



Vorentwicklungsstudie eines Reibradgetriebes

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

verfasst und vorgelegt von:

Gerhard Robier, BSc

betreut von:

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Graz, 05.05.2016

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Gerhard Robier

Graz, am 05.05.2016

Sperrvermerk

Die Arbeit darf zwei Jahre nach Abschluss derselben nur mit Zustimmung von Gerhard Robier veröffentlicht werden. Die Ergebnisse der Masterarbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen dritten Personen nicht zugänglich gemacht werden.

Graz, am 05.05.2016

Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei dieser Masterarbeit motiviert und mit deren Wissen unterstützt haben.

In erster Linie gilt der Dank Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Bader Michael, für seine Geduld, die er mir gegenüber in der Zeit der Masterarbeit aufbrachte. Aber auch für das kritische Hinterfragen und die nutzvollen Hinweise, die er mir gegeben hat.

Ein großer Dank geht an Herrn Dipl.-Ing. Philipp Polz und Herrn Dr. Daniel Kohlreider für die tatkräftige Unterstützung in technischen und organisatorischen Fragen, sowie beim Korrekturlesen.

Ein weiterer Dank geht an Katrin Seitz, welche viele Stunden aufgebracht hat, um diese Arbeit Korrektur zu lesen. Sie gab mir als Sprachenexpertin gute Ratschläge im Hinblick auf Formulierung und wies auf Schwächen hin. Ein weiterer Dank gilt Nadja Schönwetter für ihre Unterstützung in graphischen Angelegenheiten.

Zu guter Letzt möchte ich meinen Eltern danken, die mich in meiner gesamten Studienlaufbahn und davor so tatkräftig unterstützt haben. Ohne sie wäre dieses Unterfangen niemals zustande gekommen.

Kurzfassung

In höhenverstellbaren Tischen werden Linearantriebe mit eingebauten Planetengetrieben eingesetzt, welche einen hohen Geräuschpegel aufweisen. Das Problem entsteht aufgrund einer hohen Zahneingriffsfrequenz der Zahnräder im Getriebe. Aus Voruntersuchungen wurde die Umsetzbarkeit eines Planetengetriebes auf Basis eines Reibrades bestätigt. Ausgehend von dieser Erkenntnis beschäftigt sich diese Arbeit erstens mit der Findung weiterer Getriebetopologien, welche das Reibrad-Planetengetriebe substituieren können. Mit Hilfe von Bewertungsmethoden werden verschiedenste Getriebevarianten verglichen und ein für die Anwendung passendes Getriebe ermittelt. Der zweite Fokus widmet sich der Bestimmung eines mathematischen Modells des Reibradgetriebes, mit dem hinreichend genaue Abschätzungen bezüglich der Leistungsmerkmale wie Wirkungsgrad, Verschleiß, usw. getätigt werden können. Ausgehend von diesem erlangten Wissen wird ein Verbesserungs- und Optimierungsprozess gestartet. Dieser Prozess führt zu weiteren wichtigen Erkenntnissen zur Umsetzung eines serienreifen Reibradgetriebes für den Einsatz in Linearantrieben für höhenverstellbare Tische.

Abstract

The planetary gear boxes, integrated in linear actuators for height adjustable tables, trigger high sound levels due to the high tooth mesh frequency of the gear. Based on the concept that planetary gear boxes can not only build with gear-wheels, but also based on a friction gear, the first part of the master thesis deals with the identification of further gear topologies which can substitute the planetary gear box. Valuation methods help to compare those different topologies and to find a type which matches most the field of application of the new friction gear. The second step/part serves to determine a mathematical model which accurately describes the performance characteristics of the friction gear such as efficiency and abrasive wear. Based on that achieved knowledge, an optimization process with a prototype will be started. This process provides further know-how of the friction gear for the start of production.

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	2
1.2	Lösungsansatz und Ziele	4
2	Grundlagen	6
2.1	Grundlagen der Reibräder	6
2.2	Einsatzmöglichkeiten von Reibradgetrieben	13
2.3	Methoden zur Geräuschminimierung bei Reibradgetrieben	14
3	Entwicklung eines Getriebekonzeptes	15
3.1	Anforderungsliste	15
3.2	Getriebekonzepte	16
3.2.1	Zweistufiges Stirnradgetriebe	19
3.2.2	Planetengertriebe	20
3.2.3	Doppelplanetengertriebe	22
3.2.4	Stufen-Planetengertriebe	23
3.2.5	Wolfom-Getriebe	24
3.2.6	Akbar-Getriebe klassisch	26
3.2.7	Cyclo-Getriebe	27
3.2.8	Harmonic Drive-Getriebe	29
3.3	Bewertungsparameter	31
3.3.1	Bauraum / Volumen	31
3.3.2	Leistungsmerkmale	31
3.3.3	Kosten	32
3.4	Bewertung und Konzeptauswahl	33
3.5	Detailierung des Reibrades	35
3.6	Berechnung des Reibrad-Planetengertriebes	35
3.6.1	Berechnung der Geometrieparameter, Drehzahlen und Geschwindigkeiten	36
3.6.2	Berechnung von Schubmodul und Elastizitätsmodul	39
3.6.3	Berechnung der Normalkraft in den Kontakten	40
3.6.4	Berechnung der Einzelschlüpfе aus den Kräften und Reibzahlen im Kontakt	42
3.6.5	Lager- und Reibverluste	43

3.6.6	Auswertung der analytischen Berechnung	46
4	Untersuchung des Getriebes	50
4.1	Wahl der Zielgrößen und Einflussfaktoren	50
4.2	Prototypenbau	54
4.3	Ablauf des Versuchsplans.....	55
4.4	Prüfstand und Messablauf.....	57
5	Ergebnisse.....	60
5.1	Erkenntnisse aus den Prognoseintervallen	63
5.2	Effekte auf den Wirkungsgrad.....	64
5.3	Effekte auf das Ausgangsmoment.....	68
5.4	Effekte auf die Temperatur.....	70
5.5	Gegenüberstellung der Zielgrößen.....	73
5.6	Zusammenfassung der Ergebnisse aus den Versuchsplänen	74
6	Optimierung	76
7	Zusammenfassung.....	87
	Literaturverzeichnis.....	89
	Formelzeichen und Indizes	94
	Abbildungsverzeichnis.....	96
	Tabellenverzeichnis.....	98
	Anhang.....	99

1 Einleitung

Die Möbelindustrie erfährt ein immer höheres Maß an Weiterentwicklung im Hinblick auf Automatisierung von Einrichtungsgegenständen. Dabei sollen Linearantriebe vielseitig, bei Sesseln, Tischen und Betten, zum Einsatz kommen. Vor allem der ergonomische und damit der gesundheitliche Aspekt stehen im Vordergrund. Dies kann nicht nur im medizinischen Bereich für bewegungsbeeinträchtigte Personen, sondern auch zur Vorbeugung von einseitigen Belastungen bei der täglichen Arbeit in Unternehmen dienen. Denn ein gesunder und motivierter Mitarbeiter ist ein Erfolgsfaktor für ein Unternehmen. Mit einem höhenverstellbaren Tisch, vgl. Abbildung 1.1, kann dieser Erfolg positiv beeinflusst werden. Dem Mitarbeiter ist es erstens möglich, eine für sich gesunde und optimale Sitzposition einzustellen, und zweitens stehend an seinem Platz zu arbeiten. Jedoch sollte ein Möbelstück durch den Einbau von Antrieben nicht an Ästhetik verlieren. Um ein ansprechendes Design umsetzen zu können, müssen diese Antriebe kompakt entwickelt und für den Kunden nicht sichtbar im Möbelstück verbaut werden.



Abbildung 1.1: höhenverstellbarer Tisch [Art & Office 2016]

In jedem Fuß eines Tisches befindet sich ein Antrieb bestehend aus einem Motor, einem zweistufigen Planetenzahnradgetriebe und einem Spindelsystem (vgl. Abbildung 1.2). Im Zuge der Miniaturisierung geht es hin zu schnelldrehenden Motoren mit geringem Ausgangsmoment. Um dennoch die geforderten Abtriebsmomente, welche aufgrund der hohen Hublasten bis 110kg

entstehen, an der Spindel zu erreichen, müssen dem Motor Getriebe nachgeschaltet werden. Diese Tatsache bedingt, dass in den Getrieben sehr hohe Zahneingriffsfrequenzen vorherrschen, welche zu störenden Geräuschen führen können. Da diese Tische vor allem im Wohn- oder Bürobereich, das heißt in ruhigen Umgebungen, eingesetzt werden, kann dieses akustische Problem zum negativen Kaufentscheid eines Kunden führen und ist somit zu lösen.



Abbildung 1.2: Antrieb eines höhenverstellbaren Tisches

In der Entwicklung sind vor allem die Herstellkosten ein wichtiger Aspekt. Es wird eine genaue Untersuchung aller Teile gefordert. Welche Materialien und Herstellungsmethoden sollen für das jeweilige Einzelteil verwendet werden? Welche davon sind günstig und effizient? Dabei ist zu beachten, dass die eingesetzten Methoden und Materialien die Funktionalität, Leistung und Lebensdauer des Getriebes nicht negativ beeinflussen.

1.1 Problemstellung

Das Hauptproblem bei den zurzeit produzierten Getrieben ist das störende Geräusch, das durch die hohe Zahneingriffsfrequenz der Zahnräder erzeugt wird. Aus diesem Problem heraus entstand die Idee, die derzeit eingesetzten Zahnräder gegen Reibräder zu tauschen. Ergebnisse aus schon zuvor durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Machbarkeit bestätigt und durch den

Einsatz von Reibrädern mit Gummi/Metall-Paarung eine subjektive Absenkung der Geräuschemission erzielt werden kann. Es wurde entschieden, ein Reibradgetriebe in ein Serienprodukt zu verbauen und zu testen. Dieses Getriebe (vgl. Abbildung 1.3) war ein zweistufiges Planetengetriebe. Jedoch wurde nur die erste Stufe mit einem Reibrad ausgestattet, da in der zweiten Planetengetriebestufe die Drehzahl niedriger und damit die Geräuschentwicklung geringer ist. Genauere Schalluntersuchungen mit diesem Getriebe ergaben eine Schalldrucksenkung um zirka 6 dBA bei Zahneingriffsfrequenzen von etwa 1500 Hz. Somit wurden die ersten Annahmen bestätigt. [Lautner 2015; Ernst 2012]

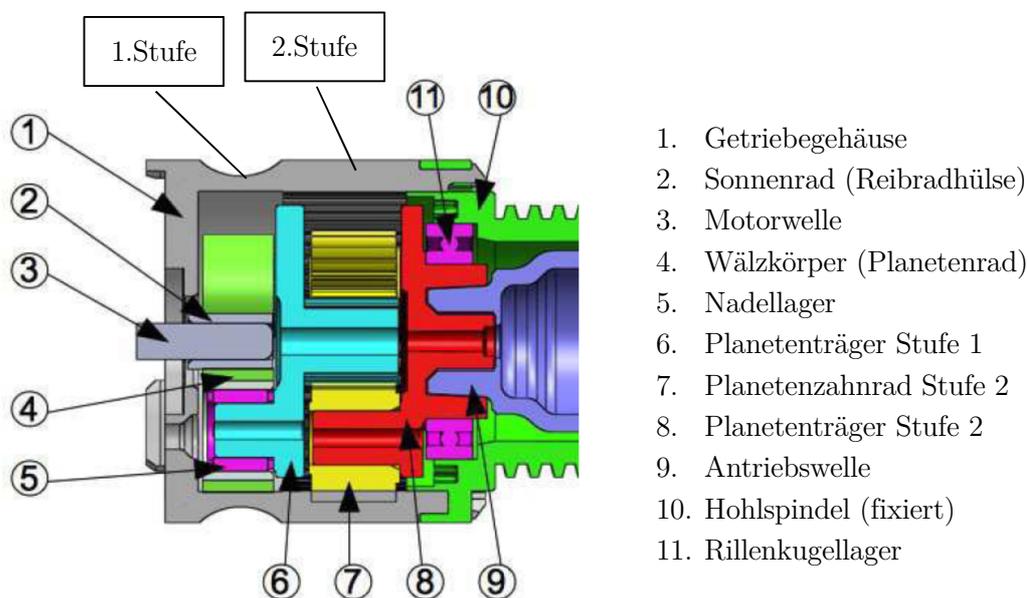


Abbildung 1.3: zweistufiges Planetengetriebe, 1. Stufe als Reibrad ausgeführt [Lautner 2015]

Nun stellt sich die Frage, ob ein Getriebe basierend auf Reibrädern auch mit Getriebekonzepten, wie Harmonic Drive-Getrieben, Doppelplanetengetrieben, Stufen-Planetengetrieben, usw. umsetzbar wäre. Es gibt verschiedene Getriebetypen, in denen Reibräder anstatt Zahnräder verbaut werden können. Aber welche von diesen liefern sinnvolle Leistungswerte, sind einfach in das bestehende System zu verbauen und überschreiten nicht die geforderten Kosten? An diese Getriebe werden hohe Anforderungen gestellt, welche in Tabelle 1.1 aufgelistet sind.

Des Weiteren ist noch nicht geklärt, welche Effekte ein Reibradgetriebe beeinflussen. Hierbei stellt sich die Frage, welche Faktoren es gibt und in welchem Maße sie auf bestimmte Zielgrößen, wie Wirkungsgrad, Ausgangsmoment, Verschleiß, usw. wirken.

Tabelle 1.1: Randbedingungen/Anforderungen für das Getriebe

Bezeichnung	Abk.	Wert	Einheit	Kommentar
Getriebeausgangsleistung	P_{aus}	20 – 100	W	Teillastbetrieb möglich
Übersetzung	i	4 – 35	-	Plus- oder Minusgetriebe
Bauraumdurchmesser	D	35 – 50	mm	
Bauraumlänge	L	20 – 40	mm	
Getriebeeingangsdrehzahl	n_{ein}	3000 – 6000	U/min	
Betriebszyklus	-	2 ein / 18 aus	min	10% duty cycle
Lebensdauer	-	110 – 150	h	10 Jahre oder 150.000 Zyklen

Schlussendlich ist der wirtschaftliche Aspekt miteinzubeziehen. Das zurzeit hergestellte Zahnradgetriebe besitzt sehr geringe Herstellkosten, welches das neue Getriebe nicht überschreiten soll. Welche Herstellungsmethoden und Materialien müssen für die Teile eines Reibradgetriebes verwendet werden, um dieser Kostenvorgabe gerecht zu werden? Auch der konstruktive Aspekt kann hier stark auf die Kosten einwirken und muss berücksichtigt werden.

1.2 Lösungsansatz und Ziele

Aufbauend auf das Konzept eines Reibradgetriebes sollen verschiedene Getriebekonzepte gefunden, untersucht und miteinander verglichen werden. Diese Konzepte müssen den Anforderungen laut Abschnitt 3.1 genügen. Zusätzlich zu diesen Leistungsmerkmalen und Bauraumverhältnissen darf der wirtschaftliche Aspekt des Getriebes nicht vergessen werden. Der Vergleich dieser Konzepte soll unter Zuhilfenahme von qualitativen, quantitativen und semi-quantitativen Bewertungsverfahren durchgeführt werden. Letztendlich muss aus diesem theoretischen Konzeptvergleich ein Getriebe, das für weitere Versuche verwendet werden soll, hervorgehen.

Aus den im Unternehmen bestehenden Zahnrad-Serienprodukten soll jenes Produkt gewählt werden, welches mit dem aus der Vergleichsstudie ermittelten Getriebekonzept leistungs- und bauraumtechnisch gut kombinierbar ist. Der Grund liegt im geringeren Entwicklungsaufwand durch einfache Adaptierung des Systems. Aus der Kombination des theoretischen Getriebes und des bestehenden Serienproduktes soll ein neues Getriebe basierend auf Reibrädern entstehen.

Im Anschluss ist eine technische Untersuchung nach den Leistungsmerkmalen des Getriebes an einem Prüfstand gefordert. Da es in einem Getriebe viele verschiedene Parameter gibt, welche Einfluss auf den Wirkungsgrad und das Ausgangsmoment besitzen, soll ein mathematisches Modell

entwickelt werden, welches für Wirkungsgrad-Abschätzungen eines Reibradgetriebes und als Optimierungshilfe dienen soll. Zusätzlich ist für die Untersuchung ein Prototyp zu entwickeln, welcher Messergebnisse liefert, die von verstellbaren Parametern abhängig sind. In diesem Schritt der Untersuchung müssen somit die technische Machbarkeit und der leistungstechnische Einsatz des Getriebes durch einen iterativen Versuchs- und Verbesserungsprozess festgestellt werden.

Als Grundlage der Untersuchungen und Vergleiche sollen Wissen und Daten der vorangegangenen Diplomarbeit von [Ernst 2012] und der Bachelorarbeit von [Lautner 2015] dienen, um den Fortschritt des Getriebes zur Serienreife zu beschleunigen. Die Arbeiten zeigen, dass der Einsatz einer Gummi/Metall-Paarung für diese kleinen Getriebe mit geringer Leistungsübertragung am erfolgversprechendsten ist. Somit soll ein Elastomer auf Polyurethanbasis (vgl. Anhang 16 und Anhang 17) als Reibpartner eingesetzt werden. Als Zylinder ausgeführte Reibräder, auf denen das Elastomer aufvulkanisiert wird, und die Erzeugung der Normalkraft in den Kontakten der Reibpartner durch Übermaß, stellen in Kombination das einfachste und somit kostengünstigste Vorgehen dar. Diese Erkenntnisse werden im neuen Getriebe umgesetzt.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein technisch abgesichertes Getriebekonzept zu entwickeln, welches als Grundlage für eine Serienproduktentwicklung dienen kann.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden im ersten Abschnitt die fundamentalen Effekte in einem Reibrad erläutert. Hierzu zählen die Tribologie, die möglichen Bewegungsarten, die auftretenden Verluste und Verschleißarten, sowie der Schlupf und seine Entstehung. Im zweiten Abschnitt erfolgt eine kurze Auflistung der Einsatzmöglichkeiten von Reibradgetrieben. Der letzte Abschnitt beschäftigt sich hingegen mit Methoden der Geräuschminimierung bei Reibradgetrieben.

2.1 Grundlagen der Reibräder

Das Prinzip eines Reibrades (vgl. Abbildung 2.1) beruht auf einer kraftschlüssigen Leistungsübertragung. Somit versetzt ein sich bewegender Körper nur durch Berührung einen zweiten Körper in Bewegung. Die Kraftübertragung erfolgt nach dem Coulombschen Gesetz:

$$F_T \leq \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

In der Kontaktzone soll ein großer Reibbeiwert vorherrschen, damit eine hohe Tangentialkraft erzeugt werden kann und es nicht zu übermäßigem Durchrutschen zwischen den Reibpartnern kommt. Zusätzlich sind Schlupf, Schmierung, Verschleiß und die Umgebungseinflüsse wichtige Parameter eines solchen Bewegungsvorganges. Dieses Prinzip ist ein Teil der Tribologie.

„Genau gesagt ist Tribologie die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie schließt nicht nur Wechselwirkungen zwischen Feststoffen ein, sondern auch jene, die zwischen Gasen, Flüssigkeiten und Feststoffen vorherrschen.“ Dies entstammt aus der englischen Originalfassung von [Jost 1966].

