000		

1) Weight assumed without oil and shrink disc
2) For details see section 7.2



Abbildung 71: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 4

5 Power ratings

5.1 2PC type power ratings chart for motors with frequency 50 Hz

Gearbox ratio	input speed	Gearbox size / Power rating (kW)																					
		(-)	180	200	230	280	330	410	480	570	680	800	950	1100	1300	1400	1600	1700	1900	2100	2400	2800	
20	1500	340	1375	1601	1827	2.332	2.803	3.387	3.936	4.191	4.780	5.518	6.241	6.985	7.741	8.656	9.75	10.942	12.324	13.908	15.000	16.571	18.342
	1000	627	880	1.007	1.205	1.504	1.807	2.104	2.358	2.772	3.197	3.679	4.167	4.693	5.301	5.777	6.477	7.229	8.093	9.067	10.000	11.104	12.229
	750	470	637	801	964	1.188	1.430	1.533	1.768	2.079	2.390	2.750	3.120	3.497	3.870	4.330	4.857	5.420	6.030	6.600	7.500	8.335	9.171
25	1500	760	1.030	1.230	1.467	1.864	2.300	2.574	2.957	3.359	3.861	4.458	5.042	5.651	6.253	7.000	7.848	8.758	9.704	10.997	12.177	13.457	14.877
	1000	526	688	802	1.036	1.256	1.540	1.761	1.904	2.219	2.524	2.927	3.360	3.767	4.360	4.667	5.252	5.838	6.529	7.325	8.038	8.978	9.878
	750	380	518	647	776	942	1.165	1.367	1.428	1.679	1.900	2.221	2.520	2.825	3.127	3.600	3.924	4.379	4.857	5.494	6.058	6.754	7.408
28	1500	700	948	1.101	1.434	1.735	2.129	2.371	2.639	3.090	3.558	4.105	4.643	5.204	5.750	6.447	7.220	8.036	9.000	10.108	11.159	12.402	13.848
	1000	466	632	734	890	1.156	1.418	1.580	1.754	2.062	2.371	2.737	3.095	3.468	3.838	4.298	4.898	5.397	6.013	6.741	7.440	8.268	9.097
	750	350	474	566	717	867	1.044	1.185	1.347	1.776	2.053	2.381	2.802	3.221	3.614	4.010	4.510	5.025	5.560	6.233	6.823	7.544	8.263
30.5	1500	638	875	1.036	1.347	1.570	1.863	2.080	2.288	2.690	3.042	3.570	4.017	4.525	5.000	5.646	6.285	7.044	7.944	8.799	9.704	10.785	11.886
	1000	406	550	631	781	1.005	1.204	1.274	1.525	1.793	2.060	2.380	2.692	3.017	3.339	3.737	4.100	4.670	5.221	5.866	6.468	7.190	7.911
	750	304	412	478	620	754	895	1.010	1.144	1.295	1.546	1.786	2.019	2.293	2.504	2.800	3.142	3.507	3.922	4.398	4.852	5.383	5.933
35	1500	565	766	952	1.158	1.401	1.719	1.995	2.126	2.488	2.873	3.296	3.761	4.204	4.652	5.209	5.830	6.516	7.266	8.074	9.015	10.029	11.029
	1000	377	501	641	772	934	1.148	1.277	1.417	1.666	1.895	2.210	2.500	2.802	3.101	3.472	3.882	4.344	4.958	5.448	6.010	6.678	7.349
	750	283	383	481	619	751	898	1.063	1.248	1.436	1.628	1.875	2.102	2.326	2.604	2.919	3.258	3.643	4.087	4.507	5.008	5.512	
40	1500	451	600	737	1.007	1.219	1.495	1.685	1.848	2.175	2.438	2.844	3.202	3.658	4.045	4.529	5.077	5.668	6.300	7.100	7.809	8.712	9.586
	1000	301	444	556	722	892	1.110	1.252	1.449	1.665	1.928	2.174	2.437	2.687	3.019	3.385	3.777	4.224	4.738	5.296	5.868	6.584	
	750	244	333	418	504	608	747	833	964	1.087	1.248	1.442	1.631	1.828	2.020	2.264	2.538	2.893	3.161	3.554	3.920	4.356	4.793

- 1 Introduction
- 2 Product description and key features
- 3 Gearbox selection
- 4 Dimension sheets
- 5 Power Ratings
- 6 Torque
- 7 High and low speed shaft options
- 8 Mounting equipment

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Abbildung 72: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 5

5 Power ratings

5.3 3PC type power ratings chart for motors with frequency 50 Hz

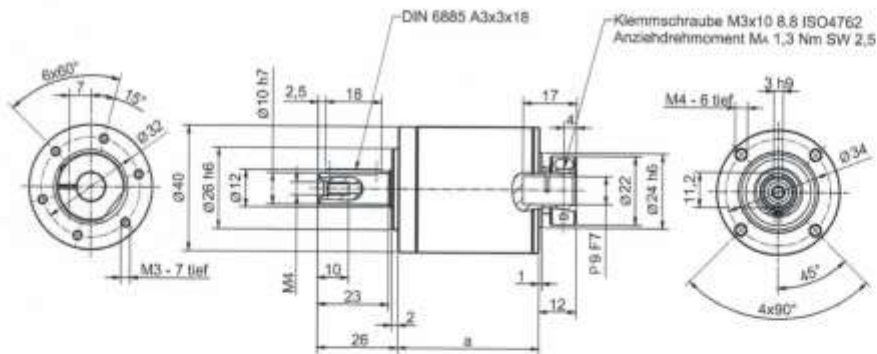
Gearbox ratio	Input speed	Gearbox size / Power rating [kW]																					
		130	180	230	280	330	410	460	510	590	680	780	880	1000	1100	1200	1400	1600	1700	1900	2100	2400	2600
110	1500	71	230	293	361	426	521	588	644	758	807	1000	1107	1205	1411	1529	1770	1976	2205	2429	2734	3038	3342
	1000	114	152	195	234	283	347	397	430	505	538	670	758	860	940	1063	1380	1507	1479	1652	1822	2035	2220
	750	86	76	140	170	202	231	260	307	339	436	500	541	637	700	790	985	980	1105	1239	1361	1529	1671
140	1500	136	180	226	284	343	421	469	521	612	704	812	899	1000	1140	1276	1430	1596	1765	2000	2209	2484	2700
	1000	92	125	157	189	229	268	303	347	408	463	542	602	680	780	850	1064	1180	1335	1472	1636	1800	1950
	750	69	94	118	142	172	201	236	260	308	352	406	453	525	570	638	776	790	892	1000	1104	1227	1360
160	1500	127	173	217	261	316	388	432	470	564	640	740	846	948	1048	1175	1317	1470	1644	1844	2034	2280	2487
	1000	85	116	146	174	211	259	288	320	376	410	493	554	630	700	780	970	980	1090	1229	1360	1507	1658
	750	64	86	109	131	158	184	216	240	282	304	374	425	476	525	581	726	730	822	922	1007	1130	1243
180	1500	111	150	189	227	275	339	386	410	490	564	661	736	825	893	1022	1185	1376	1429	1600	1760	1965	2192
	1000	74	100	126	153	183	225	250	279	327	376	434	491	560	630	691	854	852	953	1063	1175	1300	1442
	750	55	76	94	114	137	168	188	209	240	262	325	368	412	456	501	600	600	700	780	852	964	1061
200	1500	103	140	176	213	255	313	349	367	455	521	614	684	762	848	949	1064	1187	1326	1480	1640	1825	2009
	1000	68	90	117	141	170	209	230	254	304	344	403	456	511	566	630	760	760	865	985	1095	1217	1339
	750	51	70	88	106	128	157	174	194	228	262	307	342	389	434	475	532	534	634	694	765	821	901
230	1500	95	129	161	194	236	288	323	357	439	482	567	630	706	780	874	980	1094	1229	1372	1521	1680	1850
	1000	63	86	108	130	157	192	214	238	280	323	381	420	470	521	583	695	729	835	935	1029	1125	1238
	750	47	64	81	97	118	144	161	178	210	242	278	315	353	390	437	490	547	611	686	756	840	925
250	1500	90	121	152	184	222	270	303	337	396	435	524	586	660	730	825	925	1033	1161	1295	1429	1588	1747
	1000	60	81	102	122	148	182	202	225	264	303	360	396	444	492	550	670	698	770	864	952	1058	1165
	750	45	61	76	92	111	136	152	166	198	228	267	297	339	369	413	463	516	577	648	714	794	875
260	1500	82	112	140	169	205	251	278	300	365	404	494	547	614	679	760	862	969	1083	1193	1316	1462	1609
	1000	56	75	94	113	138	167	186	207	243	275	321	365	409	453	507	618	654	709	795	877	975	1072
	750	41	56	70	85	102	125	140	155	182	210	242	274	307	339	380	458	476	532	596	659	721	804
300	1500	77	104	130	157	190	230	260	285	359	399	490	538	610	676	766	872	985	1098	1222	1358	1494	1634
	1000	51	69	87	105	127	155	173	192	226	259	300	339	380	420	475	528	589	659	736	815	906	998
	750	38	52	65	79	95	117	130	144	169	195	225	254	285	315	353	396	442	494	554	611	679	747
330	1500	70	97	122	147	178	219	249	270	337	385	471	516	590	640	740	840	945	1055	1174	1294	1425	1558
	1000	48	65	81	98	119	145	162	180	211	243	287	317	359	394	441	494	551	616	682	750	840	930
	750	36	49	61	74	89	109	122	136	165	192	220	248	287	315	350	370	419	462	519	572	636	699
340	1500	67	90	113	137	165	200	226	251	315	359	442	486	568	614	688	798	899	964	1063	1169	1280	1390
	1000	44	60	74	91	110	135	151	167	196	226	261	295	330	366	409	469	510	570	642	700	767	860
	750	33	45	57	68	82	101	113	126	147	169	195	221	248	274	307	344	364	400	462	501	561	651