Es gibt viele Arten von Reibung. Für ein Reibradgetriebe sind Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung die wichtigsten (vgl. Abbildung 2.1). Bei der Gleitreibung können die Geschwindigkeiten in der Kontaktzone nach Betrag und Richtung verschieden sein. Dies tritt im Realfall immer auf. Der idealisierte Zustand, in dem die Geschwindigkeiten in Betrag und Richtung gleich sind und mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine momentane, in der Berührungsfläche liegende Drehachse vollführt, wird als Rollreibung bezeichnet. Diese drei

Reibungsarten können jeweils überlagert werden. Aus der Roll- und Gleitreibung entsteht zum Beispiel die Wälzreibung, welche bei Reibrädern auftritt. [Grote und Feldhusen 2011, S. E85-E86]

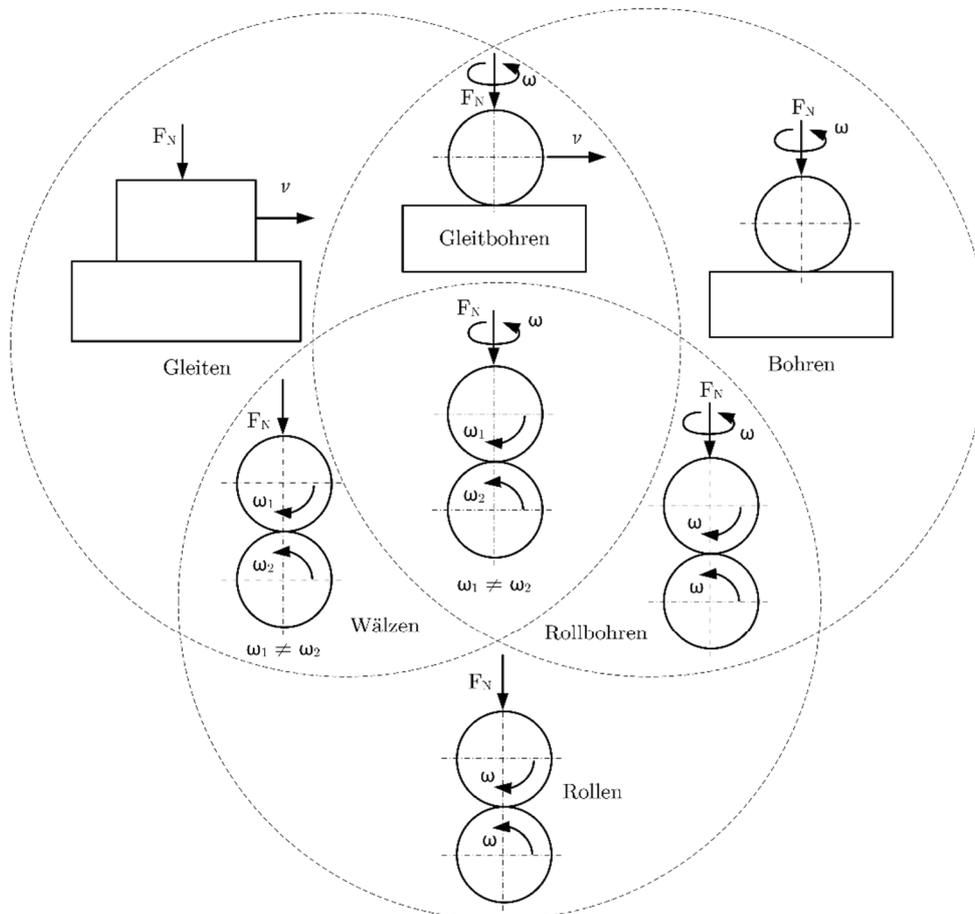


Abbildung 2.1: Bewegungsarten zwischen Reibpartnern (F_N Normalkraft, ω Winkelgeschwindigkeit, v Gleitgeschwindigkeit), angelehnt an: [Grote und Feldhusen 2011, S. E85; Albers et al. 2008, S. 16]

Einer der wichtigen Parameter eines Reibradgetriebes, wie in Gleichung (2.1) beschrieben, ist die Reibzahl μ . Anhand von Abbildung 2.2 (Festkörpergleitreibung) ist erkennbar, dass diese Zahl von mehreren Größen abhängt. Durch Senkung der Flächenpressung bei geringen Gleitgeschwindigkeiten ist nur eine geringe Steigerung der Reibzahl möglich. Bei hohen Geschwindigkeiten und Senkung der Flächenpressung ist eine steile Zunahme zu erkennen. Die Flächenpressung kann durch Veränderung der Anpresskraft eingestellt werden. Des Weiteren beeinflusst in diesem Fall eine niedrigere Umgebungstemperatur und damit die Temperatur der Reibpartner die Reibungszahl positiv. Daraus ist ersichtlich, dass diese Zahl kein konstanter werkstoffabhängiger Wert, sondern von Beanspruchungsbedingung und allen stofflichen Elementen, die an der Reibung teilnehmen, abhängig ist. Eine gute Kraftübertragung fordert eine hohe

Reibzahl, welche mit Elastomer/Metall ($\mu = 0,7$ für trockene Umgebung) als Reibpaarung erreicht werden kann. [Mittmann und Czichos 1975, S. 366–372; Niemann und Winter 1983, S. 199]

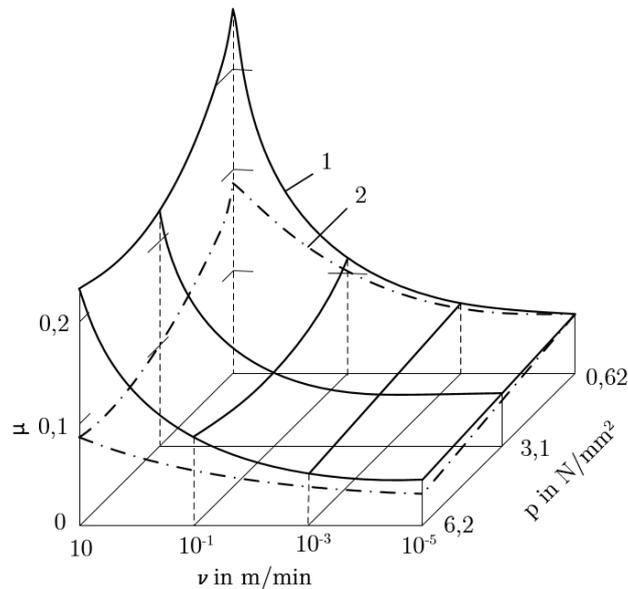


Abbildung 2.2: Reibungszahl μ einer PTFE-Stahl-Gleitpaarung, p Flächenpressung, v Gleitgeschwindigkeit, Umgebungsmedium: synth. Luft, 1: $T_a = 23$ °C, 2: $T_a = 70$ °C, angelehnt an: [Grote und Feldhusen 2011, S. E86]

Reynolds hat entdeckt, dass in der Realität in einem belasteten Wälzkontakt gleichzeitig ein Gleit- und Haftgebiet auftritt. Das Haftgebiet befindet sich immer am Einlaufrand und das Gleitgebiet immer am Auslaufrand des Kontaktes. Bei einer bestimmten maximalen Belastung kommt es zum vollständigen Gleiten im Kontakt. Diese Umstände bewirken den sogenannten Schlupf s_w . Dabei kann zwischen Gleit- und Deformationsschlupf unterschieden werden. Der im Reibradgetriebe auftretende Deformationsschlupf ist gleich der Deformation des Materials im Haftbereich des Kontaktes. Das Gleitgebiet führt wiederum zum Gleitschlupf, der bei hohem Gesamtschlupf wesentlich höher ist, als der Deformationsschlupf und umgekehrt. [Popov 2010, S. 123–125; Schramm 2002, S. 21]

Abbildung 2.3 zeigt, wie sich die Profilteilchen eines elastischen Rades im Kontaktbereich aufgrund von reinem Haften (Deformationsschlupf) verformen. Am Auslaufrand ist die Verformung u maximal und geht am Einlaufrand des Kontaktbereiches gegen null. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades $R \cdot \omega$ ist bei einem angetriebenen Rad infolge der Deformation u und somit des Schlupfs höher als die Geschwindigkeit v im Radmittelpunkt. Diese Geschwindigkeit v ist gleichzeitig die

Umfangs- oder Längsgeschwindigkeit des Kontaktpartners. Umgekehrt ist bei einem Bremsvorgang die Umfangsgeschwindigkeit des Rades geringer.

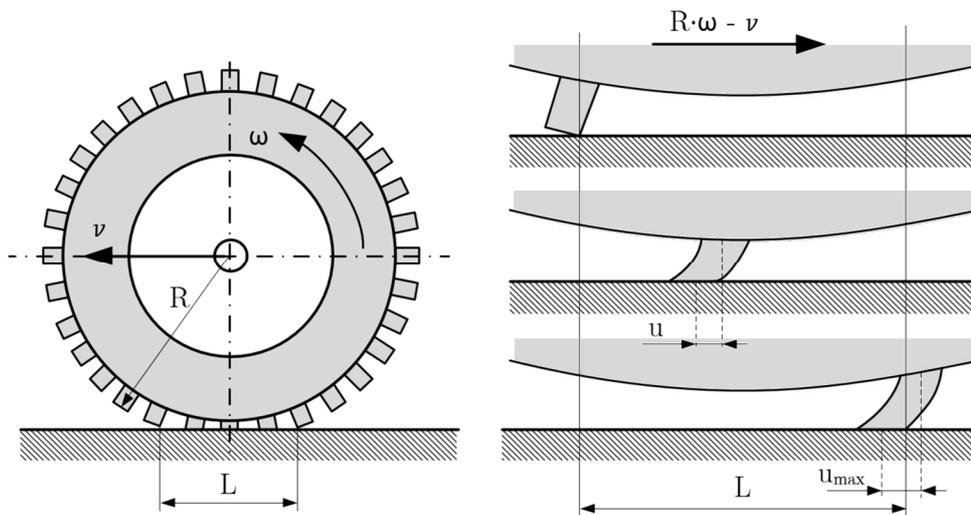


Abbildung 2.3: Profilteilchen im Kontaktbereich und Entstehung des Deformationsschlupfs, angelehnt an: [Rill 2001, S. 16]

Wie sich abhängig von Schlupf und Reibzahl das Haft- und Gleitgebiet in einem elliptischen Kontakt verändert, ist an der charakteristischen Schlupf-Reibzahlkurve (vgl. Abbildung 2.4) abzulesen. Hier ist ersichtlich, dass bei Schlupf gleich Null die Reibzahl gegen Null geht. Eine Kraftübertragung ist somit ohne Schlupf nicht möglich. Bei einem bestimmten Schlupfwert gibt es ein Maximum des Reibwertes. Steigt der Schlupf weiter, sinkt die Reibzahl wieder ab. Bei bestimmten Materialpaarungen kann es dazu kommen, dass die Grenz- oder Gleitreibzahl μ_g gleich der maximalen Reibzahl μ_{\max} ist.

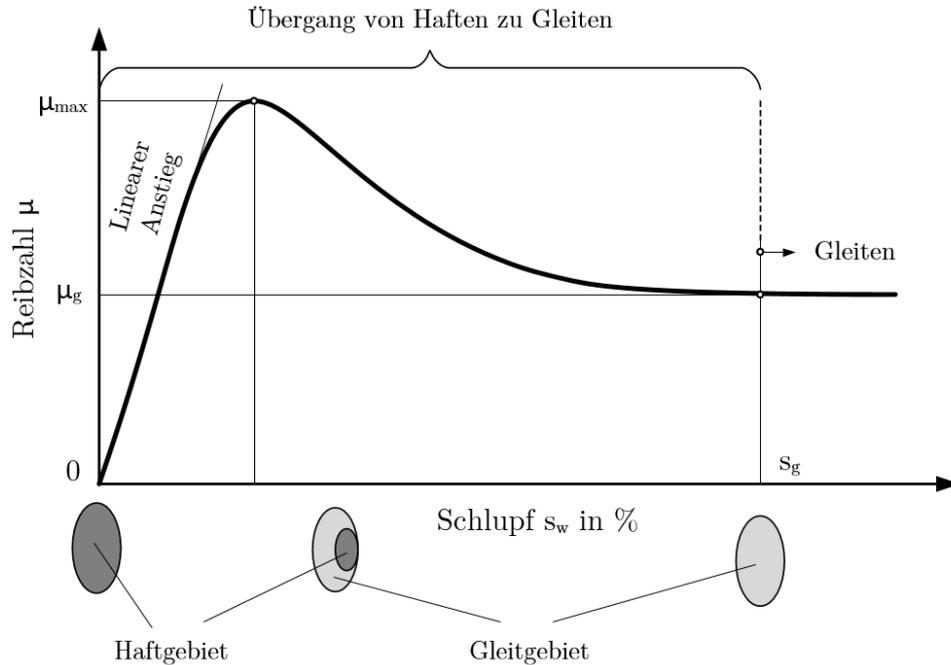


Abbildung 2.4: Schlupf-Reibungszahlkurve (schematisch), angelehnt an: [Winter und Gaggermeier 1979, S. 2–6, 55–62; Rill 2001, S. 18; Mehlan 2002, S. 12]

Wegen des Schlupfs, aber auch wegen der Grenzen von Werkstofffestigkeit, Reibverschleiß und Hertzscher Pressung besitzen diese Getriebe immer einen schlechteren Wirkungsgrad als gleichwertige Zahnradgetriebe (vgl. Abbildung 2.7). [Grote und Feldhusen 2011, S. G119]

Der Schlupf s_w sollte, um den Verschleiß zu mindern, gering gehalten werden. Er ist ein wichtiger Bestandteil eines Reibradgetriebes und ist mit der Umfangsgeschwindigkeit des treibenden Rades v_1 und der Umfangsgeschwindigkeit des angetriebenen Körpers v_2 definiert als:

$$s_w = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \tag{2.2}$$

Aufgrund des Schlupfs weicht die tatsächliche Übersetzung i_{tat} im Betrieb von der fixen theoretischen Übersetzung i_{th} ab. Diese Beziehung kann aus den Gleichungen, $v_1 = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$, $v_2 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2$, $i_{tat} = \frac{n_1}{n_2}$, $i_{th} = \frac{d_2}{d_1}$ und der Gleichung (2.2) für den Schlupf abgeleitet und mit Gleichung (2.3) beschrieben werden:

$$i_{tat} = \frac{i_{th}}{1 - s_w} \tag{2.3}$$

Das bedeutet, dass immer $i_{tat} \geq i_{th}$ gilt. Da der Schlupf im Betrieb bei Leistungsänderung nicht konstant ist, ändert sich die tatsächliche Übersetzung mit. Das führt dazu, dass die

Abtriebsdrehzahl, wenn diese eine Regelung erfordert, mit Sensoren erfasst werden muss und nicht von der Eingangsdrehzahl abgeleitet werden kann.

Wenn zusätzlich zum Betragsunterschied der Umfangsgeschwindigkeiten ein Richtungsunterschied hinzukommt, wird dieser Zusatzeffekt Schräglauf genannt, der zum Querschlupf führt. Dieser tritt meist bei nicht exakt achsparallelen Wellen auf und sollte wegen zusätzlichen Verschleiß‘ vermieden werden. Er kann bei bestimmten Getrieben für eine Übersetzungsverstellung genutzt werden. [Albers et al. 2008, S. 659]

Im Gegensatz zu Zugmittelgetrieben tritt bei Reibradgetrieben idealisiert nur ein punkt- oder linienförmiger Kontakt auf. Durch die Anpresskraft F_N , die notwendig ist, um eine Tangentialkraft zu erzeugen, entsteht in der Realität durch Abplattung beider Körper immer eine Berührfläche (aufgrund der Kontaktlänge) und darauf eine Druckverteilung p_H , die mit der Hertzschen Gleichung bestimmt werden kann (vgl. Abbildung 2.5). Bei weichen nichtmetallischen Werkstoffen findet die Theorie der Stribeckschen Wälzpressung Anwendung. Diese Wälzpressung k ist im Gegensatz zur Hertzschen Pressung nur eine Vergleichsgröße (entsteht aus Vergleichsflächen, -beanspruchungen, -kennwerten) und dient einzig allein dem Vergleich mit aus Versuchen ermittelten Kennwerten. [Grote und Feldhusen 2011, S. G114; Steinhilper und Röper 2000, S. 181]

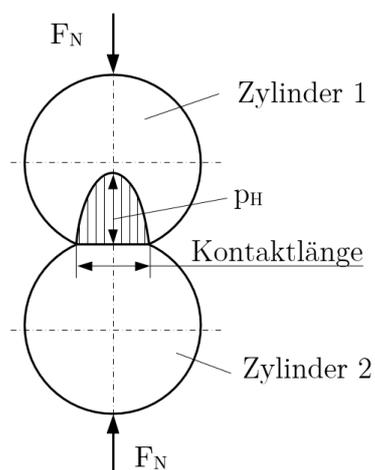


Abbildung 2.5: Kontakt zweier Zylinder mit Druckverteilung nach Hertz, angelehnt an: [Wittel et al. 2011, S. 75]

Der Verschleiß ist ein ständig auftretender und negativer Effekt bei Reibradgetrieben und wird vor allem bei Elastomeren noch nicht vollständig verstanden. Die vier Verschleißgrundarten - adhäsiver, abrasiver, korrosiver Verschleiß und Materialermüdung - können in einem Reibkontakt

auftreten (vgl. Abbildung 2.6). Die adhäsive Verschleißart tritt bei Materialpaarungen mit ungleichen Materialhärten auf und gilt somit bei Gummi/Metall Reibpaarungen. Der Verschleiß ist, entgegen der Vermutung, nicht unmittelbar an die Reibzahl geknüpft. Das heißt, dass mit hohen Reibzahlen ein geringer Verschleiß erzielt und beide Werte beinahe unabhängig voneinander optimiert werden können. Wie die Reibzahl ist der Verschleiß von Temperatur, Material, Rauheit, Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit, Verschmutzung, etc. abhängig. Dabei ist anzumerken, dass bei trockenlaufenden Reibrädern eine sehr glatte Oberfläche der Reibpartner vorherrschen soll. Dies bedeutet einerseits eine hohe Reibzahl und andererseits einen geringeren Verschleiß. [Popov 2010, S. 275–288]

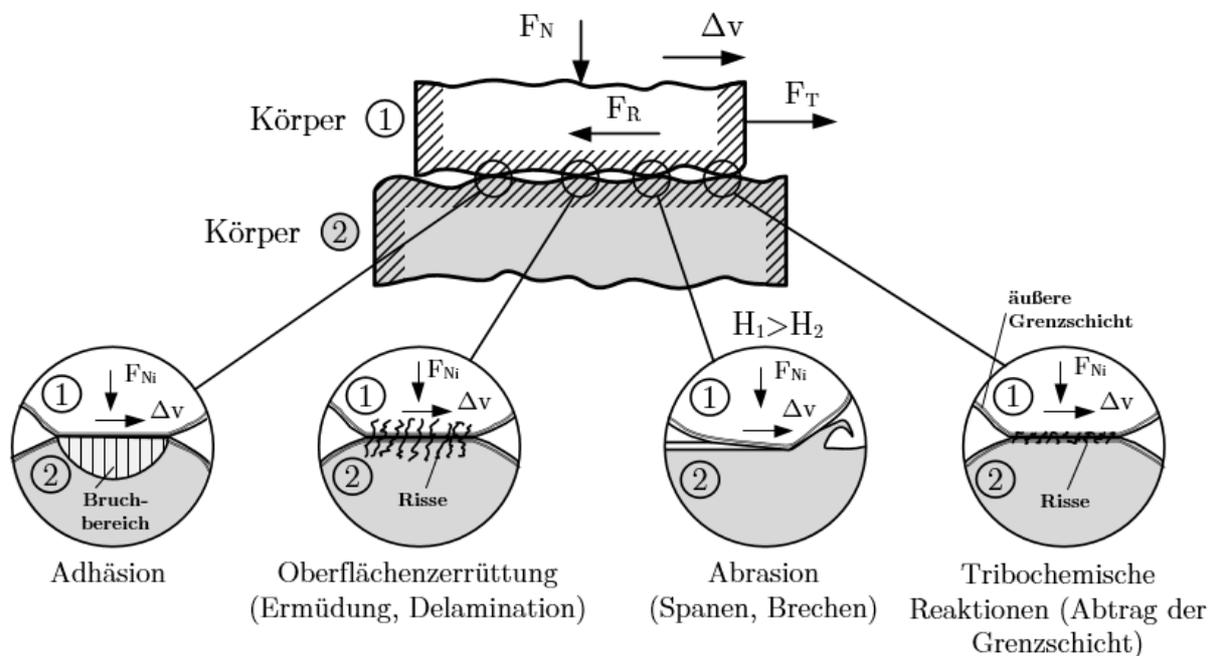


Abbildung 2.6: Verschleißarten (F_R Reibkraft, F_T Tangentialkraft, F_N Normalkraft auf den Körper, F_{Ni} Normalkraft auf Rauheitskontakt, Δv Relativgeschwindigkeit, H Härte des Körpers), angelehnt an: [Albers et al. 2008, S. 25]

Der Verlust eines Reibradgetriebes besteht aus Leerlauf-, Lager- und Reibungsverlusten [Niemann und Winter 1983, S. 207–208]. In den Reibungsverlusten sind die Walkverluste enthalten, welche vor allem bei Gummi als Reibwerkstoff entstehen. Diese Verluste treten vorwiegend in Form von Wärme in Erscheinung. Die dabei entstehende Wärme kann wiederum die Eigenschaften der Reibmaterialien beeinflussen. Da Elastomere als Reibwerkstoff nur geringere Temperaturen standhalten (Beispiel: kurzfristige Einsatztemperatur von Asmaprene C bis 100°C [ASMA® 2015a]), müssen diese Verluste minimiert werden. Zusätzlich besitzt Gummi eine schlechte

Wärmeleitfähigkeit, weswegen er sich bei hohen Temperaturen meist von innen zerstört. [Mehlan 2002, S. 26]

Durch die Kontroverse von Schlupf, Reibzahl, Verschleiß, Leistung und Wirkungsgrad ist eine Optimierung eines solchen Getriebes notwendig. Zusätzlich ist es aufgrund der entsprechend höheren Übertragungsverluste unwirtschaftlich, mehr als zwei Reibstellen hintereinanderschalten [Niemann und Winter 1983, S. 192]. Weitere Vor- und Nachteile eines Reibradgetriebes sind in Tabelle 2.1 angeführt.

Tabelle 2.1: Vor- und Nachteile von Reibradgetrieben [Niemann und Winter 1983, S. 189–217; Albers et al. 2008, S. 641–661; Continental 2008]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Für stufenlose Übersetzungsgetriebe geeignet • Geräuscharm bei weichen Gummi-Belägen • Geringe Geräusentwicklung bei gehärteten, geschliffenen und geschmierten Stahlreibflächen • Sicherheitsanwendung bei Überlast, z.B.: Kupplung • Wartungsfreier Betrieb • Einfache Montage • Einfach herstellbar • Wenig bewegte Teile 	<ul style="list-style-type: none"> • Vorhandener Schlupf • Niederer Wirkungsgrad wegen Schlupf • Keine konstante Übersetzung bei Leistungsänderung • Anpresskraft erforderlich • Vorrichtung um Anpresskraft zu erzeugen notwendig • Hoher Geräuschpegel bei schnelllaufenden, trockenen und metallischen Reibpaarungen • Hohe Erwärmung durch Reibung und Walken • Beschädigung bei Überlast • Geringere Leistung übertragbar als mit formschlüssigen Getrieben bei gleichem Leistungsgewicht • Für leistungsschwache Antriebe

2.2 Einsatzmöglichkeiten von Reibradgetrieben

Wie in Abbildung 2.7 zu sehen, reihen sich Reibradgetriebe vor allem bei niedrigen Leistungen und relativ hohem Leistungsgewicht ein. Sie finden in großer Bauweise Anwendung bei Palettenförderanlagen, Gurtförderanlagen, Stückgut-Sortieranlagen, Laufkatzen von Kränen, Flurförderzeuge, Paketförderbänder, Druckwerke, früher in Präge-/Stanz-/Pressmaschinen, sowie bei automatischen Parksystemen, Trommelantrieben und Fahrgeschäften bei Vergnügungsveranstaltungen (z.B. Achterbahnen) [Mehlan 2002, S. 28–29; Continental 2008]. Werden sie als Miniatur-Getriebe ausgeführt, sind sie in Überlastgetrieben für Drucker [Kawano 2004], in Kompressoren für Autos [HKS Co. 2015], Schallplattenspieler und Tonbandgeräte zu finden.