Note: Value in bold indicates the gearbox generally don't require external cooling



Abbildung 73: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 6

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Planetengetriebe PS040

Maße mit Getriebestufen	a	Gewicht
1-stufig	45,5 mm	0,3 kg
2-stufig	87 mm	0,4 kg

Leistungsdaten PS040

i _{ges}	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n_1 [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl $n_{1, max}$ [U/min]	Nennmoment T_{N1}^{-1} [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment T_{B1}^{-1} [Nm]	Not-Aus-Moment T_{Not}^{-1} [Nm]	Verdreh-spiel β [arcmin]	Wirkungs-grad η [%]	Verdrehsteifig-keit c_t [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment J_{s1}^{-1} [kgcm ²]
4	1	4500	8000	16	25	36	≤ 15	> 97	1	0,022
5	1	4500	8000	14	23	34	≤ 15	> 97	1	0,019
7	1	4500	8000	14	23	34	≤ 15	> 97	1	0,018
8	1	4500	8000	14	23	34	≤ 15	> 97	1	0,017
16	2	4500	8000	16	25	36	≤ 19	> 94	1,1	0,022
20	2	4500	8000	16	25	36	≤ 19	> 94	1,1	0,019
25	2	4500	8000	14	23	34	≤ 19	> 94	1,1	0,019
28	2	4500	8000	16	25	36	≤ 19	> 94	1,1	0,017
32	2	4500	8000	16	25	36	≤ 19	> 94	1,1	0,017
35	2	4500	8000	14	23	34	≤ 19	> 94	1,1	0,017
40	2	4500	8000	14	23	34	≤ 19	> 94	1,1	0,016
49	2	4500	8000	14	23	34	≤ 19	> 94	1,1	0,018
56	2	4500	8000	14	23	34	≤ 19	> 94	1,1	0,017
64	2	4500	8000	14	23	34	≤ 19	> 94	1,1	0,018

*1 Lebensdauer 20.000 h, $n_1 = 100$ min⁻¹

*2 (max 1000 Zyklen pro Std. T2B-Anteil < 5% der Gesamtlauftzeit)

*3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)

*4 bezogen auf die Antriebswelle

Schmierung Fließfett (lebensdauer geschmiert)

Einbaulage beliebig

Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min < 65db(A)

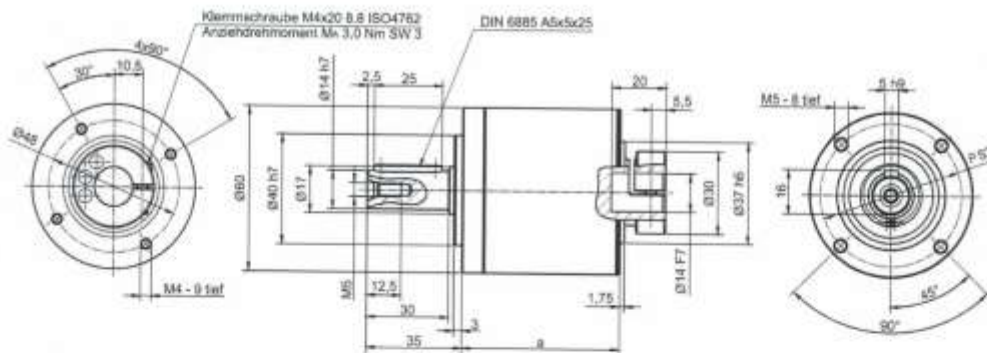
Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 200 N, $n_1 = 100$ min⁻¹

Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 200 N, $n_1 = 100$ min⁻¹

Temperaturbereich: -25°C bis +90°C

Abbildung 74: Auszug Getriebe katalog Framo, Teil 1

Planetengetriebe PS060



Planetengetriebe PS060

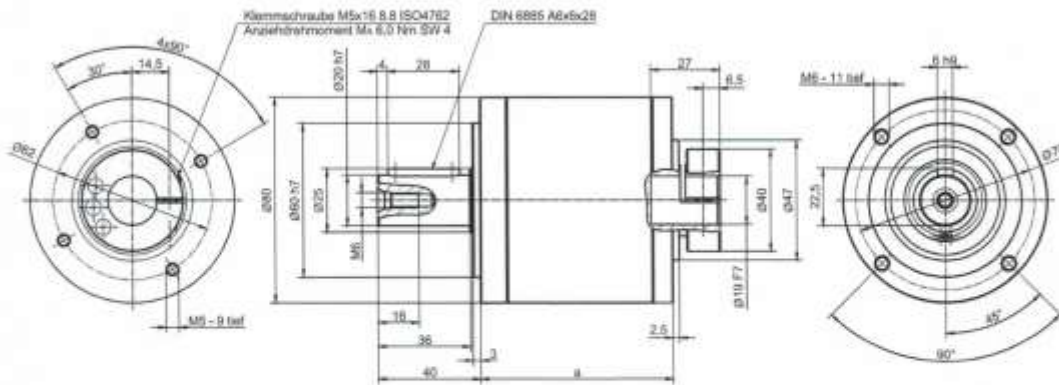
Maße mit Getriebestufen	a	Gewicht
1-stufig	58 mm	0,9 kg
2-stufig	83 mm	1,2 kg
3-stufig	108 mm	1,8 kg

Leistungsdaten PS060

i _{ges}	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n ₁ [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl n _{1, max} [U/min]	Nennmoment T _{1n} [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment T _{1a} [Nm]	Net-Ausmoment T _{1a0} [Nm]	Verdrehspiel β [arcmin]	Wirkungsgrad η [%]	Verdrehsteifigkeit c _t [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment J ₁ [kgm ²]
3	1	3000	6000	30	60	80	<= 10	> 97	1,5	0,17
4	1	3000	6000	39	68	88	<= 10	> 97	1,5	0,18
5	1	3000	6000	28	56	74	<= 10	> 97	1,5	0,11
7	1	3000	6000	26	52	70	<= 10	> 97	1,5	0,1
8	1	3000	6000	27	54	72	<= 10	> 97	1,5	0,1
12	2	3000	6000	30	60	80	<= 12	> 94	1,5	0,17
15	2	3000	6000	30	60	80	<= 12	> 94	1,5	0,11
16	2	3000	6000	39	68	88	<= 12	> 94	1,5	0,18
20	2	3000	6000	39	68	88	<= 12	> 94	1,5	0,11
25	2	3000	6000	28	56	74	<= 12	> 94	1,5	0,11
32	2	3000	6000	39	68	88	<= 12	> 94	1,5	0,1
40	2	3000	6000	28	56	74	<= 12	> 94	1,5	0,1
48	2	3000	6000	26	52	70	<= 12	> 94	1,5	0,1
56	2	3000	6000	38	52	70	<= 12	> 94	1,5	0,1
64	2	3000	6000	27	54	72	<= 12	> 94	1,5	0,1
80	3	3000	6000	39	68	88	<= 15	> 91	1,5	0,11
100	3	3000	6000	39	68	88	<= 15	> 91	1,5	0,11
125	3	3000	6000	28	56	74	<= 15	> 91	1,5	0,11
160	3	3000	6000	39	68	88	<= 15	> 91	1,5	0,1
200	3	3000	6000	28	56	74	<= 15	> 91	1,5	0,1
256	3	3000	6000	39	68	88	<= 15	> 91	1,5	0,1
512	3	3000	6000	27	54	72	<= 15	> 91	1,5	0,1