Miniaturplanetengetriebe auf Basis von Reibrädern können für Miniaturpumpen, Miniaturnachführantriebe, Kameralinsenantriebe und Antriebe für Miniaturroboter verwendet werden. Es wird von Mini- bis hin zu Nano-Getrieben mit einem Bauvolumen von 1mm^3 bis kleiner $10^3\mu\text{m}^3$ gesprochen. [Hagg und van Brink 1999]

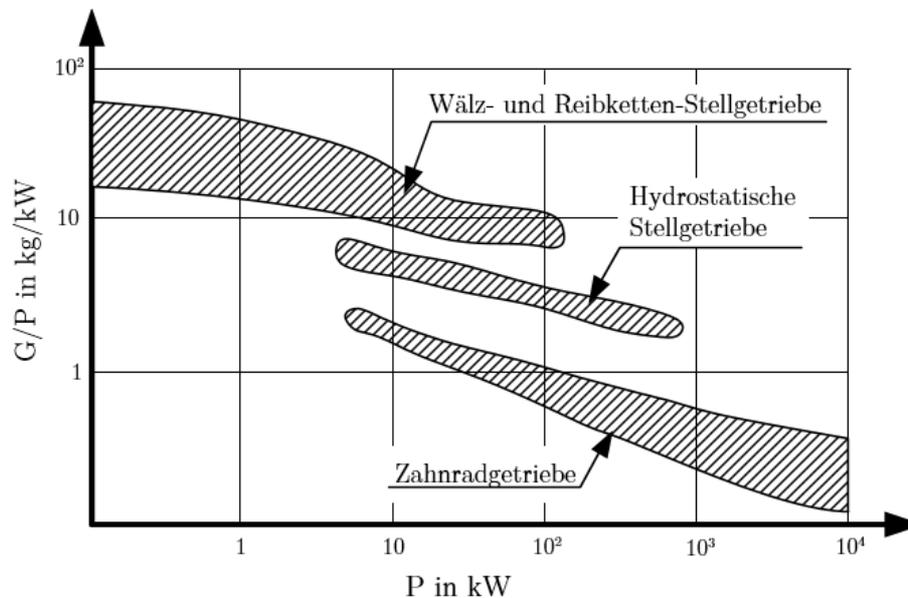


Abbildung 2.7: Einordnung der Wälzgetriebe nach Leistungsgewicht (G/P) und Leistungsbereich (P), angelehnt an: [Continental 2008]

2.3 Methoden zur Geräuschminimierung bei Reibradgetrieben

Das Geräuschverhalten kann durch den Einsatz von weichen Materialien wie Gummi minimiert werden. Auch beim Einsatz von zwei metallischen Kontaktpartnern können mit Hilfe von Traktionsfluiden der Geräuschpegel und der Verschleiß minimiert werden. Des Weiteren besitzt eine gehärteter Stahl/gehärteter Stahl-Paarung eine um 90% höhere Übertragungsleistung als eine Gummi/Stahl-Paarung. Schmierstoffe dürfen bei Gummireibrädern nicht in die Kontaktstellen gelangen, da die Reibzahl drastisch sinkt. Im Getriebe befindliche Lager sind für Reibradgetriebe mit Elastomeren gut abzudichten. [Niemann und Winter 1983, S. 197,200]

3 Entwicklung eines Getriebekonzeptes

Im folgenden Kapitel werden verschiedenste Getriebevarianten, welche das Reibrad-Planetengetriebe substituieren können, erläutert. Eine Zusammenfassung all ihrer Vor- und Nachteile dient als Grundlage für ein Bewertungsverfahren. Dieses Verfahren soll aus den Getriebevarianten ein für den Einsatz und die Bedingungen günstiges Getriebe ermitteln.

3.1 Anforderungsliste

In erster Linie muss eine Getriebevariante die Leistungsparameter, laut Tabelle 1.1, einhalten. Das heißt, dass die Parameter des zu entwickelnden Getriebes in jedem dieser Wertebereiche liegen sollten. Dies ist im ersten Schritt der Auswahl einer Getriebevariante nicht möglich, da die Leistung und die Lebensdauer für alle Varianten nur schwierig abgeschätzt werden können. Für die Vergleichsanalyse werden daher die auf ein Zahnradgetriebe bezogenen Wirkungsgrade jeder Variante aus der Literatur herangezogen. Da die Wirkungsgrade auch von der Übersetzung abhängig sind, wird ein Wirkungsgrad-Bereich für die Konzeptauswahl verwendet.

Laut Anforderungen dürfen nur Getriebe mit koaxialen An- und Abtrieb verwendet werden. Durch diese kann der Bauraum minimiert und die Ästhetik erhalten werden. Ein unter dem Tisch angebrachter 90°-Antrieb, wie zum Beispiel ein Schneckengetriebe, kann nur mit viel Aufwand kompakt und versteckt in Teleskop-Tischfüßen verbaut werden.

Ein weiteres Kriterium für die Getriebekonzeptauswahl ist der Verzicht auf Kegelräder. Sie sind komplexer herzustellen als zylindrische Räder. Darüber hinaus müssen sich die Drehachsen der Räder und die Berührfläche genau in einem Punkt schneiden, da es ansonsten zu zusätzlichem Bohrschlupf kommt, der die Verluste unnötig steigert. Diese geometrische Bedingung erfordert außerdem eine höhere Toleranzgenauigkeit, welche sich in den Herstellungskosten niederschlägt.

Die Untersuchung der Getriebekonzepte soll alle Getriebetopologien einer Getriebevariante beinhalten. Das heißt, dass die unterschiedlichen Kombinationen von Antrieb zu Abtrieb der verschiedenen Teile (Steg, Sonnenrad, Hohlrad, ...) analysiert werden. Der Grund dieser Studie liegt darin, dass es einen Außenläufermotor, welcher bei gleichem Bauraum ein höheres Moment

liefern kann, als Option zum normalen Innenläufermotor gibt. Die Untersuchung soll zeigen, ob dieser Außenläufermotor zum Einsatz kommen kann.

3.2 Getriebekonzepte

Um ein verwertbares Konzept eines coaxialen Getriebes zu finden, werden verschiedenste Arten miteinander verglichen. Der Aufwand der Konzept-Untersuchung sollte jedoch in Grenzen gehalten werden. In [Mulzer 2010] wurden 222 coaxiale Getriebe aus zwei gekoppelten Standardplanetengetrieben abgeleitet. Das Ergebnis zeigt verschiedenste Varianten von Stirnrad-, Kegelrad- und Exzentergetriebe. Diese zu vergleichen und zu untersuchen würde zu viel Zeit in Anspruch nehmen. Darum fällt die Auswahl auf die neun nachstehenden Getriebearten, aus [Mulzer 2010] und [Maul Konstruktion 2015], wobei vor allem darauf geachtet wird, dass möglichst große Unterschiede vorhanden sind. Diese Unterschiede zeigen sich im Aufbau und in der Funktionsweise der verschiedenen Getriebe.

Jedes der folgenden neun Getriebe wird dahingehend untersucht, dass zuerst jede Getriebetopologie herausgefiltert und deren Übersetzungsbereiche bestimmt werden. Danach werden alle Vor-, Nachteile und Verbesserungsmaßnahmen der jeweiligen Getriebe auf Basis von Zahnradgetrieben, sowie Probleme beim Einsatz von Reibrädern ermittelt, um die verschiedenen Getriebekonzepte mittels qualitativen, quantitativen und semi-quantitativen Parametern miteinander zu vergleichen.

Einen wichtigen Vergleich zeigen Abbildung 3.1 und Abbildung 3.2. Hier sind verschiedene Getriebearten und -topologien bezüglich deren Abhängigkeit von Übersetzung zu Durchmesser Verhältnis aufgetragen. Sie zeigen den Platzbedarf jedes Getriebes für eine bestimmte Übersetzung (die Drehrichtung und somit das Vorzeichen der Übersetzung ist vernachlässigt) und die gegebenen Geometriebedingungen in radialer Richtung. Somit erleichtern sie die Suche nach einem für die Anwendung passenden Getriebe. Außerdem können die Getriebekonzepte leichter miteinander verglichen werden.

Das Durchmesser Verhältnis auf der Ordinate bestimmt sich aus größtem benötigten Außendurchmesser (benötigte Wandstärken des Hohlrades nicht inkludiert) und kleinstem Zahnrad Durchmesser (Ritzeldurchmesser) des Getriebes. Da bei Harmonic Drive-Getrieben,

klassischen Akbar-Getrieben und Cyclo-Getrieben kein Sonnenrad vorhanden ist, wird als kleinster Ritzeldurchmesser bei Harmonic Drive-Getrieben der Flexspline (vgl. Abschnitt 3.2.8) und bei den anderen beiden Getrieben das erste Planetenrad herangezogen.

Im Unterschied zu Abbildung 3.2, bei der die angegebenen Getriebe bei bestimmtem Durchmesser Verhältnis nur eine bestimmte Übersetzung erreichen, können die Getriebearten in Abbildung 3.1 für ein und dasselbe Verhältnis verschiedene Übersetzungen annehmen. Somit ist die Übersetzung dieser Getriebe in einem bestimmten Bereich (z.B.: linker oberer Bereich für das zweistufige Stirnradgetriebe) unabhängig von Durchmesser Verhältnis und Platzbedarf. Das heißt, dass bei einem Planetengetriebe bei höherer benötigter Übersetzung (wenn das Ritzel nicht verkleinert werden kann) immer eine Vergrößerung des Außendurchmessers von Nöten ist.

Grundsätzlich ist zu sagen, dass Getriebe mit geringem Durchmesser Verhältnis immer zu bevorzugen sind, da sie kompakter gebaut werden können. Jedoch ist darauf zu achten, dass die benötigte Übersetzung erreicht werden kann. Aus diesen Erkenntnissen heraus ist das ebene Akbar-Getriebe immer die beste Wahl, wenn es ausschließlich um radiale Geometriebedingung und Übersetzung geht. Nachteilig ist zu sagen, dass beide Abbildungen lediglich die geometrische Umsetzbarkeit zeigen, jedoch die Faktoren Verformung, Belastbarkeit, usw. nicht berücksichtigen. Ein gutes Beispiel ist das Harmonic Drive-Getriebe. Bei diesem treten bei kleinen Übersetzungen hohe Verformungen eines Bauteils auf, was in der Realität schwer bis gar nicht umsetzbar ist.

Die Linien in Abbildung 3.1 stellen einen geometrischen und konstruktiven Grenzwert dar. Für Akbar-Getriebe ist dieser Grenzwert nicht erreichbar, da man eine Wandstärke von null benötigen würde. Alle anderen Getriebe sind in der Lage, diesen Grenzwert aus Sicht der konstruktiven Machbarkeit zu erreichen.

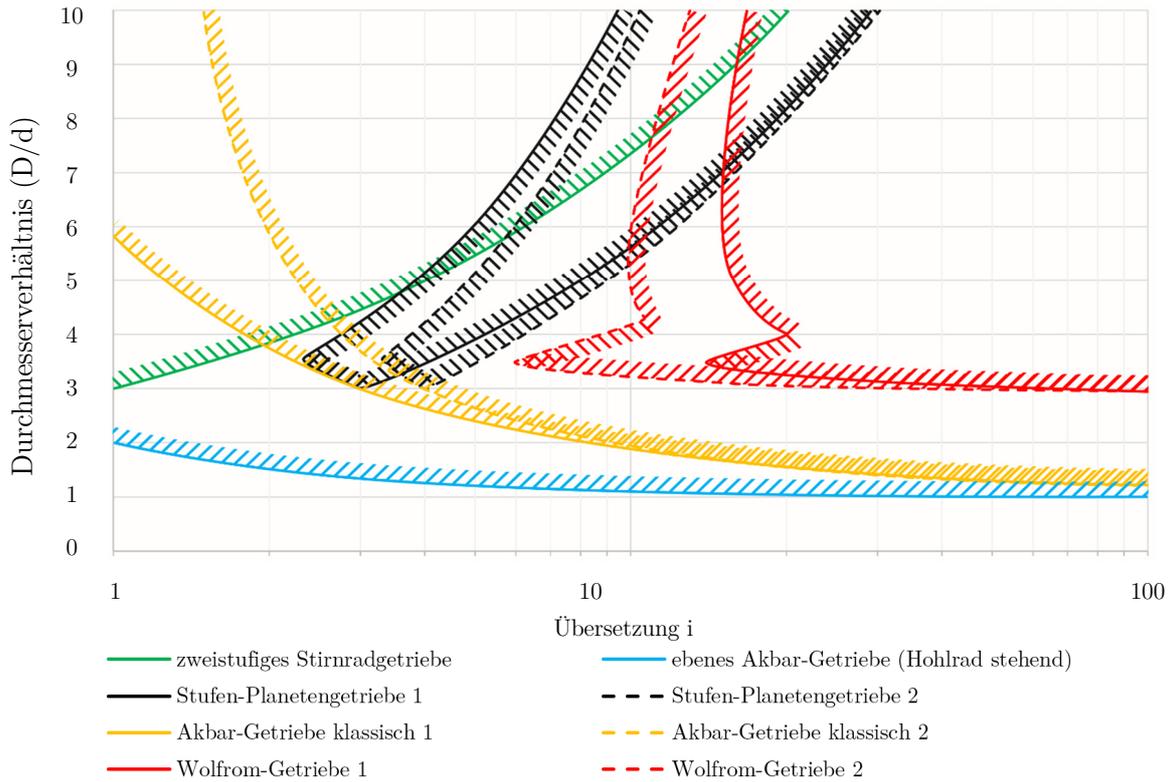


Abbildung 3.1: Platzbedarf für verschiedene Getriebearten (a) (für Bezeichnungen vgl. Tabelle 3.5)

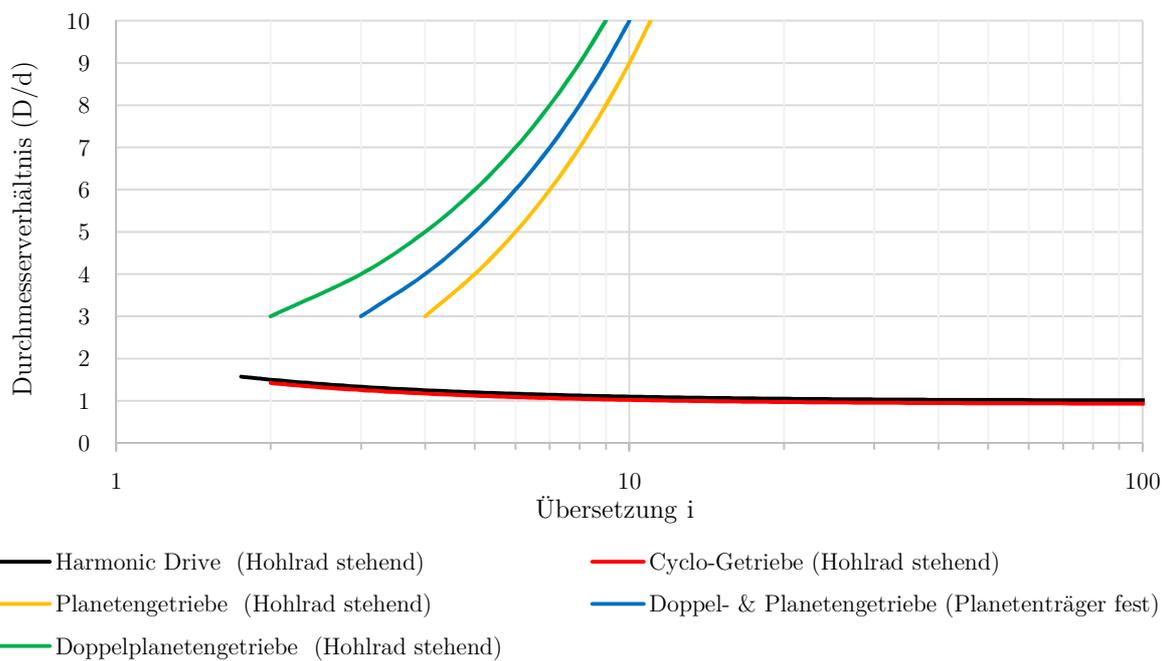


Abbildung 3.2: Platzbedarf für verschiedene Getriebearten (b)

Ein wichtiges Thema bei Reibrädern ist die Anpresskraftaufbringung. Diese setzt meist elastische Bauteile oder geteilte Sonnenräder voraus. Aus [Ernst 2012] geht hervor, dass für kleine Getriebe wegen des Platzbedarfs meist nur die Lösung einer Vorspannkraftaufbringung durch Übermaß

möglich ist. Diese Art ist grundsätzlich für alle Getriebe umsetzbar. Trotzdem werden für die nachfolgenden Getriebe weitere Möglichkeiten in Betracht gezogen und untersucht.

3.2.1 Zweistufiges Stirnradgetriebe

Dieses Getriebe ist ein doppeltes Stirnradgetriebe, wobei Ab- und Antriebswelle koaxial ausgeführt sind. Ein Stirnradgetriebe stellt das einfachste Getriebe dar, kann aber ohne zweite Stufe nicht koaxial ausgeführt werden. Der Aufbau und das Prinzip sind in Abbildung 3.3 und die Vor- und Nachteile des Getriebes in Tabelle 3.1 zu sehen. Die Übersetzung ist in einem bestimmten Bereich vom Durchmesser Verhältnis unabhängig. Werden hohe Übersetzungen benötigt, bedingt dies einen großen radialen Bauraum. Des Weiteren ist das zweistufige Stirnradgetriebe ein Plusgetriebe (= Getriebe, bei dem Eingangs- und Ausgangswelle denselben Drehsinn besitzen, im Gegensatz zum Minusgetriebe, wo beide Wellen einen gegenläufigen Drehsinn aufweisen) und der Wirkungsgrad eines solchen Getriebes mit Zahnrädern liegt bei zirka 98% [Grote und Feldhusen 2011, S. G121]. Um eine Übersetzung ($i > 2$) zu erreichen, ist nur jene Antriebsvariante möglich, bei der über das kleinste zentrale Rad an- und das größte zentrale Rad abgetrieben wird (vgl. Prinzip in Abbildung 3.3). Verbesserungsmaßnahmen bei einem zweistufigen Stirnradgetriebe können durch den Einsatz von zwei und mehr Zwischenwellen ermöglicht werden. Dadurch besitzt das Getriebe mehr Berührungspunkte und die Übertragungsfähigkeit steigt. Zusätzlich kann bei der zweiten Stufe wegen der geringeren Umfangsgeschwindigkeit der Einsatz von Zahnrädern belassen werden.

Eine weitere Art der Vorspannkraftaufbringung kann hier durch den Einsatz einer Feder realisiert werden. Dabei soll die Feder die Zwischenwelle mit einer vordefinierten Kraft zur Zentralwelle drücken oder ziehen.