*1 Lebensdauer 20.000 h, n₁ = 100 min⁻¹
 *2 (max 1000 Zyklen pro Std. T2B-Anteil <5% der Gesamtlauzeit)
 *3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)
 *4 bezogen auf die Antriebswelle
 Schmierung Fließblei (Lebensdauergerichtet)
 Einbaulage beliebig
 Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min < 65 db(A)
 Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 500 N, n₁ = 100 min⁻¹
 Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 400 N, n₁ = 100 min⁻¹
 Temperaturbereich: -25°C bis +90°C

Abbildung 75: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 2



Planetengetriebe PS080

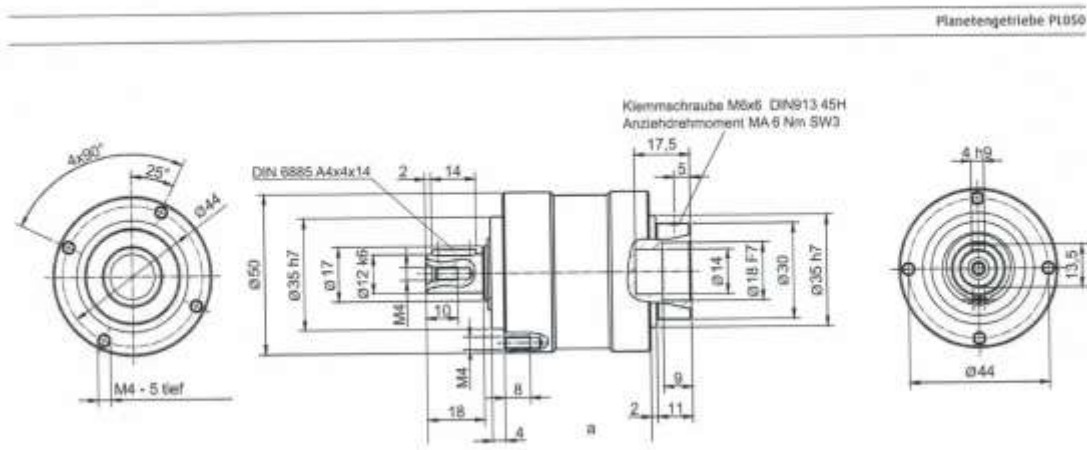
Maße mit Getriebestufen	a	Gewicht
1-stufig	75 mm	1,9 kg
2-stufig	104 mm	2,6 kg
3-stufig	133 mm	3,4 kg

Leistungsdaten PS080

iges	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n_n [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl $n_{n, max}$ [U/min]	Nennmoment T_n [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment T_a [Nm]	Not-Aus-Moment T_{not} [Nm]	Verdreh-spiel β [arcmin]	Wirkungs-grad η [%]	Verdrehsteifig-keit c_t [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment J_v [kgcm ²]
3	1	3500	6000	70	140	190	<= 7	> 97	5,5	0,7
4	1	3500	6000	92	184	236	<= 7	> 97	6	0,53
5	1	3500	6000	67	134	181	<= 7	> 97	5,5	0,44
7	1	3500	6000	65	130	175	<= 7	> 97	5,5	0,39
8	1	3500	6000	64	128	172	<= 7	> 97	5,5	0,37
12	2	3500	6000	70	140	190	<= 8	> 94	6	0,7
15	2	3500	6000	70	140	190	<= 8	> 94	5,8	0,45
16	2	3500	6000	92	184	236	<= 8	> 94	6	0,53
20	2	3500	6000	92	184	236	<= 8	> 94	6	0,44
25	2	3500	6000	67	134	181	<= 8	> 94	5,6	0,44
32	2	3500	6000	92	184	236	<= 9	> 94	6	0,37
40	2	3500	6000	67	134	181	<= 9	> 94	5,8	0,37
49	2	3500	6000	65	130	175	<= 9	> 94	5,5	0,39
56	2	3500	6000	65	130	175	<= 9	> 94	5,5	0,39
64	2	3500	6000	64	128	172	<= 9	> 94	5,5	0,37
80	3	3500	6000	92	184	236	<= 11	> 91	6	0,45
100	3	3500	6000	92	184	236	<= 11	> 91	6	0,44
125	3	3500	6000	67	134	181	<= 11	> 91	5,5	0,44
160	3	3500	6000	92	184	236	<= 11	> 91	6	0,37
200	3	3500	6000	67	134	181	<= 11	> 91	5,6	0,37
256	3	3500	6000	92	184	236	<= 11	> 91	6	0,37
512	3	3500	6000	64	128	172	<= 11	> 91	5,5	0,37

*1 Lebensdauer 20.000 h, $n_n = 100 \text{ min}^{-1}$
 *2 (max 1000 Zyklen pro Std. T2B-Anteil < 5% der Gesamtläufzeit)
 *3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)
 *4 bezogen auf die Antriebswelle
 Schmierung Fließfett (lebensdauergeschmiert)
 Einbaulage beliebig
 Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min < 65db(A)
 Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 1000 N, $n_n = 100 \text{ min}^{-1}$
 Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 750 N, $n_n = 100 \text{ min}^{-1}$
 Temperaturbereich: -20°C bis +80°C

Abbildung 76: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 3



Planetengetriebe PL050

Maße mit Getriebestufen	a	Gewicht
1-stufig	48 mm	0,6 kg
2-stufig	64 mm	0,8 kg

Leistungsdaten PL050

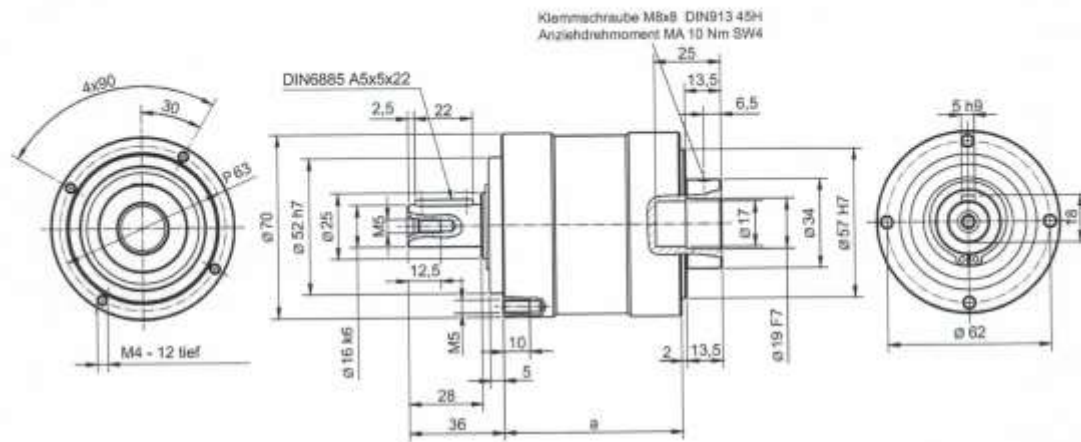
i ges.	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n_n [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl n_{max} [U/min]	Nennmoment T_{N1} [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment T_{a1} [Nm]	Not-Aus-Moment T_{stop} [Nm]	Verdrehspiel β [arcmin]	Wirkungsgrad η [%]	Verdrehsteifigkeit C_t [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment J_{y1} [kg cm ²]
8	1	4000	8000	7	14	21	<= 10	> 97	0,9	0,06
7	1	4000	8000	7	14	21	<= 10	> 97	0,9	0,06
10	1	4000	8000	7	14	21	<= 10	> 97	0,75	0,06
25	2	4000	8000	7	14	21	<= 14	> 98	0,9	0,052
35	2	4000	8000	7	14	21	<= 14	> 95	0,9	0,052
50	2	4000	8000	7	14	21	<= 14	> 95	0,9	0,052
70	2	4000	8000	7	14	21	<= 14	> 95	0,75	0,052
100	2	4000	8000	7	14	21	<= 14	> 95	0,75	0,052
100	2	4000	8000	5,8	11,5	17,5	<= 15	> 96	0,75	0,052