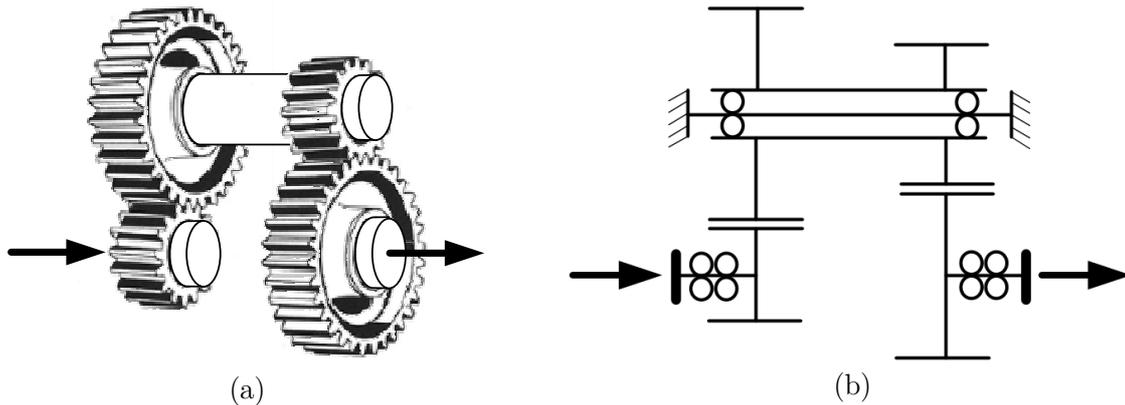


Abbildung 3.3: Aufbau und Prinzip eines (a) Ein- und (b) zweistufigen Stirnradgetriebes, angelehnt an: [Niemann und Winter 2003, S. 7; Mulzer 2010]

Tabelle 3.1: Vor- und Nachteile des zweistufigen Stirnradgetriebes

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Einfache Bauweise • Wenig Know-How nötig • Übersetzung durch einfachen Austausch der Zahnräder änderbar • Geringe Komplexität • Mittlere/r Änderungen/Entwicklungsaufwand am bestehenden System nötig • Keine Unwucht, da kein Exzentergetriebe 	<ul style="list-style-type: none"> • Schlechte Kraftverteilung • Hohe Lagerkräfte • Keine kompakte Bauweise mit hoher Übersetzung • Geringe Schockabsorption • Nicht selbsthemmend • Symmetrische Bauweise nur beim Einbau von mehreren Zwischenwellen • Schlechter Reibkontakt zwischen großem und kleinem Rad bei hoher Übersetzung • Hohe Umfangsgeschwindigkeit in den Reibkontakten, da kein Umlaufgetriebe • Hohe Anpresskraft nötig • Maximale Übersetzung vom Bauraumdurchmesser abhängig • Bauraumlänge muss größer ausgeführt werden

3.2.2 Planetengetriebe

Diese Planetengetriebe sind laut Abbildung 3.4 einfache Umlaufgetriebe. Dabei sind mehrere Planetenräder um ein Sonnenrad angeordnet, welches als Zentralrad fungiert. Diese Planetenräder wiederum sind mit Stegen und parallelen Achsen verbunden und laufen in einem Hohlrad (besitzt Innenverzahnung) um. Sie ziehen Kreisbahnen im Gehäuse. In Standardanwendungen wird über das Sonnenrad an- und über den Planetenträger abgetrieben. In speziellen Applikationen, wie zum Beispiel in Autos, können Planetengetriebe durch verschiedenste An- und Abtriebstopologien als Schaltgetriebe verwendet werden. [Naunheimer et al. 2007, S. 175]

Die Vor- und Nachteile des Getriebes sind in Tabelle 3.2 zu sehen. Beim Planetengetriebe ist die Übersetzung vom Durchmesser Verhältnis abhängig. Das bedeutet, dass erst durch Steigerung des Außendurchmessers des Getriebes bei vorgegebenem Ritzel größere Übersetzungen erzielt werden können. Das Prinzip zeigt laut Abbildung 3.4 (b) ein Plusgetriebe. Im Gegensatz dazu ist das Planetengetriebe in Abbildung 3.4 (c) mit feststehendem Planetenträger ein Minusgetriebe, welches wegen des sich bewegten Hohlrades weniger kompakt gebaut werden kann. Die Kombinationen Antrieb über Hohlrade oder Planetenträger und Abtrieb über Sonnenrad sind für den konkreten Anwendungsfall nicht möglich, da diese keine nützlichen Übersetzungen erbringen. Der maximale Wirkungsgrad eines Planetengetriebes bewegt sich zwischen 96% und 98%. [Grote und Feldhusen 2011, S. G147]

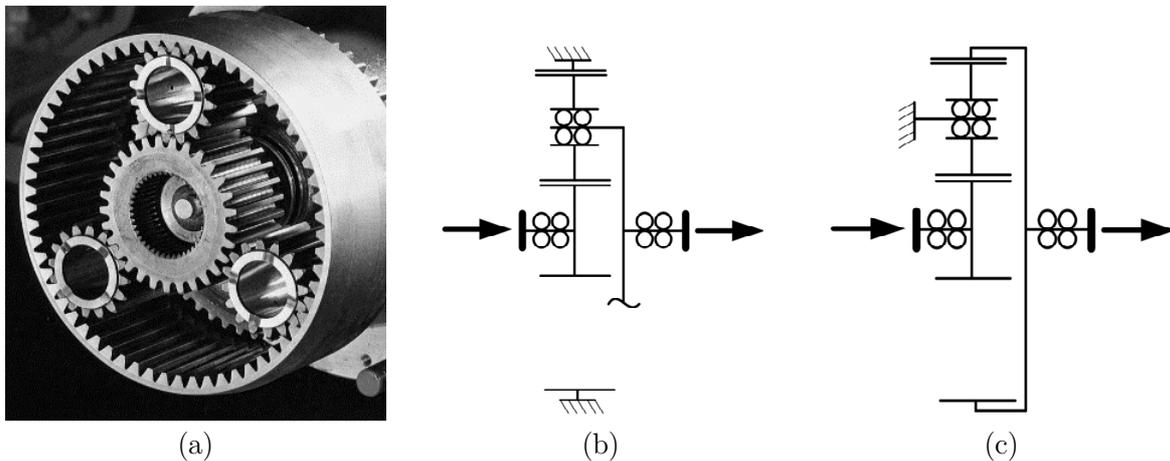


Abbildung 3.4: Planetengetriebe, Aufbau und Prinzip, angelehnt an: [Magirus Deutz 2015; Mulzer 2010]

Tabelle 3.2: Vor- und Nachteile des Planetengetriebes [Grote und Feldhusen 2011, S. G146-G154; Harmonic Drive AG 2015b]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Symmetrische Bauweise • Kompakte Bauweise • Sonnenrad, Hohlrade und Planetenräder nur auf Torsion beansprucht • Kräfteverteilung an mehreren Planetenrädern, viele Berührungspunkte • Steifes Getriebe • Geringer Entwicklungsaufwand, da Produkt schon vorhanden • Gute Kraftübertragung zwischen Hohlrade und Planetenrad 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Höheres Spiel als Harmonic Drive-Getriebe • Wiederholgenauigkeit nicht so hoch wie beim Harmonic Drive-Getriebe • Höhere Lagerkräfte an den Planetenrädern • Exakte Fertigung nötig • Schlechter Kontakt zwischen Sonnenrad und Planetenrad, wenn kleines Verhältnis von Sonnen- zu Planetendurchmesser

3.2.3 Doppelplanetengetriebe

Das Doppelplanetengetriebe ist eine Abwandlung des einfachen Planetengetriebes. Dabei werden zwei Planetenräder, welche gleiche oder unterschiedliche Durchmesser besitzen können, verwendet, um eine Berührstelle zwischen Sonnenrad und Hohlrad aufzubauen. Im Gegensatz zum einfachen Planetengetriebe kehrt sich hier die Drehrichtung um. Das bedeutet, dass Abbildung 3.5 (b) ein Minusgetriebe und Abbildung 3.5 (c) ein Plusgetriebe darstellt. Auch beim Doppelplanetengetriebe ist wie beim Planetengetriebe die Übersetzung vom Durchmesserverhältnis abhängig. Die Doppelplanetengetriebe besitzen etwas niedrigere Wirkungsgrade als die Planetengetriebe. Der Grund liegt in der zusätzlichen Berührstelle des zweiten Planetenrades, wodurch Reibung zu weiteren Verlusten führt. Weitere Vor- und Nachteile sind in Tabelle 3.3 angeführt. [Fischer et al. 2012, S. 112–113; Grote und Feldhusen 2011, S. G147]

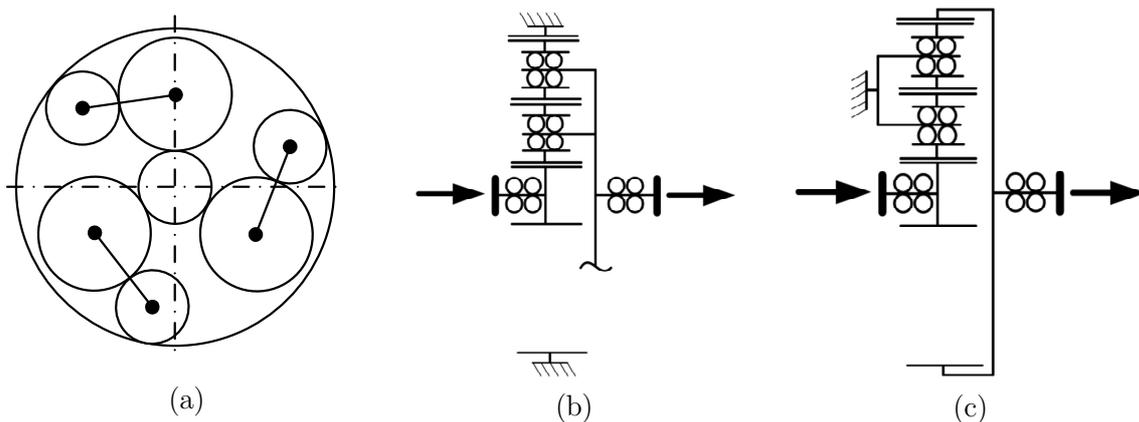


Abbildung 3.5: Doppelplanetengetriebe, Aufbau und Prinzip, angelehnt an: [Mulzer 2010]

Tabelle 3.3: Vor- und Nachteile des Doppelplanetengetriebes

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Symmetrische Bauweise • Kompakte Bauweise • Gegenläufige Drehrichtung, im Gegensatz zum einfachen Planetengetriebe und Stufen-Planetengetriebe • Geringer Entwicklungsaufwand • Gute Kraftübertragung an der Hohlwelle • Kurze Bauraumlänge möglich • Integrierbarkeit in bestehendes System möglich • Sonnenrad, Hohlrad und Planetenräder nur auf Torsion beansprucht 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Höheres Spiel als Harmonic Drive-Getriebe • Wiederholgenauigkeit nicht so hoch wie bei Harmonic Drive-Getriebe • Höhere Lagerkräfte an den Planetenrädern • Komplexere Bauweise als einfaches Planetengetriebe • Exakte Fertigung nötig • Weniger Know-How im Unternehmen als bei einfachem Planetengetriebe

<ul style="list-style-type: none"> • Einfache Normalkraftaufbringung durch federgestellten Planetenträger oder verspannte Planetenräder möglich 	<ul style="list-style-type: none"> • Schlechter Kontakt zwischen den Planetenrädern und dem Sonnenrad • Bauraumdurchmesser kann zum Problem werden, da viele Planetenräder zwischen Sonnenrad und Hohlrad gepackt werden müssen
--	---

3.2.4 Stufen-Planetengetriebe

Das Getriebe in Abbildung 3.6 stellt eine weitere Abwandlung des einfachen Planetengetriebes dar. Das Planetenrad besteht aus zwei axial festverbundenen Planetenrädern, welche zwei unterschiedliche Durchmesser aufweisen. Laut Abbildung 3.6 (b) bringt das Sonnenrad das Moment auf einer Seite des Planetenrades ein und über die zweite Seite wird das Moment auf den Planetenträger übertragen. Bei diesem Getriebe ist, wie beim Planetengetriebe, ein maximaler Wirkungsgrad zwischen 96% und 98% erreichbar [Grote und Feldhusen 2011, S. G147]. Beim Stufen-Planetengetriebe ist die Übersetzung, wie in Abbildung 3.1 zu sehen, in einem gewissen Bereich unabhängig vom Durchmesser Verhältnis. Des Weiteren ist das Stufen-Planetengetriebe ähnlich dem Planetengetriebe bei feststehendem Hohlrad ein Plusgetriebe und bei feststehendem Planetenträger ein Minusgetriebe. Bei feststehendem Planetenträger (vgl. Abbildung 3.6 (a)) stellt es eine Abwandlung des zweistufigen Stirnradgetriebes dar. Die Vor- und Nachteile des Getriebes sind in Tabelle 3.4 zu sehen. Wie beim zweistufigen Stirnradgetriebe ist auch bei diesem Getriebe die Ausführung der zweiten Stufe mit Zahnradern möglich, da dort eine geringere Umfangsgeschwindigkeit vorherrscht und die Zahneingriffsfrequenz wesentlich geringer ist.

„Bei Stufenplaneten ist zusätzlich eine genaue gegenseitige Lagezuordnung ihrer beiden Planetenzahnkränze und eine Markierung der in Montagestellung kämmenden Zahnpaare erforderlich.“ [Grote und Feldhusen 2011, S. G150]

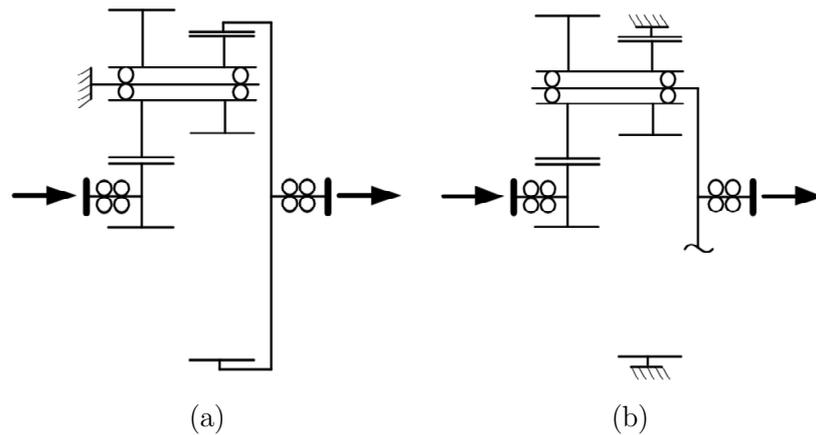


Abbildung 3.6: Prinzip eines Stufen-Planetengeriebepaars, angelehnt an: [Mulzer 2010]

Tabelle 3.4: Vor- und Nachteile des Stufen-Planetengeriebepaars

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Symmetrische Bauweise • Sonnenrad und Hohlräder nur auf Torsion beansprucht • Höhere Übersetzung bei gleichem Durchmesser Verhältnis als bei einfachen Planetengeriebepaars möglich • Integrierbarkeit in bestehendes System 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Höheres Spiel als Harmonic Drive-Getriebe • Wiederholgenauigkeit nicht so hoch wie beim Harmonic Drive-Getriebe • Höhere Lagerkräfte an den Planetenrädern • Komplexe Bauweise • Längere Bauweise als einfache Planetengeriebepaars wegen Stufenplanet • Exakte Fertigung nötig • Höherer Entwicklungsaufwand • Bei zu hoher Übersetzung schlechter Kontakt zw. Sonnenrad und Planetenrad

3.2.5 Wolfrom-Getriebe

Das Wolfrom-Getriebe ist, wie in Abbildung 3.7 dargestellt, ein erweitertes Stufen-Planetengeriebepaars. Bei hohen Übersetzungen, zum Beispiel $i = 100$, beträgt der Wirkungsgrad in etwa 95%. Jedoch sind maximale Wirkungsgrade bis 97,4% mit verlustarmen Getrieben erreichbar [Höhn et al. Oktober.2014, S. 6–11]. Auch hier ist die Übersetzung in einem gewissen Bereich vom Durchmesser Verhältnis unabhängig (vgl. Abbildung 3.1). Die Übersetzung kann beim Wolfrom-Getriebe Werte bis $i = 40000$ (je nach Verhältnis der Planetendurchmesser $\left(\frac{d_1}{d_2}\right)$) annehmen [Böge et al. 2013, S. 128]. Im Gegensatz zum Stufen-Planetengeriebepaars kann dieses Verhältnis $\left(\frac{d_1}{d_2} < 1 \text{ oder } \frac{d_1}{d_2} > 1\right)$ beim Wolfrom-Getriebe den Unterschied zwischen Plus- oder Minusgetriebe ausmachen. Bei bestimmter Variation von An- zu Abtrieb können mit dem Wolfrom-Getriebe

verschiedenste Getriebearten erzeugt werden. Diese Getriebearten und Topologien sind in Tabelle 3.5 aufgelistet. Weitere Vor- und Nachteile des Getriebes zeigt Tabelle 3.6. Da in der zweiten Stufe eine geringe Umfangsgeschwindigkeit vorherrscht, kann beim Wolfrom-Getriebe die zweite Stufe mit Zahnradern ausgeführt werden.

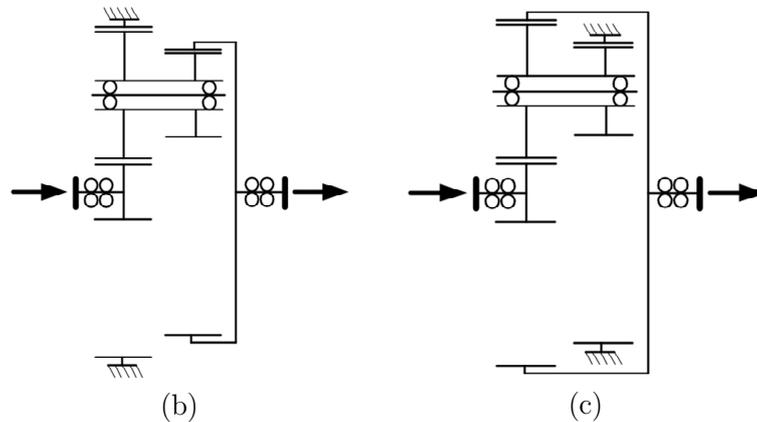


Abbildung 3.7: Prinzip eines Wolfrom-Getriebes, angelehnt an: [Mulzer 2010]

Tabelle 3.5: Abwandlungen vom Wolfrom-Getriebe je nach Variation von An- zu Abtrieb

Antrieb	Abtrieb	Feststehend	Getriebeart	laut
Sonnenrad	Hohlwelle 2	Hohlwelle 1	= Wolfrom-Getriebe 1	Abbildung 3.7 (b)
Sonnenrad	Hohlwelle 2	Planetenträger	= Stufen-Planetengetriebe 1	Abbildung 3.6 (b)
Sonnenrad	Hohlwelle 1	Hohlwelle 2	= Wolfrom-Getriebe 2	Abbildung 3.7 (c)
Sonnenrad	Hohlwelle 1	Planetenträger	= Planetengetriebe 1	Abbildung 3.4 (c)
Sonnenrad	Planetenträger	Hohlwelle 1	= Planetengetriebe 2	Abbildung 3.4 (b)
Sonnenrad	Planetenträger	Hohlwelle 2	= Stufen-Planetengetriebe 2	Abbildung 3.6 (c)
Planetenträger	Hohlwelle 2	Hohlwelle 1	= Akbar-Getriebe klassisch 1	Abbildung 3.8 (b)
Planetenträger	Hohlwelle 1	Hohlwelle 2	= Akbar-Getriebe klassisch 2	Abbildung 3.8 (c)

Tabelle 3.6: Vor- und Nachteile des Wolfrom-Getriebes

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Symmetrische Bauweise • Sonnenrad und Hohlräder nur auf Torsion beansprucht • Kräfteverteilung an mehreren Planetenrädern, daher höheres Moment übertragbar • Gesamter Übersetzungsbereich abgedeckt • In bestehendes System integrierbar 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Höheres Spiel als Harmonic Drive-Getriebe • Wiederholgenauigkeit nicht so hoch wie beim Harmonic Drive-Getriebe • Komplexe Bauweise • Exakte Fertigung nötig • Hoher Entwicklungsaufwand • Längere Bauweise als einfaches Planetengetriebe wegen Stufenplanetenrad • Bei zu hoher Übersetzung schlechter Kontakt zw. Sonnenrad und Planetenrad

3.2.6 Akbar-Getriebe klassisch

Akbar kommt aus dem Arabischen, wird von „acbar“ abgeleitet und bedeutet „unerreicht“ [Maul Konstruktion 2015]. Das klassische Akbar-Getriebe (vgl. Abbildung 3.8) ist, wie schon beschrieben, vom Wolfrom-Getriebe abgeleitet und gehört zu den Exzenter-Getrieben. Es besitzt kein Sonnenrad, in ihm läuft nur ein einzelner Planetensatz um. Das bietet den Vorteil, dass weniger Teile benötigt werden. Der Nachteil bei Exzenter-Getrieben ist die umlaufende Masse, die zu Unwucht führt. Diese wird bei steigender Übersetzung immer geringer, da sich der Planetensatz immer weiter zur Zentralachse verschiebt. Es sind sehr hohe Übersetzungen bis $i = 13600$ möglich [Technische Antriebselemente GmbH 2011]. Ein einzeln umlaufendes Planetenrad liegt bei großen Übersetzungen vor, wenn der Achsabstand zwischen Zentral- und Planetenwelle gering ist. Bei kleineren Übersetzungen ist es möglich mehrere Planetenräder am Umfang einzubauen. Da das klassische Akbar-Getriebe im Vergleich zum Wolfrom-Getriebe kein Sonnenrad und daher weniger Kontaktstellen besitzt, sind höhere Wirkungsgrade möglich. Die zweite Stufe kann wiederum mit Zahnrädern ausgeführt werden, da die Zahneingriffsfrequenz gering ist. Die Vor- und Nachteile des klassischen Akbar-Getriebes sind in Tabelle 3.7 zu finden. [Maul Konstruktion 2015]

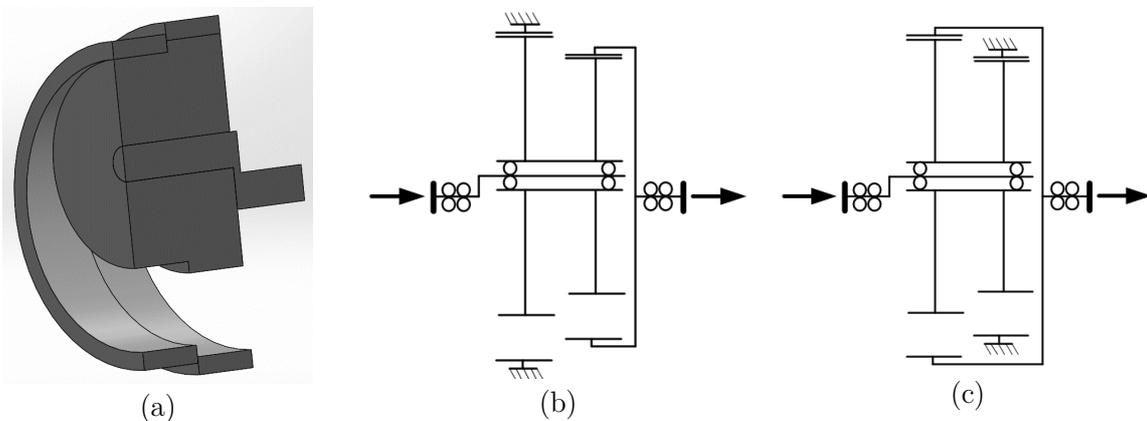


Abbildung 3.8: Aufbau und Prinzip eines klassischen Akbar-Getriebes (Schnittdarstellung), angelehnt an: [Mulzer 2010]

Tabelle 3.7: Vor- und Nachteile des klassischen Akbar-Getriebes [Maul 2015]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Kompakte Bauweise • Gesamter Übersetzungsbereich möglich • Im bestehenden System integrierbar, da ein Hohlrad steht • Gute Kraftübertragung, da Hohlrad vorhanden 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Unsymmetrische Bauweise, schlechtes Schwingungsverhalten • Komplexe Bauweise • Sehr exakte Fertigung nötig • Weniger Know-How im Unternehmen

<ul style="list-style-type: none"> • Fliehkraftunterstützte Anpresskraft • Durch Einbau mehrerer Planetenräder kann Schwingungsverhalten verbessert werden • Hohlrad nur auf Torsion beansprucht 	<ul style="list-style-type: none"> • Das Aufbringen der Anpresskräfte ist sehr komplex zu erzeugen • Spezielle Lagerung der Teile notwendig • Abtrieb vom Planetensatz nur mittels Oldhamkupplung (sehr aufwendig, teuer) • Längerer Bauraum wegen zwei Stufen • Schlechte Kraftübertragung, nur ein Berührungspunkt am Planetenrad
---	--

3.2.7 Cyclo-Getriebe

Dieses Getriebe (vgl. Abbildung 3.9 (a)) ist ein Exzentergetriebe mit einem Planetenrad (Kurvenscheibe). Wenn sich der Exzenter (Antriebswelle) dreht, wälzt sich das Planetenrad entlang des inneren Umfangs des feststehenden Hohlrades ab. Während sich das Planetenrad im Uhrzeigersinn innerhalb des Hohlrades fortbewegt, dreht es sich gleichzeitig entgegen dem Uhrzeigersinn um seine eigene Achse. Jede volle Umdrehung der Antriebswelle bewegt das Planetenrad um einen Kurvenabschnitt weiter. Die reduzierte Drehbewegung des Planetenrades wird über Stege, die in die Bohrungen des Planetenrades eingreifen, auf die Abtriebswelle übertragen.

Grundsätzlich gibt es bei diesem Getriebe laut Abbildung 3.9 zwei mögliche Abtriebstopologien. Erstere stellt ein Cyclo-Getriebe (c) mit stehendem Hohlrad und zweitere ein Getriebe mit rotierendem Hohlrad (d) dar. Jene mit rotierendem Hohlrad wird auch als ebenes Akbar-Getriebe mit stehendem Sonnenrad bezeichnet. Jede von diesen Topologien kann in beiden Bauarten, vgl. Abbildung 3.9 (a) und (b), umgesetzt werden. Der Vorteil der ersten Bauweise liegt in der Kraftübertragung an mehreren Mitnehmerbolzen, welche in das Planetenrad eingreifen. Der Wirkungsgrad eines Cyclo-Getriebes reicht bis zu 95% und sinkt mit steigender Übersetzung bis auf 75%. Die minimale Übersetzung kann bei einem Cyclo-Getriebe $i = 3$ betragen [Sumitomo Drive Technologies 2011b, S. 8]. Geringere Übersetzungen sind geometrisch so gut wie nicht mehr möglich. Mit Cyclo-Getrieben können jedoch sehr hohe Übersetzungen bis $i > 200$ bei kompakter Bauweise erreicht werden [Borislavov et al. 2012, S. 3]. Das Durchmesser Verhältnis liegt für einen großen Übersetzungsbereich nahe bei eins (vgl. Abbildung 3.2). Bei feststehendem Hohlrad ist das Cyclo-Getriebe ein Minusgetriebe. Im Gegensatz dazu besitzt das ebene Akbar-Getriebe eine schlechtere Kraftübertragung, da nur ein Bolzen den Steg darstellt. Vorteilhaft kann wegen der

geringen Anzahl an Berührstellen ein besserer Wirkungsgrad als bei der ersten Variante mit mehreren Bolzen erreicht werden. Des Weiteren sind mit dem ebenen Akbar-Getriebe theoretische Übersetzungen $i < 1$ möglich. Um die Schwingungen zu mindern und die Kraftübertragung zu steigern, können anstatt einem zwei um 180° versetzte Planetenräder verwendet werden. [Sumitomo Drive Technologies 2011a; Maul Konstruktion 2015]

Die Vor- und Nachteile der beiden Bauweisen der Getriebe sind in Tabelle 3.8 und Tabelle 3.9 zu sehen.

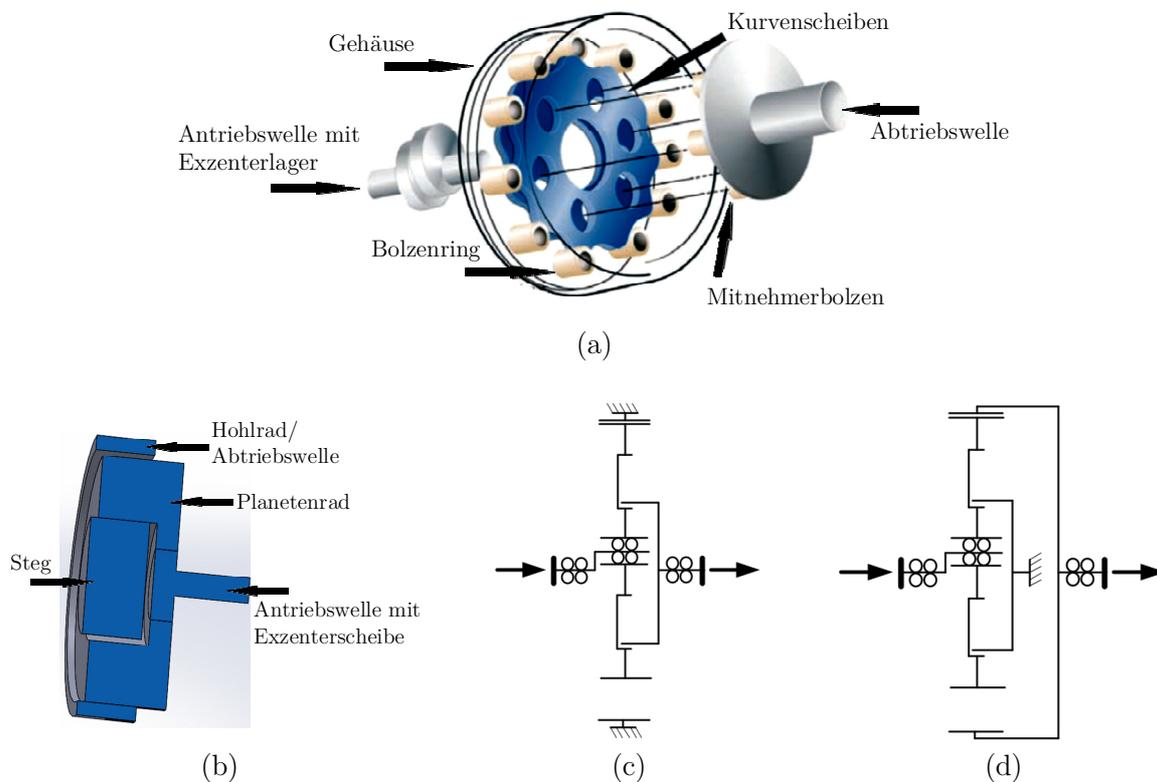


Abbildung 3.9: Aufbau und Prinzip, Cyclo-Getriebe / ebenes Akbar-Getriebe, angelehnt an: [Sumitomo Drive Technologies 2011b, S. 5; Mulzer 2010]

Tabelle 3.8: Vor- und Nachteile des Cyclo-Getriebes [Grote und Feldhusen 2011, S. T20-T21]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Schockabsorption bis 500%, da alle Teile auf Druck beansprucht • Verschleißarmer Betrieb, da Lastübertragung vorwiegend rollend und nicht gleitend erfolgt (Rollen und Wälzlager auf Mitnehmerbolzen und Bolzenring) • Sehr steifes Getriebe • Kompakte Bauweise mit sehr hoher Übersetzung möglich 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Starke Vibrationen bei Verwendung von nur einem Planetenrad • Bei Verwendung von zwei Planetenrädern kann Vibration gemindert werden, aber Baulänge und Komplexität erhöht sich • Komplexe Bauweise

<ul style="list-style-type: none"> • Geringer bis hoher Übersetzungsbereich (3:1 bis 200:1) möglich • Niedriger Geräuschpegel • Hohe Wirkungsgrade auch bei hohen Übersetzungen möglich • In bestehendes System integrierbar • Gute Kraftübertragung zw. Scheibe & Hohlrad bei hohen Übersetzungen • Komplexe Zykloidscheibe wird durch einfache runde Planetenräder ersetzt • Fliehkraftunterstützte Anpresskraft • Hohlrad nur auf Torsion beansprucht 	<ul style="list-style-type: none"> • Rückwärts nur über Losbrechmoment antreibbar • Weniger Berührungspunkte als Planetengetriebe und daher weniger Last übertragbar • Exakte Fertigung nötig • Bei sehr kleinen Übersetzungen wird das Planetenrad sehr klein und daher konstruktiv schwer lösbar • Hoher Entwicklungsaufwand
--	---

Tabelle 3.9: Vor- und Nachteile des ebenen Akbar-Getriebes

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Kompakte Bauweise • Kompletter Übersetzungsbereich mit minimalen Bauraumdurchmesser möglich • Kurze Bauraumlänge mit einem Planetenrad möglich • Gute Kraftübertragung, da Hohlrad vorhanden • Fliehkraftunterstützte Anpresskraft • Hohlrad nur auf Torsion beansprucht 	<ul style="list-style-type: none"> • Nicht selbsthemmend • Unsymmetrische Bauweise • Sehr komplexe Bauweise und Lagerung als einfaches Planetengetriebe • Sehr exakte Fertigung nötig • Wenig Know-How im Unternehmen • Nur ein Berührungspunkt am Umfang bei Verwendung eines Planetenrades • Große Änderungen am bestehenden System nötig • Hoher Entwicklungsaufwand • Hohlrad dreht sich, daher schwer im bestehenden System integrierbar

3.2.8 Harmonic Drive-Getriebe

Das Getriebe wird auch Well- [Harmonic Drive AG 2014, S. 3] oder Gleitkeilgetriebe [Dengler und Konzett 2010] genannt und wird in Abbildung 3.10 dargestellt. Es besteht aus drei Teilen, einer elliptischen Scheibe als Antrieb (3), einer dünnen Stahlhülse (oder auch Flexspline) mit einer Außenverzahnung (2) und einem Hohlrad mit Innenverzahnung (1). Die angetriebene Scheibe verformt die dünnwandige Stahlhülse über den Außenring des Kugellagers. Dadurch greift die Außenverzahnung des Flexspline an zwei Punkten in die Innenverzahnung des Hohlrades ein. Die Außenverzahnung des Flexspline an zwei Punkten in die Innenverzahnung des Hohlrades ein. Die Innenverzahnung besitzt mehr Zähne als der Flexspline. Daher bleibt bei einer Umdrehung der Scheibe die Stahlhülse dem feststehenden Hohlrad um genau die Differenz der Zähnezahlen zurück. Die Vor- und Nachteile des Getriebes sind in Tabelle 3.10 zu sehen. Der Übersetzungsbereich des

Harmonic Drive-Getriebes, welches bei feststehendem Gehäuse ein Minusgetriebe ist, liegt sehr nahe am Durchmesser Verhältnis von eins und ist nach unten mit Flexsplines aus Metall auf $i = 30$ und mit Kunststoffflexsplines auf $i = 20$ beschränkt [ofraCar 2015]. Der Grund liegt in der großen Verformung des Flexsplines bei kleinen Übersetzungen. Nach oben hin können diese Getriebe sehr große Übersetzungen annehmen. Auch bei einem Harmonic Drive-Zahnradgetriebe sinkt der Wirkungsgrad mit steigender Übersetzung und liegt zwischen 40% ($i = 500$) und 85%. [Slatter und Slatter 2005, S. 10; Degen und Slatter o.A.]

Um ein Harmonic Drive-Getriebe auf Reibradbasis auszuführen, muss der Flexspline ohne Zähne ausgeführt werden. Für noch höhere Übersetzungen bis $i = 1000$ kann eine Kombination aus Planetengetriebe und Harmonic Drive-Getriebe eingesetzt werden. Anstatt der elliptischen Scheibe werden zwei Rollen verwendet, um den Flexspline an die Hohlwelle zu drücken. [Degen und Slatter o.A.]

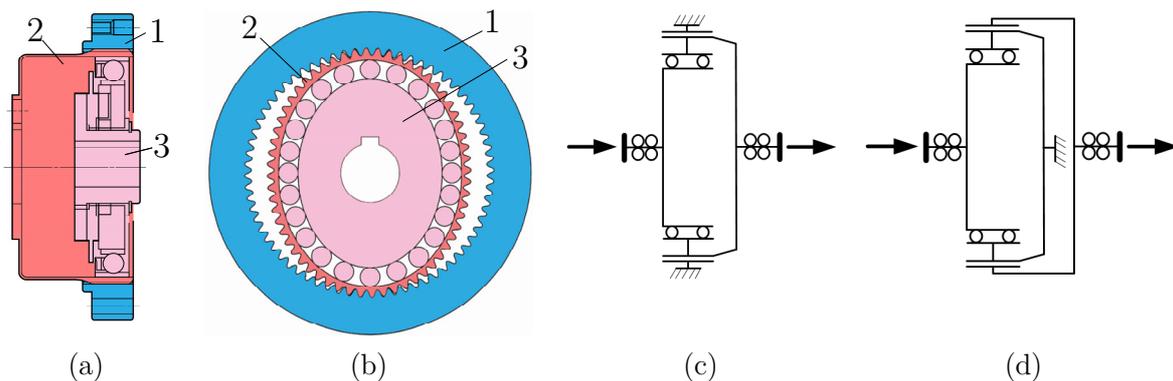


Abbildung 3.10: Aufbau und Prinzip eines Harmonic Drive-Getriebes, angelehnt an: [Harmonic Drive AG 2003, S. 15; Mulzer 2010]

Tabelle 3.10: Vor- und Nachteile des Harmonic Drive-Getriebes [Grote und Feldhusen 2011, S. T20; Harmonic Drive AG 2015a]

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Wenige Komponenten notwendig • Hohe Torsionssteifigkeit • Kein Getriebespiel • Wartungsfrei • Hohe Laufruhe • Hohes Drehmoment bei gleichzeitig kleinem Getriebegewicht übertragbar • Hohe Wiederholgenauigkeit • Hohe Zuverlässigkeit • Symmetrische Bauweise 	<ul style="list-style-type: none"> • Komplexer elastischer Ring und elliptische Lagerung notwendig, deshalb teuer • Nicht selbsthemmend • Geringeres Schockmoment als Cyclo-Getriebe • Nur zwei Berührungspunkte am Umfang

<ul style="list-style-type: none"> • Kompakt • Gut für hohe Übersetzungen • Bauraumdurchmesser kein Problem • Bei Kombination aus Harmonic Drive und Planetengetriebe muss für Übersetzungsänderung im selben Gehäuse nur Flexspline geändert werden • Beim Einsatz von drei und mehr Rollen kann die Übertragungsfähigkeit gesteigert werden, daher mehr Kontaktflächen, aber nur für hohe Übersetzungen möglich • Hohlrad und elliptische Scheibe nur auf Torsion beansprucht 	<ul style="list-style-type: none"> • Exakte Fertigung nötig • Hoher Entwicklungsaufwand • Hohe Anpresskraft nötig, dadurch sinkt Wirkungsgrad • Bauraumlänge muss etwas größer ausgeführt werden, wegen Flexspline
---	--

3.3 Bewertungsparameter

Grundsätzlich gibt es drei Hauptgruppen, denen verschiedene Parameter zugrunde liegen. Diese drei Hauptgruppen sind Bauraum, Leistungsmerkmale und Kosten. Nachfolgend werden alle Bewertungsparameter angeführt.

3.3.1 Bauraum / Volumen

Axialer Bauraum (A): Dieser Wert beschreibt die axiale Länge des Getriebes. Je kleiner der axiale Bauraum ausgeführt werden kann, umso kürzer wird das Getriebe, was vorteilige Auswirkung auf die Bewertung hat. Der axiale Bauraum stellt einen semi-quantitativen Bewertungsparameter dar. Der Grund liegt darin, dass die Baulänge nicht bekannt ist und deshalb durch im Getriebe vorhandene Standardteile (z.B.: ein Planetenrad besitzt die Länge a, eine Lagerstelle die Länge b, usw.) bestimmt wird.

Radialer Bauraum (B): Auch dieser Wert stellt einen semi-quantitativen Parameter dar und beschreibt den Durchmesser. Je mehr und je größere Teile in radialer Richtung verbaut werden müssen, desto schlechter fällt die Bewertung für ein Getriebe aus.

3.3.2 Leistungsmerkmale

Übersetzungsbereich (C): Dieser Bewertungsparameter trifft eine Aussage über den Bereich der Übersetzung bezogen auf ein Getriebe mit maximalem Durchmesser von 40mm, in dem das Getriebe eingesetzt werden kann. Diese Größe ist geometrisch bestimmbar und stellt deshalb einen

quantitativen Parameter dar. Um eine positive Bewertung zu erhalten, muss der Übersetzungsbereich des Getriebes den Anforderungen genügen.

Wirkungsgrad (D): Für den Bewertungsparameter Wirkungsgrad werden die Wirkungsgrade von den baugleichen Zahnradgetrieben herangezogen. Des Weiteren wird die Anzahl der Berührstellen und Lager miteinbezogen, da in diesen der meiste Verlust in einem Reibradgetriebe entsteht. Darum ist der Wirkungsgrad ein quantitativer Bewertungsparameter.

Kraftflussverteilung / übertragbares Moment (E): Dieser semi-quantitative Parameter wird vor allem durch die theoretisch einbaubaren Planetenräder, also Anzahl der Berührstellen welche die Kraft übertragen können, bestimmt. Außerdem spielt die Art der Berührstelle eine Rolle. Ein Kontakt von Hohlrad mit Planetenrad ist günstiger als einer zwischen zwei Planetenrädern. Der Grund liegt in der schlechteren Druckverteilung bei zwei Planetenrädern. Zusätzlich werden die Belastungsarten, wie Biegung, Zug, Druck und Torsion auf jeden Bauteil in den Bewertungsfaktor miteinbezogen. Eine Druck- und Torsionsbeanspruchung ist zu bevorzugen.

Akustik / Symmetrieverhalten / Schwingungsverhalten (F): Ist ein Getriebekonzept symmetrisch aufgebaut, kann daraus geschlossen werden, dass es sich um ein schwingungsarmes System handelt, das akustische Vorteile aufweist. Die Bewertung der Akustik erfolgt semi-quantitativ, da nur die Tatsache, dass ein Getriebe symmetrisch oder nicht symmetrisch aufgebaut ist, mit tatsächlichen Werten belegt werden kann, aber nicht die Höhe des Schwingungsverhaltens. Hierzu werden Vorrichtungen berücksichtigt, welche in den Getrieben eingebaut werden können, um das Schwingungsverhalten zu verbessern. Diese Vorrichtungen bewerten die Konzepte positiv.

3.3.3 Kosten

Fertigungstoleranzen / Lagerung (G): Dabei wird die Umsetzbarkeit der Toleranzen und der Lagerung der bewegten Teile qualitativ bewertet. Die Toleranzen werden auf Basis einer Literaturrecherche bestimmt. Zum Beispiel sind bei einem Wolfrom-Getriebe wesentlich kleinere Toleranzen als bei einem Planetengetriebe gefordert. Die Bewertung der Lagerung erfolgt aus Überlegungen und Erfahrungswerten. Hierbei ist im Gegensatz zu symmetrischen Getrieben eine Lagerung bei Exzentergetrieben aufwendiger, da diese Lager höher belastet werden.

Komplexität (H): Auch dieser Wert ist ein qualitativer und beschreibt die schwierig bestimmbare Wechselwirkung zwischen den Bauteilen, den gesamten Aufbau und die Ausführung der Einzelkomponenten. Der Flexspline eines Harmonic Drive-Getriebes ist ein gutes Beispiel für hohe Komplexität.

Anzahl der Teile (I): Für diesen quantitativen Parameter wird die Anzahl der benötigten Teile herangezogen. Je mehr Teile ein Getriebe benötigt, desto schlechter fällt die Bewertung aus.

Integrierbarkeit in bestehende Systeme / Entwicklungsaufwand (J): Hierzu wird die Integrierbarkeit eines bestimmten Getriebes in ein bestehendes System durch Überlegungen und Erfahrungswerte qualitativ bewertet. Ist eine gute Integrierbarkeit eines Getriebes gegeben, folgt daraus ein geringerer Entwicklungsaufwand, der positiv in die Bewertung einfließt.

Umsetzbarkeit einer Vorspannkraftaufbringung (K): Da die Vorspannkraft ein wichtiger Aspekt bei Reibrädern ist, fließt mit diesem Parameter eine positive Bewertung bei qualitativ guter Umsetzbarkeit einer Vorspannkraftvorrichtung ein.

3.4 Bewertung und Konzeptauswahl

Grundsätzlich geben die Anforderungen (vgl. Tabelle 1.1) harte Grenzen vor, in denen sich die Parameter der Getriebearten aufhalten müssen. Würde somit ein Parameter eines Getriebes nicht in diesen Grenzen liegen, müsste dieses Getriebe aus der Bewertung ausgeschieden werden. Da nun alle Parameter der neun Getriebearten diese Grenzen in bestimmtem Maße einhalten, werden alle Getriebe in die Bewertung miteinbezogen.