*1 Lebensdauer 20.000 h, $n_n = 100 \text{ min}^{-1}$
 *2 (max 1000 Zyklen pro Stf. T9B-Anteil < 5% der Gesamtläufzeit)
 *3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)
 *4 bezogen auf die Antriebswelle

Schmierung Fließfett (lebensdauer geschmiert)
 Einbaulage beliebig
 Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min < 88 db(A)
 Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 700 N, $n_n = 100 \text{ min}^{-1}$
 Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 650 N, $n_n = 100 \text{ min}^{-1}$
 Temperaturbereich: -25°C bis +90°C

Abbildung 77: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 4

Planetengetriebe PL070



Planetengetriebe PL070

Maße mit Getriebebestufen	a	Gewicht
1-stufig	70 mm	1,8 kg
2-stufig	81,5 mm	2,3 kg

Leistungsdaten PL070

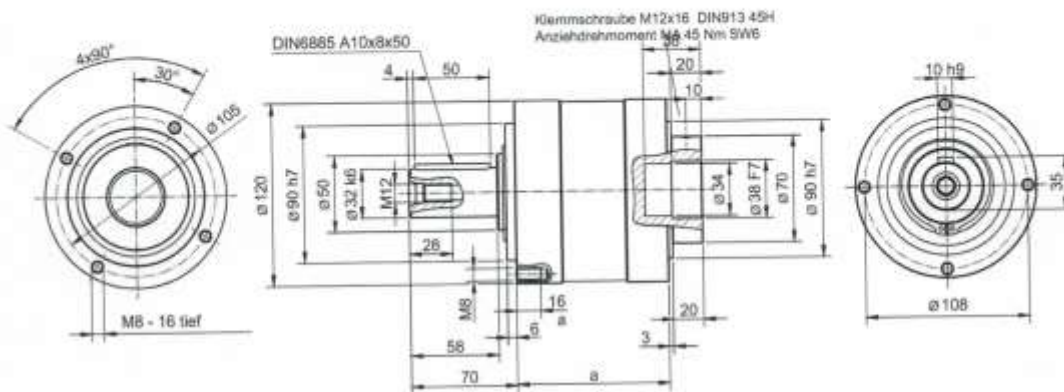
i ges.	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n ₁ [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl n _{1 max} [U/min]	Nennmoment T ₂ ⁻¹ [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment T ₂ ⁻³ [Nm]	Not-Aus-Moment T ₂ ^{res} [Nm]	Verdreh-spiel [t] [arcmin]	Wirkungs-grad η [%]	Verdrehsteifigkeit C _s [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment J ₂ ⁻¹ [kg cm ²]
3	1	3700	8000	23	46	69	<= 8	> 97	3,30	0,029
5	1	3700	8000	24	46	72	<= 8	> 97	3,30	0,029
7	1	3700	8000	23	46	69	<= 8	> 97	3,30	0,029
10	1	3700	8000	23	46	69	<= 8	> 97	2,80	0,029
18	2	3700	8000	24	48	72	<= 12	> 95	3,30	0,026
28	2	3700	8000	24	48	72	<= 12	> 95	3,30	0,026
30	2	3700	8000	23	46	69	<= 12	> 95	3,30	0,026
35	2	3700	8000	24	48	72	<= 12	> 95	3,30	0,026
50	2	3700	8000	24	48	72	<= 12	> 95	3,30	0,026
70	2	3700	8000	23	46	69	<= 12	> 95	3,30	0,026
100	2	3700	8000	23	46	69	<= 12	> 95	2,80	0,026

*1 Lebensdauer 20.000 h, n₁ = 100 min⁻¹
 *2 (max 1000 Zyklen pro Std. T2B-Anteil < 5% der Gesamtlaufzeit)
 *3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)
 *4 bezogen auf die Antriebswelle

Schmierung Fließbleit (Lebensdauerberechnet)
 Einbaulage beliebig
 Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min < 70db(A)
 Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 1550 N, n₁ = 100 min⁻¹
 Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 1450 N, n₁ = 100 min⁻¹
 Temperaturbereich: -25°C bis +90°C

Abbildung 78: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 5

Planetengetriebe PL120



Planetengetriebe PL120

Maße mit Getriebestufen	a	Gewicht
1-stufig	104 mm	8,2 kg
2-stufig	120 mm	10,2 kg

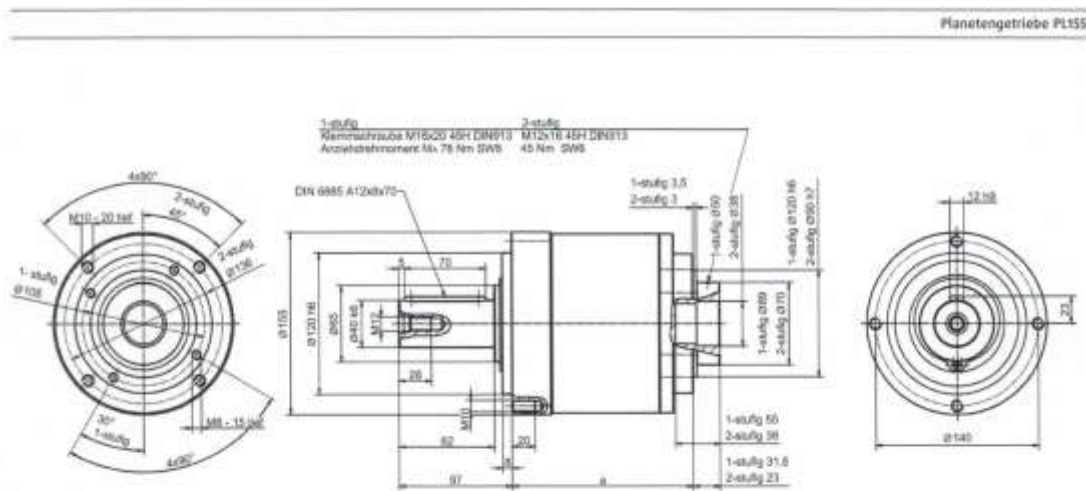
Leistungsdaten PL120

i ges.	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n_n [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl $n_{n, max}$ [U/min]	Nennmoment T_n^{-1} [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment $T_{a, -1}$ [Nm]	Not-Ausmoment $T_{st, -1}$ [Nm]	Verdrehspiel j_1 [arcmin]	Wirkungsgrad η [%]	Verdrehestelligkeit C [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment J_n^{-1} [kg cm ²]
3	1	2800	4800	150	260	390	<= 8	> 97	24,00	5,5
5	1	2800	4800	125	250	375	<= 8	> 97	24,00	5,5
7	1	2800	4800	100	200	300	<= 8	> 97	24,00	5,5
10	1	2800	4800	75	150	225	<= 8	> 97	20,50	5,5
15	2	2800	4800	130	260	390	<= 10	> 95	24,00	4,8
25	2	2800	4800	125	250	375	<= 10	> 95	24,00	4,8
30	2	2800	4800	130	260	390	<= 10	> 95	24,00	4,8
35	2	2800	4800	125	250	375	<= 10	> 95	24,00	4,8
50	2	2800	4800	125	250	375	<= 10	> 95	24,00	4,8
70	2	2800	4800	100	200	300	<= 10	> 95	24,00	4,8
100	2	2800	4800	75	150	225	<= 10	> 95	20,50	4,8

*1 Lebensdauer 20.000 h, $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$
 *2 (max 1000 Zyklen pro Std. T2B-Anteil <5% der Gesamtlebensdauer)
 *3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)
 *4 bezogen auf die Antriebswelle

Schmierung Fließleit (Lebensdauer geschmiert)
 Einbaulage beliebig
 Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min: < 74db(A)
 Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 4000 N, $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$
 Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 4600 N, $n_2 = 100 \text{ min}^{-1}$
 Temperaturbereich: -25°C bis +90°C

Abbildung 80: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 7



Planetengetriebe PL155

Maße mit Getriebebestufen	a	Gewicht
1-stufig	130 mm	17 kg
2-stufig	159 mm	19,8 kg