Um eine objektive Aussage über alle Getriebe treffen zu können, muss im ersten Schritt die Relevanz der einzelnen Parameter für die Getriebe bestimmt werden. Ein wichtiger Parameter soll die Konzeptauswahl stärker beeinflussen als ein unwichtiger. Mit Hilfe einer „Design Struktur“-Matrix werden alle Parameter, bezogen auf ihre Relevanz, verglichen. Das Ergebnis ist in Tabelle 3.11 zu sehen. Die Zugehörigkeit der Buchstaben ist unter Abschnitt 3.3 beschrieben.

Tabelle 3.11: Vergleich der Parameter bezogen auf deren Wichtigkeit (2 = wichtiger, 1 = gleich wichtig, 0 = unwichtiger)

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K			
A	■	1	1	0	1	0	2	2	2	2	2	11,57%	23,14%	Bauraum
B	1	■	1	0	1	0	2	2	2	2	2	11,57%		
C	1	1	■	1	2	1	2	2	2	2	2	14,05%	56,20%	Leistungsmerkmale
D	2	2	1	■	2	1	2	2	2	2	2	15,70%		
E	1	1	0	0	■	0	2	2	2	2	2	10,74%		
F	2	2	1	1	2	■	2	2	2	2	2	15,70%		
G	0	0	0	0	0	0	■	1	0	0	1	2,48%	20,66%	Kosten
H	0	0	0	0	0	0	1	■	1	1	1	4,13%		
I	0	0	0	0	0	0	2	1	■	2	2	6,61%		
J	0	0	0	0	0	0	2	1	0	■	2	4,96%		
K	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	■	2,48%		
	8	8	5	3	9	3	19	17	14	16	19	121		

Eine zweite, größere Matrix (vgl. Anhang 1) vergleicht die Getriebe unter der Berücksichtigung der Relevanz aller Parameter. Die Bewertung erfolgt aus dem erlangten Wissen der Konzeptstudie. Hierbei wird die Frage, „Welches Getriebe erfüllt den Parameter besser?“, beantwortet. Es wird jeder Parameter von einem Getriebe mit demselben Parameter eines anderen Getriebes in Relation gesetzt. Das Ergebnis dieses Getriebevergleichs ist vereinfacht in Tabelle 3.12 zu sehen. Dieser Vergleich zeigt, dass das Planetengetriebe für die geforderte Anwendung am besten abschneidet. An zweiter Stelle steht das Harmonic Drive-Getriebe mit nur 3,1% Unterschied. Alle anderen Getriebe besitzen einen weit größeren Abstand zum Planetengetriebe. Es ist zu sagen, dass aufgrund der Unschärfe des Bewertungsverfahrens das Harmonic Drive-Getriebe und das Planetengetriebe gleichwertig sind. Trotzdem wird das Planetengetriebe für die Prototypenentwicklung und weitere Tests herangezogen.

Tabelle 3.12: Getriebevergleich vereinfacht

	Gesamtpunkte	% zum 1. Platz	Platz
zweistufiges Stirnradgetriebe	7,28	37	8
Planetengetriebe	11,56	0	1
Doppelplanetengetriebe	9,54	17,5	4
Stufen-Planetengetriebe	9,94	14	3
Wolfrom-Getriebe	8,26	28,5	6
Akbar-Getriebe klassisch	7,69	33,5	7
Cyclo-Getriebe	8,52	26,3	5
ebenes Akbar-Getriebe/Sonnenrad stehend	7,00	39,5	9
Harmonic Drive-Getriebe	11,21	3,1	2

Ein Planetengetriebe besitzt nur dann eine Übersetzung $i > 2$, wenn es am Sonnenrad angetrieben wird. Des Weiteren ist ein radialer Bauraum von kleiner 40 mm gefordert. Diese Umstände ergeben keinen erheblichen Vorteil für den Außenläufermotor.

3.5 Detailierung des Reibrades

Nun muss der grundsätzliche Aufbau des Reibrades abgeklärt werden. Der Antrieb beim Planetengetriebe erfolgt dabei über das Sonnenrad und der Abtrieb am Planetenträger. Diese Variante ist im bestehenden serienreifen System sehr einfach zu realisieren und besitzt einen geeigneten Übersetzungsbereich.

Als Reibradpaarung kommt Elastomer/Metall zum Einsatz. Mit dieser Paarung wurden schon positive Ergebnisse bezüglich des Geräuschverhaltens erzielt. Eine Metall/Metall-Paarung ist im Trockenbetrieb aus akustischen Gründen nicht vertretbar. Traktionsfluide können in diesem Fall den Geräuschpegel senken. Der Nachteil spiegelt sich jedoch im konstruktiv höheren Aufwand wider, der sich in den Kosten niederschlägt. Als Reibmaterial wird somit ein Elastomer auf Polyurethanbasis herangezogen. Laut Hersteller bietet es eine ausgezeichnete Abriebfestigkeit und ist für den Einsatz von dynamisch hochbeanspruchten Anwendungen hinsichtlich Last und Geschwindigkeit ausgelegt (vgl. Anhang 16). Die Oberflächen von Metall und Elastomer müssen glatt ausgeführt werden, um Abrieb und Geräuschverhalten zu minimieren. [Popov 2010, S. 275–288]

Die Vorspannkraft wird durch Übermaß am Planetendurchmesser realisiert. Dies stellt eine einfache und kostengünstige Methode dar.

3.6 Berechnung des Reibrad-Planetengetriebes

Um ein gut funktionierendes und für das Einsatzgebiet abgesichertes Getriebe zu entwickeln, bedarf es eines Berechnungsmodells, welches im Anschluss der Optimierung dienen soll.

Die Berechnung des Reibradgetriebes ist an [Niemann und Winter 1983, S. 203–207] angelehnt. Bei dieser Methode wird die Verlustleistung P_V , bestehend aus Reibungs- P_R , Lager- P_L und Leerlaufverlust P_0 nach Gleichung (3.2) bestimmt. Mit der Eingangsleistung P_{ein} und der

Verlustleistung kann danach auf den Getriebewirkungsgrad η_G mit Gleichung (3.1) geschlossen werden.

$$\eta_G = \frac{P_{ein} - P_V}{P_{ein}} \quad (3.1)$$

$$P_V = P_R + P_L + P_0 \quad (3.2)$$

Unter der Annahme, dass die Leerlaufverluste null sind, da die lastunabhängigen Verluste in der Wälzreibung enthalten sind, kann die Verlustleistung vereinfacht dargestellt werden:

$$P_V = P_R + P_L \quad (3.3)$$

Die Reibungsverluste P_R werden in Gleitreibungs- P_{RG} und Wälzreibungsanteil P_{RW} unterteilt.

$$P_R = P_{RG} + P_{RW} \quad (3.4)$$

3.6.1 Berechnung der Geometrieparameter, Drehzahlen und Geschwindigkeiten

Alle Maße und geometrischen Bedingungen des Getriebes werden mit folgenden Gleichungen bestimmt:

$$d_H = d_{ST} + d_P \quad (3.5)$$

$$d_S = d_{ST} - d_P \quad (3.6)$$

$$i_0 = -\frac{d_H}{d_S} \quad (3.7)$$

Es existiert eine theoretische Übersetzung $i_{th} = -i_0 + 1$, welche sich aus den geometrischen Bedingungen ergibt. Diese beschreibt die Übersetzung des Getriebes ohne Schlupf. Aus der Antriebsdrehzahl n_{ein} und Abtriebsdrehzahl n_{aus} kann eine tatsächliche Übersetzung $i_{tat} = \frac{n_{ein}}{n_{aus}}$ bestimmt werden. Diese beinhaltet den Gesamtschlupf s_G zwischen Eingangs- und Ausgangswelle, welcher mit $s_G = \frac{n_{ein} - n_{aus} \cdot i_{th}}{n_{ein}}$ bestimmt wird. Daraus ergibt sich [Niemann und Winter 1983, S.

204]:

$$s_G = 1 - \frac{i_{th}}{i_{tat}} \quad (3.8)$$

Der Gesamtschlupf kann nicht nur von der Übersetzung, sondern auch von den Einzelschlüpfen, welche in den beiden Kontaktstellen des Planetenrades mit Sonnenrad und Hohlrade vorherrschen, ermittelt werden. Gleichung (3.9) besagt, dass wenn zwischen einer der beiden Kontakte am Planetenrad ein vollständiges Gleiten vorherrscht, der Gesamtschlupf gleich 100% beträgt. Wenn beide Einzelschlüpfen null sind, gibt es kein Rutschen im Gesamtgetriebe. Es gilt:

$$s_G = 1 - \frac{2(1 - s_1)(1 - s_2)}{1 + (1 - s_1)(1 - s_2)} \quad (3.9)$$

Diese Bedingung kann mit nachfolgenden relativen (Indizes r) und absoluten (Indizes a) Umfangsgeschwindigkeiten, den Annahmen, dass $u_{Hr} = u_m$ und $u_{Sr} = u_{Sa} - u_m$ ist (vgl. Abbildung 3.11), mit Gleichung (3.8) und den Einzelschlüpfen hergeleitet werden:

$$u_m = 2 \cdot \pi \cdot n_{aus} \cdot \frac{d_{ST}}{2} \quad (3.10)$$

$$u_{Sa} = 2 \cdot \pi \cdot n_{ein} \cdot \frac{d_S}{2} \quad (3.11)$$

$$s_1 = 1 - \frac{u_{Pr}}{u_{Sr}} \quad (3.12)$$

$$s_2 = 1 - \frac{u_{Hr}}{u_{Pr}} \quad (3.13)$$

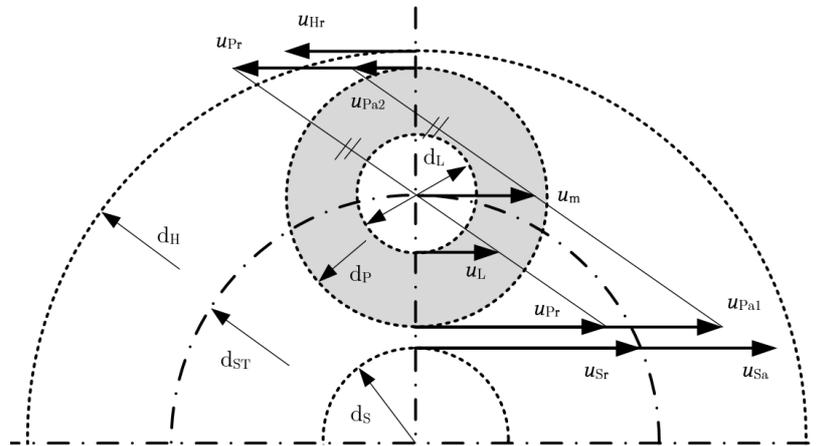


Abbildung 3.11: Umfangsgeschwindigkeiten im Reibrad-Planetengeräte

Ein weiterer wichtiger Faktor für ein Reibradgetriebe ist die Kontaktfläche (vgl. Abbildung 3.12). Diese ist für die Kraftübertragung ausschlaggebend. Bei zwei starren und sich berührenden Zylindern ergibt sich eine Linienberührung. In der Realität bildet sich jedoch immer eine Kontaktfläche aus. Vor allem bei weichen Materialien wie Elastomer ergeben sich große Flächen, abhängig vom Elastomerübermaß \bar{u} , der Elastomerhärte H_E , den Durchmessern und der

Planetenradbreite B_E . Durch den hohen Unterschied im E-Modul zwischen Elastomer und Metall, wird bei der Berechnung der beiden Kontaktzonen am Planetenrad ein starres Verhalten von Sonnenrad und Hohlrund angenommen. Auch das verdrängte Elastomermaterial, welches zu einer Kontaktflächenvergrößerung führt, bleibt wegen der unbekanntenen Verformung unberücksichtigt. Zusätzlich ist die Verformung aufgrund der Last in der Berechnung nicht enthalten. Dadurch ergeben sich aus der Geometrie die Gleichungen (3.14) bis (3.19). Die Gleichungen (3.14) und (3.17) müssen implizit gelöst werden.

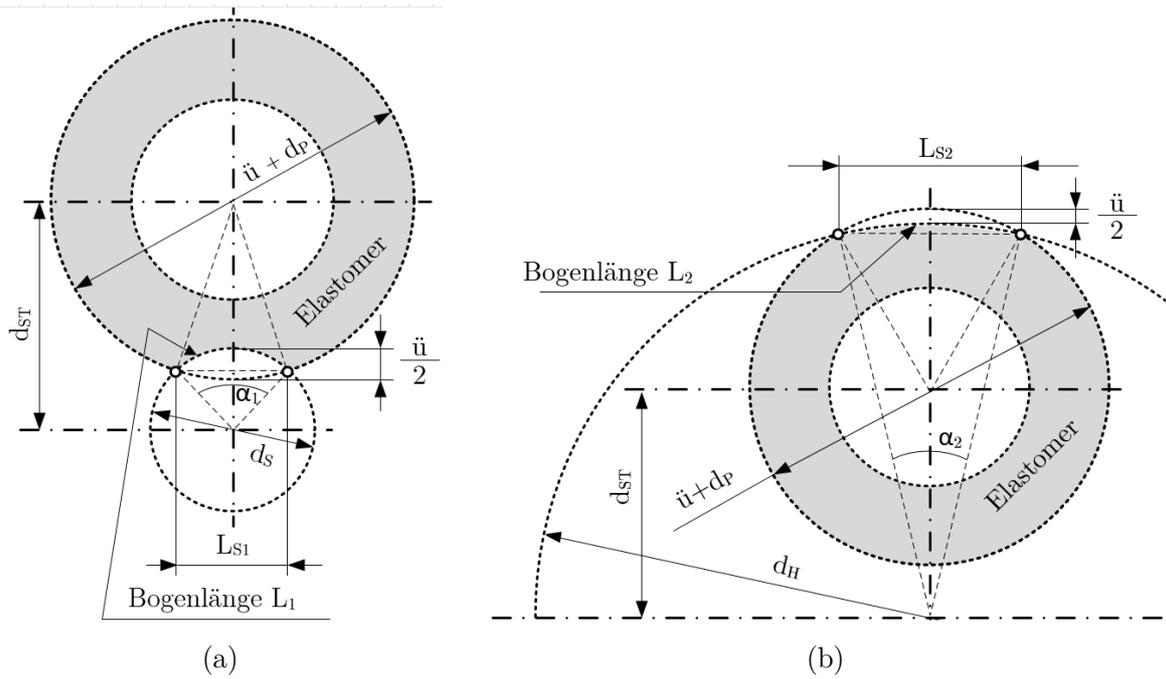


Abbildung 3.12: Kontakt zwischen Sonnenrad/Planetenrad (a) und Planetenrad/Hohlrund (b)

$$d_{ST} = \sqrt{(d_p + \ddot{u})^2 - L_{S1}^2} + \sqrt{d_s^2 - L_{S1}^2} \quad (3.14)$$

$$\sin \frac{\alpha_1}{2} = \frac{L_{S1}}{d_s} \quad (3.15)$$

$$L_1 = d_s \cdot \pi \cdot \frac{\alpha_1}{360} \quad (3.16)$$

$$d_{ST} + \sqrt{(d_p + \ddot{u})^2 - L_{S2}^2} = \sqrt{d_H^2 - L_{S1}^2} \quad (3.17)$$

$$\sin \frac{\alpha_2}{2} = \frac{L_{S2}}{d_H} \quad (3.18)$$

$$L_2 = d_H \cdot \pi \cdot \frac{\alpha_2}{360} \quad (3.19)$$

3.6.2 Berechnung von Schubmodul und Elastizitätsmodul

Der Schubmodul ist ein Werkstoffkennwert und nicht von der Geometrie abhängig [Göbel 1945, S. 18]. Er kann, obwohl Temperatur, Luftfeuchte und andere Umwelteinflüsse den Schubmodul beeinflussen, abhängig von der Elastomerhärte H_E annähernd bestimmt werden. Abbildung 3.13 zeigt zwei unterschiedliche Ansätze für die Bestimmung des Schubmoduls, welche vor allem für hohe Härten sehr unterschiedliche Ergebnisse für den Schubmodul liefern. Der Ansatz nach [Stommel et al. 2011] ist durch Gleichung (3.20) und (3.21) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine höhere Härte des Elastomers einen höheren Schubmodul G bedingt.

$$G = \frac{0,07515 \cdot H_E + 0,549}{(4,1 + 3,9 \cdot e^{-1,397 \cdot h})(0,395 \cdot h + 0,315 \cdot h^2)} \text{ in N/mm}^2 \quad (3.20)$$

$$\text{mit } h = 0,025 \cdot (100 - H_E) \quad (3.21)$$

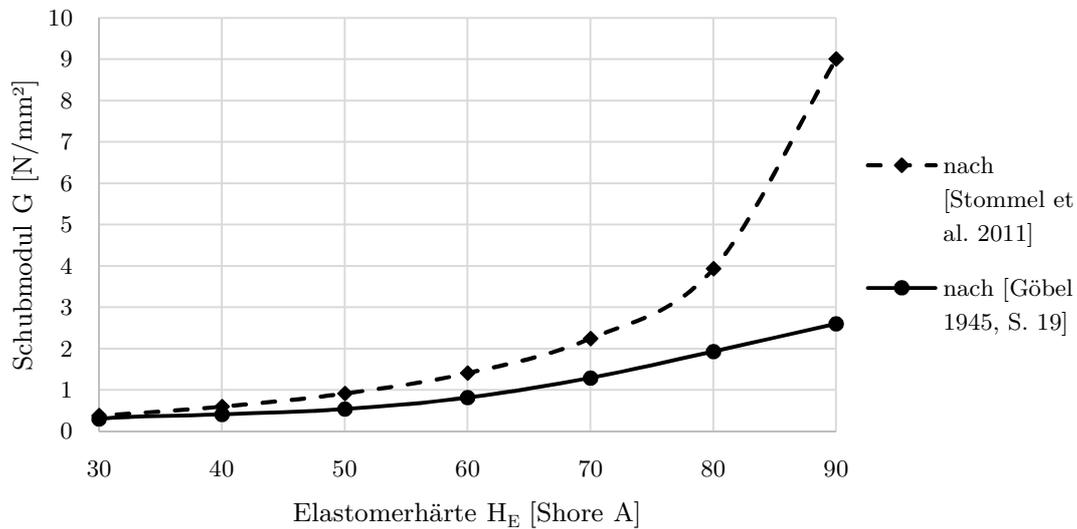


Abbildung 3.13: Schubmodul abhängig von der Elastomerhärte

Die Berechnung des E-Moduls erweist sich als schwierig. Dieser ist im Gegenteil zum Schubmodul von der Form des Elastomers abhängig. Er kann mit dem Schubmodul und einem Formfaktor K durch $E = G \cdot K$ bestimmt werden. Dieser Formfaktor ist wiederum vom Formkennwert K_f abhängig, also $K = f(K_f)$. Diese Funktion ist nur für zylindrische oder rechteckige Vollgummifedern bekannt [Göbel 1945, S. 18–24]. Für Walzen mit einer Elastomerschicht muss diese Umrechnung messtechnisch ermittelt werden.

Der Formkennwert muss für jede Kontaktfläche am Planetenrad mit Elastomerbreite B_E und Elastomerdicke D_E bestimmt werden. Somit ergibt sich für jeden Kontakt ein anderer E-Modul. Laut [Göbel 1945, S. 18–24] berechnet sich dieser Wert mit:

$$K_f = \frac{\text{belastete Fläche}}{\text{freie Oberfläche}} \quad (3.22)$$

Hier ist nicht genau bekannt, welche Fläche als belastet oder freie Oberfläche herangezogen werden kann. Als erste Annahme werden jene Flächen laut Abbildung 3.14 verwendet. Dabei wird die Fläche zwischen Planetenradhülse und Elastomer nicht berücksichtigt. Der Formkennwert errechnet sich somit annähernd mit:

$$K_f^i = \frac{L_i \cdot B_E}{2 \cdot D_E \cdot (B_E + L_i)} \quad (3.23)$$

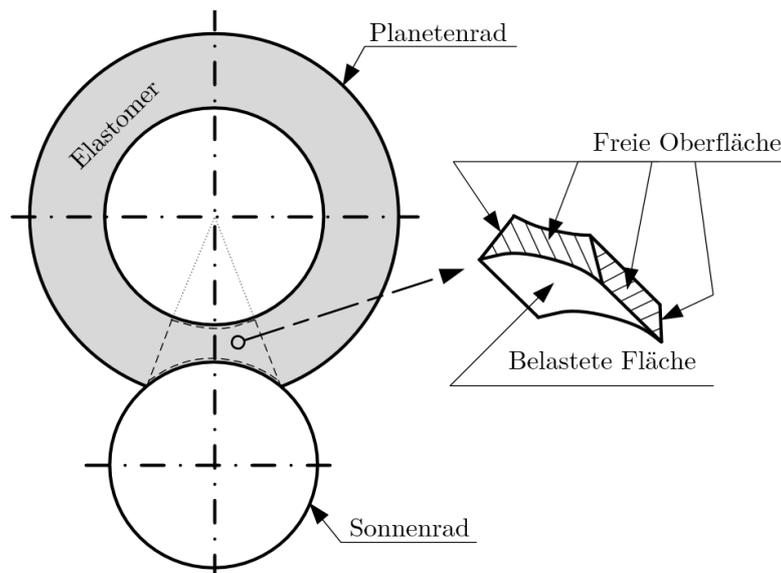


Abbildung 3.14: Bestimmung von freier und belasteter Oberfläche für den Formkennwert

3.6.3 Berechnung der Normalkraft in den Kontakten

Grundsätzlich kann die Deformation $\varepsilon(x)$ der Elastomerschicht (abhängig von der Kontaktlänge in x - Richtung) auf einem Zylinder in z -Richtung (vgl. Abbildung 3.15), der im Kontakt mit einer starren Ebene steht, mit Gleichung (3.24) beschrieben werden. Sie gilt nur für einachsige Deformation und unter der Bedingung, dass das Übermaß, also die Eindringtiefe Δz , sehr klein und der Kontaktradius R sehr groß im Vergleich zur Belagsstärke D_E ist. [Popov 2010, S. 16]

$$\varepsilon(x) = \frac{\Delta z - \frac{x^2}{2R}}{D_E} \quad (3.24)$$

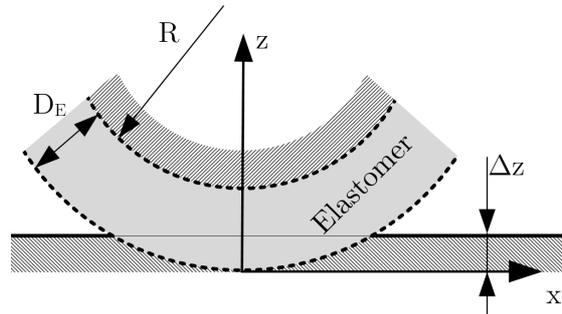


Abbildung 3.15: Zylinder mit elastischer Schicht im Kontakt mit einer starren Ebene, angelehnt an:
[Popov 2010, S. 16]

Da diese Deformation nicht jener in den Kontaktstellen am Planetenrad entspricht, muss sie angepasst werden. Die Deformation oder Dehnung entsteht aus der Verschiebung $u_i(x)$ des Elastomers im Kontaktbereich und der Elastomerbelagsdicke. Die Verschiebung kann aus den geometrischen Bedingungen im Kontakt abgeleitet werden. Dabei besitzen beide Verschiebungen in beiden Kontakten dieselbe Funktion und sind nur von der Kontaktlänge und vom Übermaß abhängig:

$$u_i(x) = \frac{\ddot{u}}{2} \cdot \left(1 - x^2 \cdot \left(\frac{2}{L_{Si}} \right)^2 \right) \quad (3.25)$$

Die Deformation entlang der Kontaktlänge kann somit mit $\varepsilon_i(x) = \frac{u_i(x)}{D_E}$ beschrieben werden.