Leistungsdaten PL155

i ges.	Stufen	Nenn-Antriebsdrehzahl n_n [U/min]	Max-Antriebsdrehzahl $n_{n, max}$ [U/min]	Nennmoment $T_{n, 1}$ [Nm]	Max. Beschleunigungsmoment $T_{a, 1}$ [Nm]	Not-Aus-Moment $T_{st, 1}$ [Nm]	Verdrehspiel j [arcmin]	Wirkungsgrad η [%]	Verdrehsteifigkeit c_t [Nm/arcmin]	Massenträgheitsmoment $I_{e, 1}$ [kg cm ²]
3	1	3000	3600	300	600	600	<= 8	> 97	50	15,8
4	1	2000	3600	340	680	1020	<= 8	> 97	55	13
5	1	3000	3600	330	650	990	<= 8	> 97	55	11,9
7	1	3000	3600	310	620	930	<= 8	> 97	50	11
10	1	3000	3600	220	440	660	<= 8	> 97	44	10,5
15	2	3000	3600	300	600	900	<= 10	> 95	55	9
20	2	3000	3600	340	680	1020	<= 10	> 95	55	7,2
25	2	2000	3600	330	650	990	<= 10	> 95	55	6,3
30	2	3000	3600	300	600	900	<= 10	> 95	44	6,7
35	2	2000	3600	330	650	990	<= 10	> 95	55	5,4
40	2	3000	3600	340	680	1020	<= 10	> 95	55	7
50	2	3000	3600	330	650	990	<= 10	> 95	44	5,1
70	2	2000	3600	310	620	930	<= 10	> 95	44	5,2
100	2	3000	3600	220	440	660	<= 10	> 95	44	4,8

*1 Lebensdauer 20.000 h, $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$
 *2 (max 1000 Zyklen pro Std. T2B-Anteil < 9% der Gesamtlaufzeit)
 *3 (max 1000 Zyklen während der Getriebelebensdauer)
 *4 bezogen auf die Abtriebswelle

Schmierung Fließöl (Lebensdauer geschmiert)
 Einbaulage beliebig
 Schalldruckpegel in 1m Abstand, gemessen bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min < 72 db(A)
 Max. Axialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 6000 N, $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$
 Max. Radialkraft bezogen auf Mitte der Abtriebswelle: 7500 N, $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$
 Temperaturbereich: -25°C bis +90°C

Abbildung 81: Auszug Getriebe katalog Framo, Teil 8

4.3 Parametrisierte Diagramme

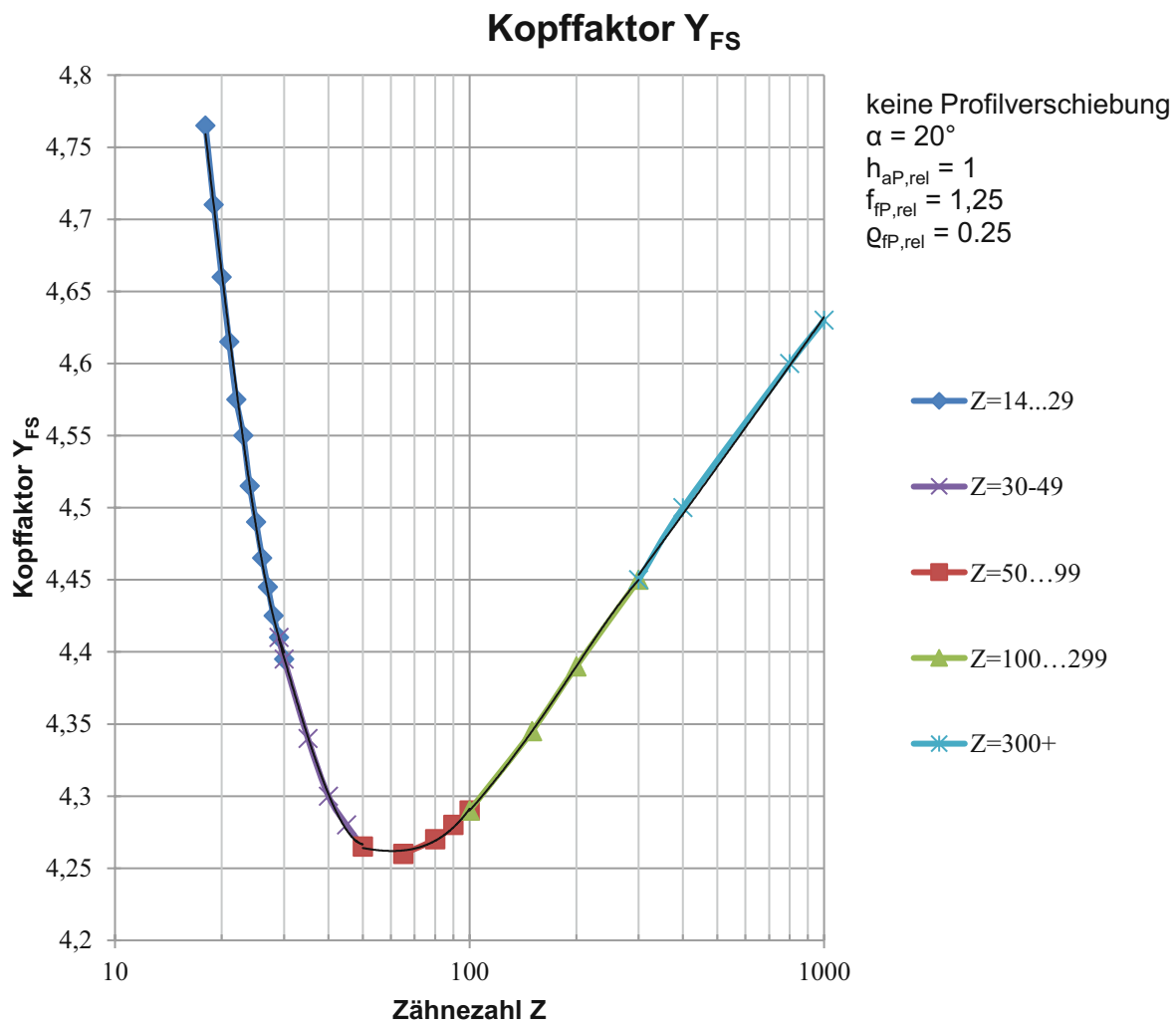


Abbildung 82: Ermittlung des Kopffaktors – Parametrisierung (keine Profilverschiebung) des Diagramms für das verwendete Bezugsprofil nach DIN 3990 Teil 11 [7]

Der Kopffaktor wurde in einer späteren Version des Programms exakt nach Norm ermittelt. Die in Abbildung 82 angeführte Parametrisierung ist nur für Zahnräder mit dem angegebenen Zahnprofil und ohne Profilverschiebung gültig. Sie wurde anfangs verwendet um etwas Berechnungszeit einzusparen. Die Resultate sind für entsprechende Verzahnungen sehr genau.

Es gilt:

$$14 \leq Z \leq 29: \quad Y_{FS} = 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot Z^2 - 1,158 \cdot 10^{-1} \cdot Z + 6,2637 \quad (4-1)$$

$$30 \leq Z \leq 49: \\ Y_{FS} = 3 \cdot 10^{-4} \cdot Z^2 - 3,03 \cdot 10^{-2} \cdot Z + 5,0362 \quad (4-2)$$

$$50 \leq Z \leq 99: \\ Y_{FS} = 2 \cdot 10^{-5} \cdot Z^2 - 2,3 \cdot 10^{-3} \cdot Z + 4,3308 \quad (4-3)$$

$$100 \leq Z \leq 299: \\ Y_{FS} = -2 \cdot 10^{-6} \cdot Z^2 + 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot Z + 4,15 \quad (4-4)$$

$$300 \leq Z: \\ Y_{FS} = 3,6963 \cdot Z^{0.0327} \leq 4,63 \quad (4-5)$$

Z ... Zähnezahl des Zahnrades (Ersatzzähnezahl bei Schrägverzahnung)

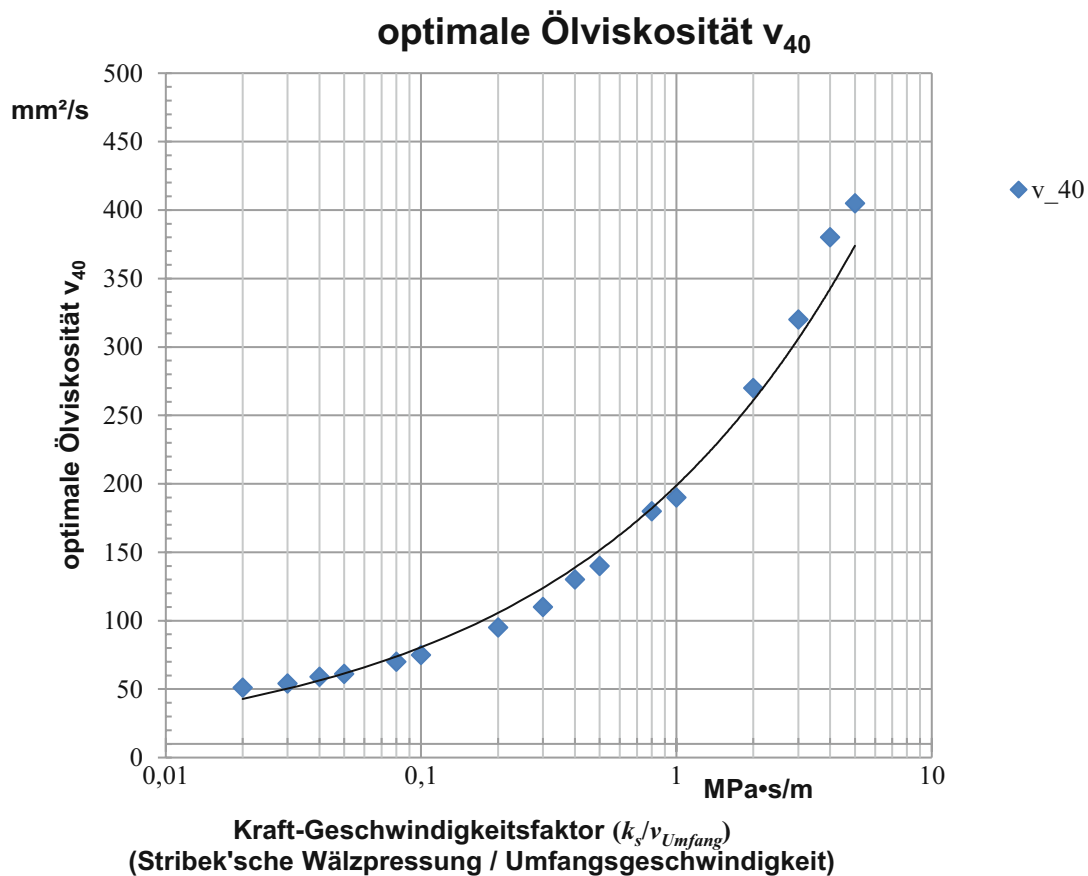


Abbildung 83: Wahl der optimalen Ölviskosität einer Getriebestufe, Parametrisierung des Diagramms zur optimalen Ölviskositätsauswahl nach DIN 51509 Teil 1 [15]

In Abbildung 83 ist das parametrisierte Diagramm zur Wahl der optimalen Ölviskosität ersichtlich.

Es gilt:

$$v_{40,opt} = 198,83 \cdot \left(\frac{k_s}{v_{Umfang}}\right)^{0.3924} \quad (4-6)$$

v_{Umfang} ...
 k_s ...

Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis der Übersetzungsstufe
Stribek'sche Wälzpressung

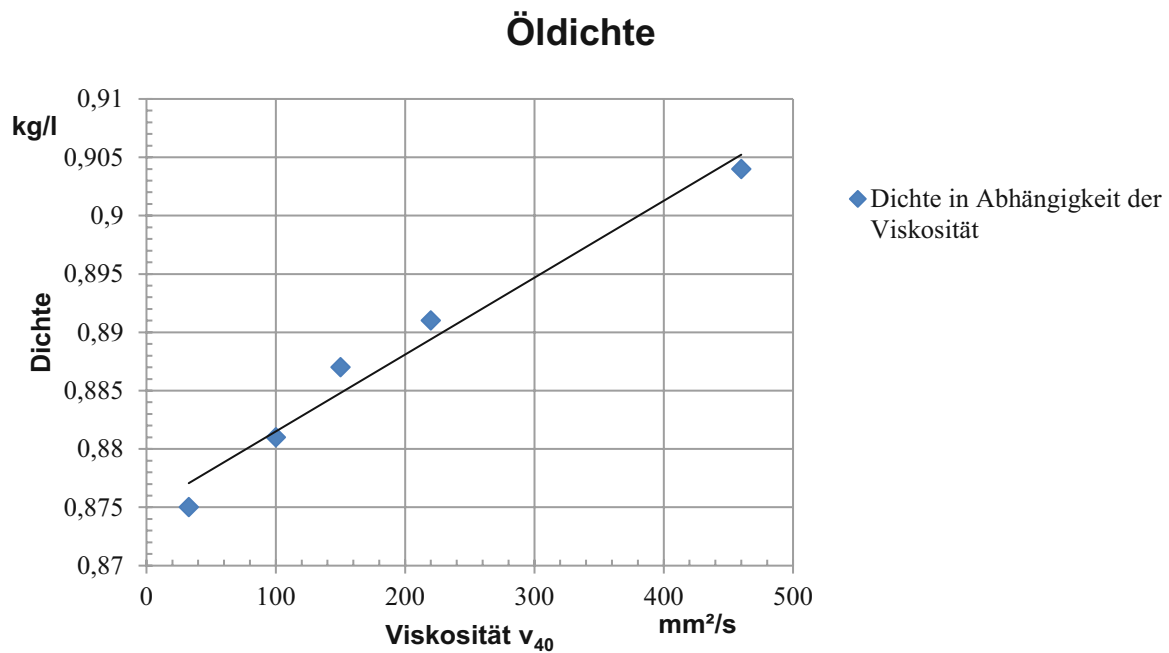


Abbildung 84: Dichte in Abhängigkeit der Viskosität – Linearisierung anhand Katalogwerte [16], siehe auch Abbildung 19

In Abbildung 84 ist der mathematische Zusammenhang (lineare Näherung) des Zusammenhanges zwischen Öldichte und Ölviskosität ersichtlich.

Es gilt:

$$\rho_{\text{öl}} = 7 \cdot 10^{-5} \cdot v_{40} + 0.8749 \quad (4-7)$$

$\rho_{\text{öl}}$...
 v_{40} ...

Öldichte
Viskosität des Öls bei 40°C

5 Literaturverzeichnis

- [1] Zhuravlev, Helikopter Design an Helikopter Transmission Design, 2015.
- [2] Stepniewski und Shinn, A Comparative Study of Soviet vs. Western Helikopters, 1983.
- [3] Bellocchio, Drive system design methodology for a single main rotor heavy lift helikopter, 2005.
- [4] „Alform,“ [Online]. Available: http://www.alform-online.com/kataloge/alform_industriegetriebe_katalog.pdf. [Zugriff am 6 Juli 2016].
- [5] „Hueber (mittlerweile pw Hueber),“ [Online]. Available: <http://www.pw-hueber.de/getriebe/katalog-anfordern/>. [Zugriff am 6 Juli 2016].
- [6] „Tramec,“ [Online]. Available: <http://www.tramec-getriebe.de/pdf/Katalog-T-Z-P-M-R-RL-N/TRAMEC-Getriebe-Serie-Z-2012-03.pdf>. [Zugriff am 6 Juli 2016].
- [7] DIN 3990 Teil 11, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, 1989.
- [8] „Framo,“ [Online]. Available: http://de.framo-morat.com/wp-content/uploads/PLG_2016_DE_A4_fmi.pdf. [Zugriff am 6 Juli 2016].
- [9] „Wikov,“ [Online]. Available: https://www.wikov.com/file/edee/prilohy/orbi_flex_planetary-gear-unit-catalogue-by-wikov_en_201510.pdf. [Zugriff am 6 Juli 2016].
- [10] „Elra,“ [Online]. Available: <http://www.elra.at/produkte/getriebe/standard-planetengetriebe>. [Zugriff am 6 Juli 2016].
- [11] DIN ISO 281, Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, 2010.
- [12] DIN 3962 Teil 2, Toleranzen für Stirnradverzahnungen, Toleranzen für Flankenlinienabweichungen, 1978.
- [13] DIN 780 Teil 1, Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Stirnräder, 1977.
- [14] Niemann und Winter, Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe, 2003.
- [15] DIN 51509 Teil 1, Auswahl von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe, 1976.
- [16] „Donig24,“ [Online]. Available: http://www.donig24.de/pdf/bp_2009_industrie.pdf. [Zugriff am 31 Oktober 2016].
- [17] Weigand, Skriptum zu Grundlagen der Maschinenelemente, Teil 2 S. 118, 2008.
- [18] „Schaeffler,“ [Online]. Available: http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec/1_R*0*F*3#3. [Zugriff am 06 07 2016].