Das Hookesche Gesetz (vgl. Gleichung (3.26)) ist für Elastomere zulässig, wenn $\varepsilon < 20\%$ [Göbel 1945, S. 23]. Damit kann die Flächenpressung $p_i = -\sigma_i$ abhängig von der Deformation, dem E-Modul und der Temperaturänderung ΔT mit Wärmeausdehnungskoeffizienten α_E , ohne Berücksichtigung der Last (also im ruhenden Zustand) annähernd bestimmt werden. Die Längenänderung in Folge von Temperaturänderung ist bei Kunststoffen grundsätzlich nicht linear. Um die Berechnung zu vereinfachen, wird jedoch ein lineares Verhalten angenommen.

$$\varepsilon_i(x) = \frac{\sigma_i}{E_i} + \Delta T \cdot \alpha_E \quad (3.26)$$

Mit der Kontaktfläche $dA = B_E \cdot dx$, der Stauchung und Gleichung (3.27) kann die Normalkraft im Kontakt berechnet werden.

$$\frac{dF_{N_i}}{dA} = p_i = E_i \cdot (\varepsilon_i(x) + \Delta T \cdot \alpha_E) \quad (3.27)$$

$$F_{N_i} = 2 \cdot B_E \int_0^{\frac{L_{si}}{2}} E_i \cdot (\varepsilon_i(x) + \Delta T \cdot \alpha_E) \cdot dx \quad (3.28)$$

Die Normalkraft in einem Kontakt ergibt sich somit aus:

$$F_{N_i} = E_i \cdot B_E \cdot L_{si} \cdot \left[\Delta T \cdot \alpha_E + \frac{\ddot{u}}{3 \cdot D_E} \right] \quad (3.29)$$

Diese Normalkraft gilt nur für den stationären Fall und unter Berücksichtigung, dass das Getriebe kein Ausgangsmoment erfährt. Es ist zu erkennen, dass die Normalkraft am Hohlrad aufgrund der unterschiedlichen Kontaktlängen wesentlich größer ist als am Sonnenrad.

Diese Normalkräfte sind aber begrenzt. Zu hohe Kräfte führen zu höherem Verschleiß und sehr hoher Walkarbeit und somit zu höheren Verlusten. Nach [Niemann und Winter 1983, S. 211] kann die maximal zulässige Kraft mit Hilfe der zulässigen Stribekschen Pressung k_{zul} (für Reibradpaarung Elastomer/Metall $k_{zul} = 0,2 \text{ N/mm}^2$), mit einem Belastungsfaktor K_A , der beiden Radien der sich berührenden Reibräder R_1 bzw. R_2 und der Elastomerbreite B_E nach

$$F_{N_zul} = \frac{k_{zul} \cdot B_E \cdot \frac{2 \cdot R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}{K_A} \quad (3.30)$$

bestimmt werden. Bei einer ersten Annahme von $K_A = 1$, $B_E = 7 \text{ mm}$, $R_1 = 6 \text{ mm}$ und $R_2 = 8 \text{ mm}$ ergibt sich eine zulässige Normalkraft von etwa 5 N. Dies erscheint im Gegensatz zu den gemessenen Normalkräften von bis zu 50 N als sehr gering [Ernst 2012, S. 47].

3.6.4 Berechnung der Einzelschlüpfе aus den Kräften und Reibzahlen im Kontakt

Im Reibkontakt gibt es unter Last immer Haft- und Gleitgebiete. Im Gleitgebiet wird das Coulombsche Reibungsgesetz mit der Schubspannung $\tau = \mu_G \cdot p$ (bestehend aus Gleitreibzahl μ_G und Flächenpressung p) und im Haftgebiet eine konstante Deformation des Elastomers angenommen. Dies gilt aber nur für einen stationären Rollkontakt. Aus diesen beiden unterschiedlichen Schubspannungen im Kontakt ergibt sich ein Verschiebungsfeld. Aus dieser Verschiebung heraus kann einerseits die Normalkraft und andererseits der Schlupf abhängig von

Normal- und Tangentialkraft errechnet werden. Bei bekannter Gleitreibzahl μ_{Gi} , Tangentialkraft F_{Ti} (vgl. Abschnitt 3.6.5), Normalkraft F_{Ni} , Kontaktlänge L_i und bekannten Stoffwerten im Kontakt kann der Schlupf s_i wie folgt nach [Popov 2010, S. 132] berechnet werden. Es ist zu beachten, dass Gleichung (3.31) nur für eine Walze mit elastischem Verhalten auf einer starren Ebene gilt.

$$s_i = \frac{3 \cdot (4 - 3 \cdot \nu_E) \cdot F_{Ni} \cdot \mu_{Gi}}{32 \cdot G \cdot (L_i/2)^2} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{F_{Ti}}{F_{Ni} \cdot \mu_{Gi}} \right)^{1/3} \right] \quad (3.31)$$

3.6.5 Lager- und Reibverluste

Für die Verluste sind vorerst die Kräfte am Planetenrad zu berechnen. Dabei wird die Verschiebung der Kraftangriffspunkte aufgrund von Rollreibung (vgl. Abbildung 3.17) vernachlässigt. Alle weiteren Kräfte wie Reib- und Fliehkräfte werden miteingerechnet (vgl. Abbildung 3.16). Die Tatsache, dass sich durch unterschiedliche Kontaktflächen unterschiedliche Normalkräfte am Planetenrad ergeben, führt zu zusätzlichen Lagerkräften, die wiederum den Wirkungsgrad senken.

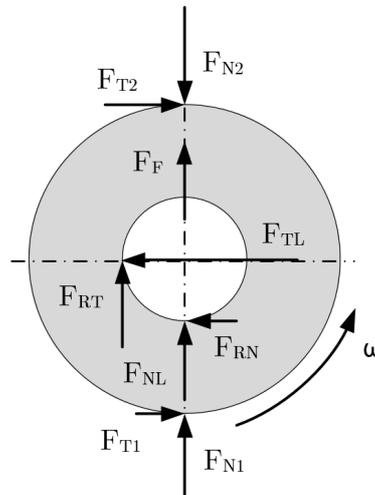


Abbildung 3.16: Kräfte am Planetenrad

Mit den Gleichungen (3.32) - (3.38) und der Annahme einer Reibzahl im Lager können die Kräfte auf den Lagerbolzen sowie das Abtriebsmoment durch Anpassung (Iteration) der Reibzahlen μ_i in den Kontakten bestimmt werden.

$$F_{Ti} = F_{Ni} \cdot \mu_i \quad (3.32)$$

$$M_{an} = \frac{d_{ST}}{2} \cdot A_P \cdot F_{Lx} \quad (3.33)$$

$$F_{Lx} = F_{TL} + F_{NL} \cdot \mu_L \quad (3.34)$$

$$F_{Ly} = F_{NL} + F_{TL} \cdot \mu_L \quad (3.35)$$

$$\sum F_x = 0 \quad F_{T1} + F_{T2} - F_{TL} - F_{NL} \cdot \mu_L = 0 \quad (3.36)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{N1} + F_{NL} + F_F + F_{TL} \cdot \mu_L - F_{N2} = 0 \quad (3.37)$$

$$\sum M_2 = 0 \quad -F_{T1} \cdot d_P + F_{NL} \cdot \mu_L \cdot \frac{(d_L + d_P)}{2} + F_{TL} \cdot \frac{d_P}{2} = 0 \quad (3.38)$$

Dabei ergibt sich die Fliehkraft des Planetenrades zu $F_F = m \cdot \omega_{aus}^2 \cdot \frac{d_{ST}}{2}$, welche, bei Annahme eines spielfreien Lagers, nur auf das Gleitlager und nicht auf die Kontaktkräfte wirkt. Die

Lagerkraft wird mit $F_L = \sqrt{F_{Lx}^2 + F_{Ly}^2}$ berechnet.

Im Planetenrad kommt wegen Platzmangels ein Gleitlager zum Einsatz. Da dieses im Gegensatz zu einem Wälzlager hohe Verluste verursacht, wird es bei der Wirkungsgradberechnung berücksichtigt. Die Lagerverluste P_L im Planetenrad ergeben sich mit Lagerkraft F_L , Umfangsgeschwindigkeit $u_L = \frac{d_L}{d_P} \cdot u_{Pr}$, Reibzahl im Lager μ_L und Anzahl der Planetenräder A_P aus:

$$P_L = \mu_L \cdot F_L \cdot u_L \cdot A_P \quad (3.39)$$

Das Planetengetriebe besitzt weitere Verluste, die aus der Reibung im Kontakt entstehen. Dabei kann die Gleitreibung als lastabhängiger Anteil gesehen werden. Denn nur unter Last kommt es zu Schlupf und somit zum Gleiten im Kontakt. Dazu zählt auch der Schräglauf- und Bohrschlupf. Es wird angenommen, dass diese beiden letztgenannten Schlüpfе aufgrund von hoher Passgenauigkeit der Bauteile im Getriebe und des Einsatzes von einfachen Zylinderkörpern, nicht auftreten. Die Gleitreibungsverluste errechnen sich laut [Niemann und Winter 1983, S. 208] für eine Kontaktstelle mit der Umfangsgeschwindigkeit des treibenden Rades u_i , der Gleitreibzahl μ_{Gi} , der Normalkraft F_{Ni} , der Anzahl an Planetenrädern A_P und dem im Kontakt vorherrschenden Schlupf s_i mit:

$$P_{RG_i} = u_i \cdot \mu_{Gi} \cdot F_{Ni} \cdot s_i \cdot A_P \quad (3.40)$$

Dies setzt voraus, dass die „genutzte“ Gleitreibzahl μ_{Gi} für eine gegebene Betriebsbedingung bekannt ist. Diese genutzte Gleitreibzahl kann einen Maximalwert erreichen, sollte jedoch immer

geringer sein und im linearen Bereich des Anstieges der Reibzahlkurve liegen, um hohen Schlupf, hohe Verluste und hohen Verschleiß zu vermeiden (vgl. Abbildung 2.4). [Niemann und Winter 1983, S. 202]

Um das Problem der unbekanntenen Gleitreibzahl zu vermeiden, kann mittels der Annahme eines Abtriebsmomentes direkt die Tangentialkraft für die Berechnung herangezogen werden. Somit verändert sich Gleichung (3.40) zu:

$$P_{RG_i} = u_i \cdot F_{T_i} \cdot s_i \cdot A_P \quad (3.41)$$

Der lastunabhängige Anteil der Reibung wird Wälzreibung genannt. Er tritt wegen der Verformungsarbeit immer auf. Diese Wälzreibung besteht aus der Rollreibung und beim Einsatz von balligen Wälzkörpern aus einem zusätzlichen Wälzreibungsanteil. Da keine balligen Räder zum Einsatz kommen, vereinfachen sich die Wälzreibungsverluste zu [Niemann und Winter 1983, S. 208]:

$$P_{RW_i} = u_i \cdot \mu_{r_i} \cdot F_{N_i} \cdot A_P \quad (3.42)$$

Abbildung 3.17 zeigt, dass es aufgrund der Rollbewegung ω zu einer Verformung der Kontaktpartner und einer nichtsymmetrischen Druckverteilung kommt. Diese Verformung führt zu einem sogenannten „Hebelarm f der Rollreibung“. Die Rollreibung ist vor allem von der Werkstoffpaarung, Schmierung, Berührgeometrie, Wälzradien der beiden Körper, Oberflächenbeschaffenheit und Wälzgeschwindigkeit abhängig und kann mit $\mu_r = \frac{2f}{D}$ berechnet werden. [Niemann et al. 2001, S. 536]

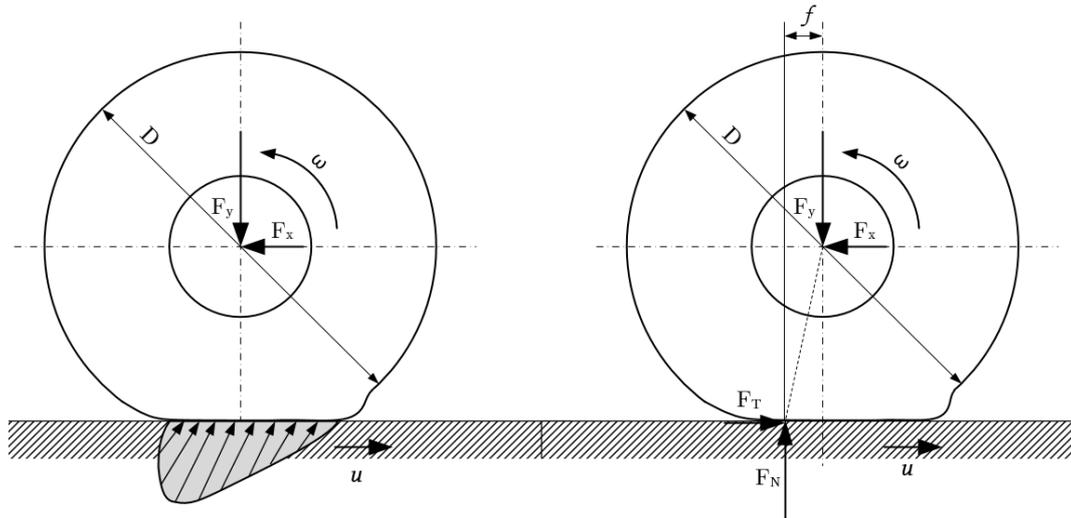


Abbildung 3.17: Entstehung der Rollreibung und Hebelarm bei einem rotierenden Rad

Somit kann mit bekanntem Durchmesser und Hebelarm die Rollreibung in jedem Kontakt bestimmt werden. In der Praxis ist meist eine messtechnische Ermittlung des Hebelarms notwendig.

Die Gesamtverluste des Reibradgetriebes können mit Gleichung (3.43), wobei die Indizes 1 und 2 für die zwei Kontaktstellen am Planetenrad stehen, und dem Wirkungsgrad nach Gleichung (3.1) bestimmt werden. Die Verluste der Lager für das Sonnenrad und der Abtriebswelle sind hier nicht enthalten.

$$P_V = P_L + \sum_{i=1}^2 (P_{RG_i} + P_{RW_i}) \quad (3.43)$$

3.6.6 Auswertung der analytischen Berechnung

Die aufgestellte analytische Berechnung muss nun auf Plausibilität und Genauigkeit untersucht werden. Im ersten Schritt sind die E-Module in den Kontakten zu überprüfen. Grundsätzlich sind keine realen E-Modulwerte für zylindrische Wälzkörper mit Gummischicht gefunden worden. Somit wird auf Anhaltswerte nach [Grote und Feldhusen 2011, S. G58] zurückgegriffen. Dies bedeutet aber, dass erste Ungenauigkeiten in die Berechnung einfließen. Zusätzlich ist die Höhe der Abweichung nicht bekannt. Tabelle 3.13 zeigt, dass mit dem Ansatz von [Stommel et al. 2011] die errechneten Werte näher an den Anhaltswerten liegen als mit dem Ansatz von [Göbel 1945, S. 18]. Darum wird mit der ersten Methode weitergerechnet. Außerdem ist zu erkennen, dass der E-Modul bei steigender Elastomerhärte höhere Abweichungen besitzt.

Tabelle 3.13: Vergleich der E-Module aus verschiedenen Berechnungsmethoden mit Formfaktor $K = 1$ und für zylindrische Voll-Gummifedern

Härte des Elastomers in Shore A	Anhaltswerte nach [Grote und Feldhusen 2011, S. G58] in N/mm ²	E-Modul nach [Stommel et al. 2011] in N/mm ²	E-Modul nach [Göbel 1945, S. 18] in N/mm ²
40	6,5	6,1	4,2
50	9	9,4	5,5
60	13	14,4	8,3
70	20	23	13,2

Im nächsten Schritt werden die errechneten Normalkräfte in den Kontaktstellen mit jenen aus [Ernst 2012] verglichen. [Ernst 2012] hat die Normalkräfte nicht nur gemessen, sondern auch mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) simuliert. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass das Planetenrad bei der Messung Einfachheit halber zwischen zwei Ebenen eingespannt wurde. Somit stellt dies keinen realen Kontakt zwischen zwei gekrümmten Flächen dar. Den Vergleich der Kräfte zeigt Tabelle 3.14. Die analytische Berechnung ist vor allem bei höheren Belagsdicken (geringerer Außendurchmesser der Planetenradhülse) genauer, da die Deformation oder Dehnung geringer ist. Denn nur dann können mit dem Hookeschen Gesetz gute Ergebnisse erzielt werden. In diesem Fall ist zu sagen, dass die Berechnung der Normalkräfte gute Ergebnisse liefert, wenn die Dehnung unter 10% bleibt.

Tabelle 3.14: Vergleich der gemessenen Normalkräfte nach [Ernst 2012] und analytisch errechneten Normalkräfte, bei Elastomertemperatur $\Delta T = 60\text{ °C}$, Planetenbreite $B = 14\text{ mm}$, Planetenraddurchmesser $d_p = 12,5\text{ mm}$, Sonnenraddurchmesser $d_s = 5\text{ mm}$, Elastomerhärte $H_E = 80\text{ Shore A}$

Übermaß Elastomer	Außendurchmesser der Planetenradhülse								
	gemessen			Berechnung mit FEM			analytische Berechnung		
	8 mm	10 mm	11 mm	8 mm	10 mm	11 mm	8 mm	10 mm	11 mm
0,1 mm	-	35,3 N	46,8 N	17 N	33 N	67,6 N	16,7 N	35 N	89,6 N
0,15 mm	-	45,2 N	-	29,3 N	59,6 N	137,2 N	29,2 N	69,1 N	197,9 N
0,2 mm	47,4 N	-	-	42,4 N	92 N	-	44,5 N	115 N	353,5 N

Die Überprüfung der Relation der Schlupfwerte in den Kontakten (s_1 und s_2) ergibt plausible Ergebnisse, denn der Einzelschlupf am Hohlrad ist aufgrund der größeren Kontaktfläche immer kleiner als jener am Sonnenrad. Jedoch kann der Betrag dieser Werte ohne Messungen nicht überprüft werden.

Die durch Iterationsschleifen ermittelten Reibwerte in den Kontakten von $\mu = 0,09$ bei einem Einzelschlupf am Sonnenrad von $s_1 = 22\%$ ist im Vergleich zu [Ernst 2012, S. 62] $\mu = 0,7$ sehr gering. Vermutlich passt die Gleichung des Schlupfs (Gleichung (3.31)) nicht für das angenommene Model eines Zylinders mit einer Elastomerschicht. Durch die daraus resultierenden geringen Tangentialkräfte am Planetenrad kommt es in der Berechnung zu nicht plausiblen Verlustleistungen, die größer als die Eingangsleistungen sein können.

Bei der Berechnung der Rollreibung ergeben sich Werte von $\mu_r = 0,03 - 0,13$. Diese stimmen mit den Angaben in der Literatur ($\mu_r = 0,2$) überein [Niemann und Winter 1983, S. 199].