- [19] Weigand, Skriptum zu Grundlagen der Maschinenelemente, Teil 2 S. 139, 2008.
- [20] Roloff und Matek, Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung, 2009.
- [21] „Siemens,“ [Online]. Available:
w5.siemens.com/italy/web/AD/ProdottieSoluzioni/Sistemiautomazione/Eventi/Documents/Cataloghi%20Mechanical%20Drives%20%201.1.zip#Cataloghi%20Mechanical%20Drives%20%201.1/MD20.1_Flender%20Gear%20Unit_Gr_3-22.pdf. [Zugriff am 1 April 2017].

6 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Stirnradgetriebeübersicht, Auszug eines Herstellerkataloges [4]	4
Abbildung 2: Planetenradgetriebeübersicht, Auszug eines Herstellerkataloges [10]..	6
Abbildung 3: Zusammenhang zwischen Stirnradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment ausgewählter Stirnradgetriebe	7
Abbildung 4: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Stirnradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment ausgewählter Stirnradgetriebe	8
Abbildung 5: Zusammenhang zwischen Stirnradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale Näherung	9
Abbildung 6: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Stirnradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment, logarithmische Näherung	10
Abbildung 7: Zusammenhang zwischen Getriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale (grün) und logarithmische Näherung (rot).....	12
Abbildung 8: Zusammenhang zwischen Planetenradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment ausgewählter Planetenradgetriebe.....	13
Abbildung 9: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Planetenradtriebemasse ausgewählter Planetenradgetriebe und dem Abtriebsdrehmoment.....	14
Abbildung 10: Zusammenhang zwischen Planetenradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale Näherung	15
Abbildung 11: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifischer Planetenradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment, logarithmische Näherung....	16
Abbildung 12: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifische Planetenradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale und logarithmische Näherung	18
Abbildung 13: Zusammenhang zwischen abtriebsdrehmomentenspezifische Planetenradtriebemasse und Abtriebsdrehmoment, proportionale (grün) , logarithmische (rot) und lineare (gelb) Näherung	19
Abbildung 14: Übersicht über die Parametrisierung der Getrieberechnung	23
Abbildung 15: Stirnradverzahnung mit dem in der Berechnung verwendeten Bezugsprofil als Vollscheibenrad, modelliert in CATIA.....	28
Abbildung 16: Vergleich zwischen Übersetzungsaufteilungsempfehlung und Berechnung, zweistufiges Getriebe.....	30
Abbildung 17: Minimale Masse einer zweistufigen Stirnradverzahnung, Vergleich zwischen empfohlener und berechneter Übersetzungsaufteilung	32
Abbildung 18: Minimale Masse einer zweistufigen Stirnradverzahnung, Vergleich zwischen empfohlener und berechneter Übersetzungsaufteilung, Detailansicht.....	33
Abbildung 19: Schmierstoffkatalog [16]	38
Abbildung 20: Aufbau des modellierten Gehäuses	43
Abbildung 21: Empfehlungen für Gehäuseabmessungen nach Roloff/Matek [20] ...	44
Abbildung 22: Ermittlung der Konstante K' zur Berechnung von f_{sh} nach DIN 3990 Teil1, Abbildung 3.2 [7].....	49

Abbildung 23: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 1	59
Abbildung 24: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 2	60
Abbildung 25: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 3	61
Abbildung 26: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 4	61
Abbildung 27: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 5	62
Abbildung 28: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 6	63
Abbildung 29: Programmablauf des Hauptprogramms, Teil 7	64
Abbildung 30: Programmablauf des Unterprogramms "Welle", Teil 1	65
Abbildung 31: Programmablauf des Unterprogramms "Welle", Teil 2	66
Abbildung 32: Programmablauf des Unterprogramms "Welle", Teil 3	67
Abbildung 33: Programmablauf des Unterprogramms "Lager", Teil 1	68
Abbildung 34: Programmablauf des Unterprogramms "Lager", Teil 2	69
Abbildung 35: Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe – Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, Graugussgehäuse, Angaben nach Tabelle 17	83
Abbildung 36: Übersetzungsaufteilung zweistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, Aluminiumgehäuse, Angaben nach Tabelle 17	83
Abbildung 37: Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, maximale Übersetzungsstufenübersetzung von 8, Angaben nach Tabelle 17	86
Abbildung 38: Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, maximale Übersetzungsstufenübersetzung von 18, Graugussgehäuse, Angaben nach Tabelle 17	87
Abbildung 39: Übersetzungsaufteilung dreistufiger Getriebe - Vergleich zwischen Berechnung und Empfehlung, maximale Übersetzungsstufenübersetzung von 18, Aluminiumgehäuse, Angaben nach Tabelle 17	88
Abbildung 40: quadratisch gemittelte Abweichung (RMS) vom mittleren Kopfkreisdurchmesser	91
Abbildung 41: Modellierung der Verzahnung als Stegräder (Geradverzahnung)	95
Abbildung 42: Zahnradmasse von Stegrädern im Vergleich zu Vollscheibenrädern	96
Abbildung 43: Zahnradmasse der Stegräder relativ zu Vollscheibenrädern, Abhängigkeit vom Normalmodul	97
Abbildung 44: Zahnradmasse der Stegräder relativ zu Vollscheibenrädern, Abhängigkeit vom Verhältnis Breite/Normalmodul	97
Abbildung 45: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 1	99
Abbildung 46: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 2	100
Abbildung 47: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 3	101
Abbildung 48: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 4	102
Abbildung 49: Auszug Getriebekatalog Hueber, Teil 5	103
Abbildung 50: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 1	104
Abbildung 51: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 2	105
Abbildung 52: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 3	106
Abbildung 53: Auszug Getriebekatalog Tramec, Teil 4	107
Abbildung 54: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 1	108
Abbildung 55: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 2	109

Abbildung 56: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 3	110
Abbildung 57: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 4	111
Abbildung 58: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 5	112
Abbildung 59: Auszug Getriebekatalog Alform, Teil 6	113
Abbildung 60: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 1	114
Abbildung 61: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 2	115
Abbildung 62: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 3	116
Abbildung 63: Auszug Getriebekatalog Siemens/Flender, Teil 4	117
Abbildung 64: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 1	119
Abbildung 65: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 2	120
Abbildung 66: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 3	121
Abbildung 67: Auszug Getriebekatalog Elra, Teil 4	122
Abbildung 68: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 1	123
Abbildung 69: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 2	124
Abbildung 70: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 3	125
Abbildung 71: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 4	126
Abbildung 72: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 5	127
Abbildung 73: Auszug Getriebekatalog Wikov, Teil 6	128
Abbildung 74: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 1	129
Abbildung 75: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 2	130
Abbildung 76: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 3	131
Abbildung 77: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 4	132
Abbildung 78: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 5	133
Abbildung 79: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 6	134
Abbildung 80: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 7	135
Abbildung 81: Auszug Getriebekatalog Framo, Teil 8	136
Abbildung 82: Ermittlung des Kopffaktors – Parametrisierung (keine Profilverschiebung) des Diagramms für das verwendete Bezugsprofil nach DIN 3990 Teil 11 [7]	137
Abbildung 83: Wahl der optimalen Ölviskosität einer Getriebestufe, Parametrisierung des Diagramms zur optimalen Ölviskositätsauswahl nach DIN 51509 Teil 1 [15] ...	138
Abbildung 84: Dichte in Abhängigkeit der Viskosität – Linearisierung anhand Katalogwerte [16], siehe auch Abbildung 19	139

7 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersetzungs- und Massenabweichung der Verzahnung, Vergleich zwischen der Berechnung und der Empfehlung	34
Tabelle 2: Eingabe von globalen Parametern in die Excel-Eingabemaske	47
Tabelle 3: Eingabe der Minimal- und Maximalübersetzung in die Excel-Eingabemaske	48
Tabelle 4: Eingabe des Leistungsflusses in die Excel-Eingabemaske	48
Tabelle 5: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 1/4	50
Tabelle 6: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 2/4	51
Tabelle 7: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 3/4	52
Tabelle 8: Ein- und Ausgabe der Verzahnungen in die Excel-Eingabemaske am Beispiel der ersten Stufe, Teil 4/4	53
Tabelle 9: Möglichkeit der Beschränkung der Kopfkreisdurchmesser in der Excel-Eingabemaske	53
Tabelle 10: Abweichung der Gesamtübersetzung	54
Tabelle 11: Eingabe der Randbedingungen der Wellenberechnung in die Excel-Eingabemaske	54
Tabelle 12: Ein- und Ausgabe der Ölberechnung in der Excel-Eingabemaske	55
Tabelle 13: Ausgabe der Lagerberechnung in der Excel-Eingabemaske	56
Tabelle 14: Ein- und Ausgabe der Gehäuseberechnung in der Excel-Eingabemaske	57
Tabelle 15: Ausgabe der Berechnung des Verschnitts zwischen den Verzahnungen und den Wellen in der Excel-Eingabemaske	57
Tabelle 16: Zusammenfassung der (Teil-)Massen des Getriebes	58
Tabelle 17: Eingabewerte für die Nachrechnung der ein-, zwei und dreistufigen Kataloggetriebe	71
Tabelle 18: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Tramec, einstufig)	73
Tabelle 19: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Alform, einstufig)	74
Tabelle 20: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Tramec, zweistufig)	75
Tabelle 21: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Alform, zweistufig)	76

Tabelle 22: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Tramec, dreistufig)	77
Tabelle 23: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Alform, dreistufig)	78
Tabelle 24: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Siemens/Flender, einstufig)	79
Tabelle 25: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Siemens/Flender, zweistufig)	80
Tabelle 26: Getriebemassen – Vergleich zwischen Näherung (proportional und logarithmisch), Parametrisierung (Berechnung) und den Herstellerangaben (Siemens/Flender, dreistufig)	81
Tabelle 27: Gesamtmasse nach Übersetzungsaufteilung nach Niemann/Winter im Vergleich zur Methode der Parametrisierung, zweistufige Stirnradgetriebe	85
Tabelle 28: Gesamtmasse nach Übersetzungsaufteilung nach Niemann/Winter im Vergleich zur Methode der Parametrisierung, dreistufige Stirnradgetriebe	90

8 Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Benennung	Einheit
a	Faktor für logarithmische Näherung der Getriebemasse	kg/Nm
A	Hilfswert zur Bestimmung von f_{sh}	mm $\cdot\mu\text{m}/\text{N}$
a_{ISO}	Lebensdauerbeiwert, auf Grundlage einer Systembetrachtung der Lebensdauerberechnung	-
b	Faktor für logarithmische Näherung der Getriebemasse	kg/Nm
b_{rel}	Zahradbreite bezogen auf den Normalmodul	-
c	Faktor für lineare Näherung der Getriebemasse	kg/Nm
C_r	dynamische radiale Tragzahl	N
C_u	Ermüdungsgrenzbelastung	N
d	Faktor für lineare Näherung der Getriebemasse (in Kapitel 2.1)	kg
d	Teilkreisdurchmesser (ab Kapitel 2.2)	mm
D_{pw}	Teilkreisdurchmesser des Kugel- oder Rollensatzes	mm
e_c	Verunreinigungsbeiwert	-
$f_{H,\beta}$	Flankenlinienabweichung	μm
	Herstellabweichung (Ergebnis der Akkumulierung von Flankenlinien-Herstellabweichungen)	μm
f_{ma}		
f_{sh}	Flankenlinienabweichung infolge Wellen- und Ritzelverformung	μm
$F_{\beta,x}$	Ursprünglich (vor dem einlaufen) wirksame Flankenlinienabweichung	μm
$F_{\beta,y}$	nach dem Einlaufen wirksame Flankenlinienabweichung	μm
h_{aP}	Kopfhöhe des Stirnrad-Bezugprofils bezogen auf den Normalmodul	-
h_{fP}	Fußhöhe des Stirnrad-Bezugprofils bezogen auf den Normalmodul	-
i	Laufvariabel der Getriebe eines Herstellers mit I Stufen	-
i_{12}	Übersetzung der ersten Übersetzungsstufe	-
i_{34}	Übersetzung der zweiten Übersetzungsstufe	-
i_{56}	Übersetzung der dritten Übersetzungsstufe	-
i_{ges}	Gesamtübersetzung eines Getriebes	-
j	Laufvariabel der Getriebehersteller mit Getrieben I Stufen	-
k	Faktor für proportionale Näherung der Getriebemasse	kg/Nm
K'	Konstante zur Berechnung von f_{sh}	-
K_1	Hilfswert zur Bestimmung des Dynamikfaktors	-
K_2	Hilfswert zur Bestimmung des Dynamikfaktors	-
$K_{F,\alpha}$	Breitenfaktor (Fuß); berücksichtigt die Kraftverteilung auf mehrere Zähne	-
$K_{F,\beta}$	Breitenfaktor (Fuß); berücksichtigt die Kraftverteilung über die Zahnbreite	-
$K_{H,\alpha}$	Stirnfaktor (Flanke); berücksichtigt die Kraftverteilung auf mehrere Zähne	-
$K_{H,\beta}$	Breitenfaktor (Flanke); berücksichtigt die Kraftverteilung über die Zahnbreite	-
k_s	Stribek'sche Wälzpressung	N/mm ²

<i>l</i>	Laufvariabel der Anzahl der Übersetzungsstufen	-
<i>m</i>	Normalmodul	mm
<i>M</i>	Getriebemasse	kg
<i>M1</i>	Hilfswert für die Bestimmung von Z_B	-
<i>M2</i>	Hilfswert für die Bestimmung von Z_D	-
<i>M_{lin}</i>	linear angenäherte Getriebemasse	kg
<i>M_{log}</i>	logarithmisch angenäherte Getriebemasse	kg
<i>M_{prop}</i>	proportional angenäherte Getriebemasse	kg
<i>n_{ab}</i>	Abtriebsdrehzahl des Getriebes	U/min
<i>o</i>	Laufvariabel der Zeilennummer der Übersetzungsmatrix	-
<i>p</i>	Laufvariabel der aktuell zu berechnenden Übersetzungsstufe	-
<i>PR</i>	Planetenrad(getriebe), Verwendung als Index	-
<i>q</i>	Laufvariabel für den verwendeten Lagerkatalog	-
<i>r</i>	Laufvariabel für das Lager des aktuellen Lagerkataloges	-
<i>RMS</i>	root mean square – quadratischer Mittelwert, in dieser Arbeit der der Abweichung vom Mittelwert, bezogen auf den Mittelwert	%
<i>s</i>	Laufvariabel für die Anzahl der Lager für die Lagerung	-
<i>SR</i>	Stirnrad(getriebe), Verwendung als Index	-
<i>T_{ab}</i>	Abtriebsdrehmoment des Getriebes	Nm
<i>v₁</i>	erforderliche kinematische Referenzviskosität für angemessene Schmierung	mm ² /s
<i>v_{Umfang}</i>	Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis	m/s
<i>X</i>	dynamischer Radiallastfaktor	-
<i>Y</i>	dynamischer Axiallastfaktor	-
<i>Y_{FS}</i>	Kopffaktor	-
<i>Y_{NT}</i>	Lebensdauerfaktor (Fuß) für Standard-Bedingungen	-
<i>Y_{R,rel,T}</i>	relativer Oberflächenfaktor	-
<i>Y_X</i>	Größenfaktor (Fuß)	-
<i>y_β</i>	Einlaufbetrag	µm
<i>Y_β</i>	Schrägenfaktor (Fuß)	-
<i>Y_{δ,rel,T}</i>	relative Stützziffer bezogen auf das Standard-Referenz-Prüfrad	-
<i>Y_ε</i>	Überdeckungsfaktor (Fuß)	-
<i>Z</i>	Zähnezahl des Zahnrades	-
<i>Z_B</i>	Einzeleingriffsfaktor Ritzel	-
<i>Z_D</i>	Einzeleingriffsfaktor Großrad	-
<i>Z_E</i>	Elastizitätsfaktor	-
<i>Z_H</i>	Zonenfaktor	-
<i>Z_L</i>	Schmierstofffaktor	-
<i>Z_{NT}</i>	Lebensdauerfaktor (Flanke) für Standard-Bedingungen	-
<i>Z_R</i>	Rauigkeitsfaktor	-
<i>Z_V</i>	Geschwindigkeitsfaktor	-
<i>Z_W</i>	Werkstoffpaarungsfaktor	-
<i>Z_X</i>	Größenfaktor für Flankenpressung	-
<i>Z_β</i>	Schrägenfaktor (Fuß)	-
<i>Z_ε</i>	Überdeckungsfaktor (Fuß)	-
<i>α</i>	Eingriffswinkel	°
<i>β</i>	Schrägungswinkel	°

κ	Viskositätsverhältnis	-
q_{fP}	Fußrundungsradius am Stirnrad-Bezugprofils bezogen auf den Normalmodul	-
σ_F	Zahnfußspannung	N/mm ²
σ_H	Flankenpressung	N/mm ²