Schlussendlich zeigt die Berechnung, dass die Normalkräfte mit guter Genauigkeit ermittelt werden können. Kommt es jedoch zur Berechnung des Schlupfs, versagt das Berechnungsmodel. Ein weiteres Problem dieser Berechnung besteht darin, dass viele Werte unbekannt sind, deshalb nur Anhaltswerte herangezogen werden können, und dass Gleichungen vereinfacht sind (vgl. Tabelle 3.15). Eine messtechnische Erfassung der Werte kann die Genauigkeit der Ergebnisse verbessern. Jedoch würde dies einen enormen Aufwand bedeuten und wird folglich nicht umgesetzt. Des Weiteren besitzt die Temperatur einen wesentlichen Einfluss auf das Elastomer und den Wirkungsgrad. Da diese Temperatur im Elastomer zu Beginn der Berechnung nicht bekannt ist, muss sie abgeschätzt oder aus Versuchen ermittelt werden. Zusätzlich sind der Verschleiß und seine Auswirkungen auf die Leistungswerte des Getriebes in dieser Berechnung nicht enthalten. Durch plastisches Verhalten, das bei hohem Übermaß auftreten kann, kann es zur Vergrößerung der Kontaktfläche kommen [Czichos und Habig 2015, S. 56]. Auch dieser Effekt ist in der Berechnung nicht berücksichtigt. Diese und viele weitere Annahmen für Gleichungsvereinfachungen führen zu hohen Ungenauigkeiten der Ergebnisse. Aufgrund der Unsicherheit muss eine zusätzliche Methode gefunden werden, um diese analytische Berechnung durch experimentelle Ergebnisse zu stützen oder zu widerlegen.

Somit wird für eine direkte Wirkungsgradbestimmung des Reibrad-Planetengetriebes ein statistischer Versuchsplan herangezogen. Der Sinn des Versuchsplans in dieser Arbeit ist, genaue Ergebnisse bei nur geringem Versuchsumfang zu liefern. Zusätzlich können mit ihm empirische Zusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren und Zielgrößen bestimmt werden.

Tabelle 3.15: Annahmen des analytischen Berechnungsmodells

Ermittlung von	Vorgehen	Quelle	Beschreibung
Kontaktlänge L_i	Berechnung	-	keine plastische Verformung in tangentialer Richtung enthalten, nur geometrische Berechnung
Kontaktfläche $L_i \cdot B_E$	Berechnung	-	keine plastische Verformung in Querrichtung enthalten, nur geometrische Berechnung
Schubmodul G	Berechnung	[Stommel et al. 2011]	nach Neo-Hooke-Modell & Cauchy-Green-Tensor, näherungsweise Bestimmung
Formkennwert K_f	Berechnung	-	Gleichung theoretisch erstellt, praktisch nicht bestätigt
Formfaktor K	Anhaltswert	[Göbel 1945, S. 18–24]	gilt nur für zylindrische Voll-Gummifedern (aus Diagramm)
Verschiebung u_i	Berechnung	[Popov 2010, S. 16]	Gleichung gilt nur für einachsige Deformation und bei geringer Dehnungen
Wärmeausdehnungskoeffizient Elastomer α_E	Anhaltswert	[Continental 2008]	$\alpha_E = 190 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$ (konstant angenommen, bei Härte = 93° Shore A)
Temperaturänderung ΔT	Annahme	-	$\Delta T = +80^\circ C$ (schlechter Fall)
Poisson-Zahl ν_E	Anhaltswert	[Lee und Lakes, S. 2379]	$\nu_E = 0,5$ (für gummiähnliche Materialien)
Einzel­schlupf s_i	Berechnung	[Popov 2010, S. 132]	Gleichung gilt nur für Walze mit elastischem Verhalten auf starrer Ebene
Gesamt­schlupf s_G	Berechnung	-	Gleichung theoretisch erstellt, praktisch nicht bestätigt
Reibzahl im Gleitlager μ_L (Bronze)	Anhaltswert	[SKF 2004, S. 11]	$\mu_L = 0,08 - 0,15$ (bei Fettschmierung)
Rollreibung μ_r	Berechnung	[Niemann et al. 2001, S. 536]	Annahme des „Hebelarms der Rollreibung“ mit der Kontaktlänge
Toleranzen im System	Annahme	-	keine Toleranzen vorhanden

4 Untersuchung des Getriebes

Da, wie in Abschnitt 3.6.6 erwähnt, eine analytische Lösung nur schwierig hergeleitet werden kann und ungenaue Ergebnisse liefert, wird die Untersuchung des Getriebes mit Hilfe eines statistischen Versuchsplans (SVP) bzw. im Englischen Design of Experiment (DoE) durchgeführt. Dafür müssen zuerst alle benötigten Zielgrößen und alle Einflussgrößen auf das Getriebe gesammelt werden. Da je nach Anzahl der Einflussgrößen eine große Anzahl an Versuchsträgern und Messungen hervorgeht, muss darauf geachtet werden, dass der Aufwand der Untersuchung durch Anpassung der Versuchsstrategie im Rahmen bleibt. Das kann bedeuten, die Anzahl der in die Berechnung einfließenden Einflussgrößen zu verringern. Umgekehrt sollte durch die Vereinfachungen eine qualitativ gute Aussage über die Zielgrößen, also Wirkungsgrad, Ausgangsmoment, Lebensdauer und Verschleiß erreicht werden. Sind alle Faktoren bestimmt, wird ein Versuchsträger gebaut, welcher Ergebnisse abhängig von den Faktoren am Prüfstand liefert.

Zur Untersuchung gehören die Erstellung des SVP, der Bau eines Versuchsträgers (Getriebe-Prototyp) und Prüfstandes, sowie die Messungen und deren Auswertung. Als Auswertehilfe dient das Programm Design-Experts® 9 [Stat-Ease® Inc.], welches für die Ermittlung, Darstellung und Optimierung von Versuchsplänen entwickelt wurde.

4.1 Wahl der Zielgrößen und Einflussfaktoren

Die Wahl der Zielgrößen, also jene Werte, die bestimmt werden müssen, fällt auf den Wirkungsgrad, das Ausgangsmoment, die Temperatur im Getriebe, das Akustikverhalten, den Verschleiß und die Lebensdauer. Jedoch bedingen Verschleiß- sowie Lebensdauermessungen lange Messzeiten. Zusätzlich werden viele Versuchsträger benötigt, da diese verschleifen und für weitere Wirkungsgrad- oder Momentenmessungen nicht mehr zur Verfügung stehen. Es ist bekannt, dass sich in der geforderten Lebensdauer von zehn Jahren die stofflichen Eigenschaften des Elastomers verändern werden. Zusätzlich wirken das Kriechverhalten und eine Plastifizierung bei langen Standzeiten negativ auf die Lebensdauer des Getriebes. Somit kann bei schlechter Wahl des Elastomermaterials keine Funktionserfüllung über die Betriebsdauer gewährleistet werden. Jedoch können diese Effekte in Kurzzzeittests nicht erfasst werden. Darum werden, um zeitlichen Aufwand

und Kosten zu minimieren, der Verschleiß und die Lebensdauer erst in weiteren Messdurchgängen berücksichtigt. Darüber hinaus wird das akustische Verhalten bei der Messung nicht berücksichtigt. Aus der Erfahrung der vorangegangenen Messungen ist bekannt, dass der Schalldruckpegel nur geringe Änderungen aufweist. Zusätzlich wird der zeitliche und konstruktive Aufwand der Messung durch eine Soundkammer erhöht. Vorerst werden daher nur Getriebe mit optimalen Wirkungsgraden und Ausgangsmomenten bei gleichzeitig geringer Temperatur ermittelt.

Nach der Zielgrößenwahl werden alle Einflussgrößen, welche die Zielgrößen des Planetengetriebes beeinflussen können, zusammengetragen. Zu diesen Einflussgrößen zählen Steuergrößen (sind einstellbare Parameter) und Störgrößen (sind unveränderliche Werte). Alle relevanten Einflussgrößen sind im Ursache-Wirkungs-Diagramm in Abbildung 4.1 ersichtlich.

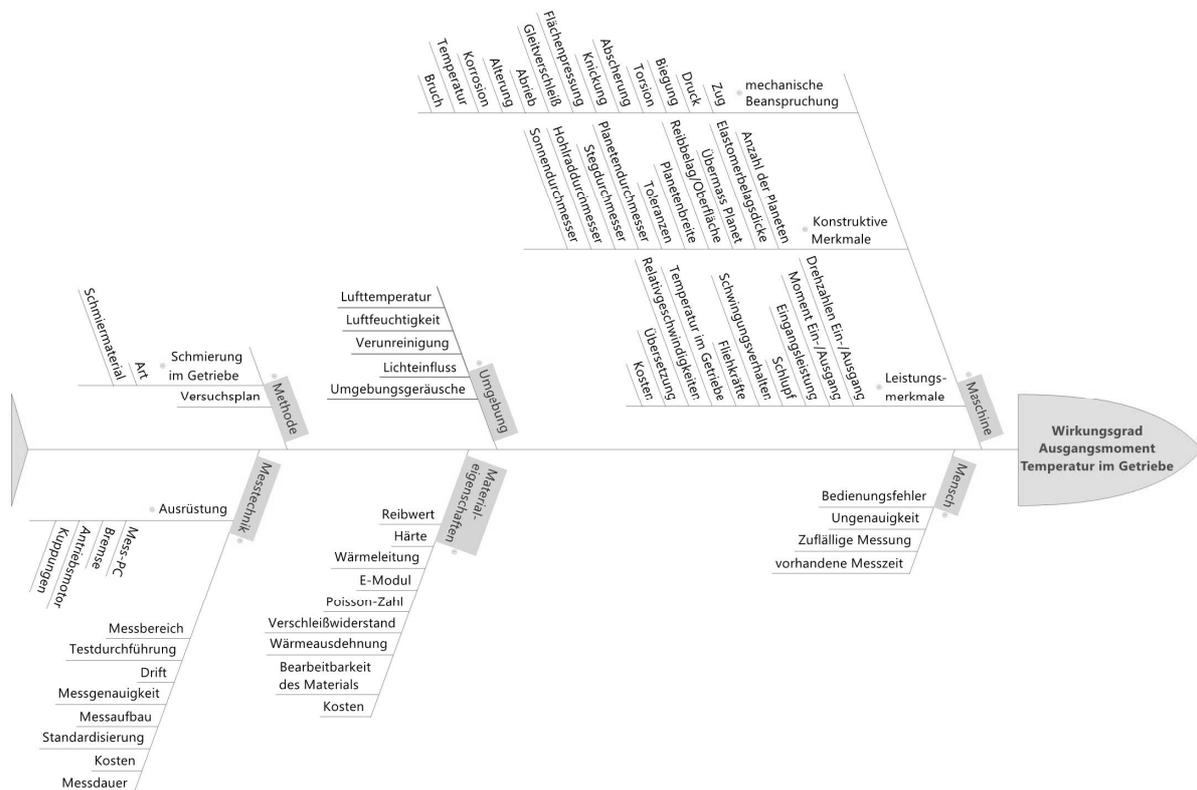


Abbildung 4.1: Ursache-Wirkungs-Diagramm zur Einflussgrößenbestimmung

Da der Aufwand zu umfangreich ist, alle Einflussgrößen zu berücksichtigen, werden nur die neun Faktoren (vgl. Tabelle 4.1) mit hohem Einfluss auf die Zielgrößen für die Messungen herangezogen. Abbildung 4.2 zeigt einige dieser Faktoren an einem Planetenrad des Getriebes. Die Auswahl fällt vor allem auf konstruktive Faktoren, da diese einfach umgesetzt werden können. Um die Ergebnisse

während der Messung nicht zu verfälschen, wird versucht, die übrigen Stör-, also jene Faktoren die nicht beeinflusst werden können (z.B.: Umgebungseinflüsse), möglichst konstant zu halten.

Anstatt des Ausgangsmomentes wird der Schlupf gewählt. Der Grund liegt darin, dass der Bereich des Schlupfs, in dem der Wirkungsgrad maximal wird, bereits bekannt ist. Somit fällt die Wahl der Faktorstufen für den Schlupf leichter aus als für das Moment.

Auch die Faktorstufen (vgl. Tabelle 4.1) müssen in weiterer Folge richtig gewählt werden, um bei geringem Aufwand eine gute Qualität der Ergebnisse zu erhalten. Mit diesen neun Faktoren ist es vorteilhaft, nur zwei Stufenwerte zu verwenden. Ein vollfaktorieller SVP bedingt $2^9 = 512$ Versuche. Bei einer abgeschätzten Mess- und Umbauzeit von etwa 20 Minuten für jedes Getriebe wäre dies eine Gesamtmessdauer von 21 Arbeitstagen zu je acht Stunden. Mit zwei Stufen sind aber nur lineare Einflüsse feststellbar. Vor allem bei der Elastomerhärte wird kein lineares Verhalten auftreten (vgl. Abbildung 3.13). Dieser Umstand wurde jedoch für erste Messungen in Kauf genommen. Die Anzahl der Stufenwerte kann, wenn nötig, in weiterer Folge für einzelne Einflussfaktoren erweitert werden. Mit geringem Mehraufwand ist dann ein nicht linearer Effekt erfassbar.

Bei der Wahl der Stufenfaktoren ist vor allem die Differenz zwischen den beiden wichtig. Ist sie zu klein, wird womöglich der Effekt von der Zufallsstreuung überdeckt. Andererseits darf der Bereich nicht zu groß sein, um nicht die Annahme der Linearität zu gefährden. [Kleppmann 2013, S. 26–28]

Die Stufenwerte bei Planeten- und Stegdurchmesser werden so gewählt, damit sie im bestehenden Getriebegehäuse mit maximalen Außendurchmesser von 42 mm umsetzbar sind. Des Weiteren müssen mit dieser Konstellation nur drei unterschiedliche Gehäusedurchmesser und Sonnenräder gefertigt werden.

Bei der Planetenbreite wird das Maximum mit 7 mm, wegen maximal zulässiger axialer Baugröße, gewählt. Das Minimum wird größer als die maximale Elastomerbelagsdicke ausgeführt, um zu große axiale Verformung des Elastomers zu vermeiden. Die Stufenwerte der

Getriebeeingangsdrehzahl im Bereich von 3000 und 6000 min^{-1} werden aus den Anforderungen an das Getriebe abgeleitet.

Die Faktorstufen von Übermaß und Elastomerhärte werden aus der Diplomarbeit von [Ernst 2012] herangezogen. Da der Wirkungsgrad laut [Ernst 2012] bei einem Schlupf zwischen 10 und 25% sein Maximum besitzt, fällt die Auswahl des unteren Stufenwertes auf 10%. Die obere Faktorstufe wird auf 15% herabgesetzt, um das Getriebe im Betrieb nicht zu hohem Schlupf und damit zu hohem Verschleiß auszusetzen. [Niemann und Winter 1983, S. 213]

Die Planetenanzahl kann als einziger Faktor nur ganzzahlige Werte annehmen und wird somit mit 3 und 4 angenommen. Jedoch führt die Kombination von Planetendurchmesser 16 mm und Stegdurchmesser 20 mm bei einem Getriebe mit vier Planetenrädern unweigerlich zu einer geometrischen Kollision. Somit kann diese Konstellation nicht für die Messung herangezogen werden und führt zu einer Aufteilung des SVP in drei unterschiedliche unabhängige Pläne. Die Ergebnisse der verschiedenen Versuchspläne müssen folglich separat interpretiert werden. Dieses Vorgehen wird trotzdem umgesetzt, um den Faktor „Planetenanzahl“ beizubehalten und keine zu geringe Differenz der Faktorstufen bei Steg- und Planetendurchmesser zu erhalten.

Tabelle 4.1: Veränderliche Faktoren des Getriebes in der experimentellen Untersuchung

Faktoren	Abk.	Einheit	Faktorstufen	
			Minimum	Maximum
Planetendurchmesser	d_P	mm	12	16
Stegdurchmesser des Planetenträgers	d_{ST}	mm	20	24
Planetenbreite	B_E	mm	5	7
Übermaß der Planetenräder	\ddot{u}	mm	0,1	0,3
Elastomerbelagsdicke	D_E	mm	1	3
Elastomerhärte	H_E	Shore A	70	90
Planetenanzahl	A_P	-	3	4
Getriebeeingangsdrehzahl	n_{ein}	1/min	3000	6000
Gesamtschlupf im Getriebe	s_G	%	10	15

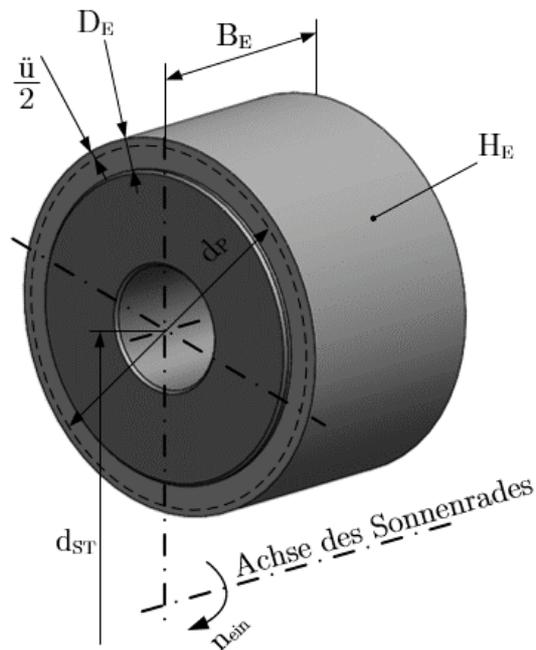


Abbildung 4.2: Veränderliche Faktoren am Planetenrad

4.2 Prototypenbau

Bei der Konstruktion und Planung des Reibrad-Planetengetriebes müssen einige Punkte beachtet werden, damit ein einfaches und rasches Messen gewährleistet werden kann. Es ist klar, dass eine große Anzahl an Messungen bevorsteht. Deshalb soll das Prototypen-Getriebe gegenüber dem serienreifen Getriebe eine hohe Ähnlichkeit aufweisen. Zusätzlich muss eine rasch wechselbare Anbindung an den Prüfstand möglich sein. Dies wird mit einer Gehäusefixierung (vgl. Abbildung 4.5 und Anhang 2) gelöst. Dazu gehört auch eine einfach zu öffnende Fixierung für die Getriebeausgangswelle. Wird diese gelöst, kann die Ausgangswelle aus dem Planetenträger entfernt und somit das gesamte Getriebe zerlegt werden.

Die Planetenräder besitzen keine Befestigung am Planetenträgerbolzen. Diese sind nur aufgesteckt und daher axial verschiebbar. Es kann vorkommen, dass das Elastomer der Planetenräder am Planetenträger oder an der Gehäuseanbindung schleift. Der Grund liegt in den in der Praxis auftretenden Axialkräften. Auf der Seite des Planetenträgers wird deshalb eine Passscheibe mit 0,1 mm Höhe am Planetenbolzen eingelegt, um dieses Schleifen des Elastomers zumindest am Planetenträger zu verringern.

Ein Planetengetriebe auf Basis eines Reibrades muss ohne interne Schmierung auskommen. Jegliche Berührung der Reibkontakte mit dem aus den Lagerstellen austretenden Schmiermittel würde zum Anstieg des Schlupfs und somit zum Abfall des Wirkungsgrades und der Übertragungsfähigkeit führen. Der Einbau von Wälzlagern ist aufgrund des geringen Platzbedarfs nur bei bestimmten Planetenvarianten möglich. Um deshalb die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, werden alle Planetenräder mit einem Bronze-Gleitlager aus CuSn7Zn4Pb7 (2.1090) versehen.

Laut [Lautner 2015] ist es unvorteilhaft, Planetenräder durch Aufvulkanisieren des Elastomers auf eine Stange und nachfolgendem Abstecken zu erzeugen. Dies führt zu Nachbearbeitungsarbeiten, da Wulste am Elastomer entstehen können, die das Reibverhalten ändern. Zusätzlich ist kein Absatz zwischen Gleitlagerhülse und Elastomer vorhanden. Dieser Absatz dient als Abstand zwischen Elastomer und Planetenträger oder Gehäuseanbindung. Daher wurden alle Planetenräderröhren extra erzeugt und danach einzeln mit Elastomer beschichtet. Dieser Vorgang ist in der Herstellung eines Prototyps teurer, kann aber in der Serienproduktion günstig durchgeführt werden.

Für das Hohlrad/Gehäuse werden drei unterschiedliche Hohlraddurchmesser benötigt. Das vorhandene Gehäuse eines Serienproduktes wird durch Sintern hergestellt, besteht aus einer Zinklegierung (AC41A) und besitzt eine Innenverzahnung. Diese Innenverzahnung wird bei drei Gehäusen auf den größten benötigten Durchmesser von 40 mm ausgedreht. Eines dieser Gehäuse stellt somit das erste und größte Hohlrad dar. Für die Realisierung der restlichen zwei Hohlraddurchmesser werden zwei Aluminiumringe mit dem Außendurchmesser von 40 mm aber den zwei unterschiedlichen benötigten Innendurchmessern (36 und 32 mm) in die anderen zwei Gehäuse eingepresst. Das Material der Ringe wird mit einer ähnlichen Härte wie die Zinklegierung gewählt, um eine Vergleichbarkeit zwischen Gehäuse und Ringen zu gewährleisten. Die Laufflächen am Hohlrad werden mit einer möglichst geringen Rauheit hergestellt, um den Geräuschpegel zu minimieren und den Reibwert zu steigern.

4.3 Ablauf des Versuchsplans

Das Problem der Planetenkollision bei vier Planetenrädern fordert drei unterschiedliche Versuchspläne (vgl. Tabelle 4.2). Jeder dieser Versuchspläne ist ein zufällig generierter, zweistufiger

SVP. Um die Genauigkeit des Berechnungsergebnisses zu erhöhen, werden alle Versuchspläne doppelt realisiert. Die Versuchspläne dienen vorwiegend für Screening-Zwecke, um einen Überblick über die Zusammenhänge zwischen den Faktoren und Zielgrößen zu bekommen. Sie sind als teilfaktorielle Versuchspläne aufgebaut, um den Aufwand zu verringern.

Tabelle 4.2: Erstellte Versuchspläne

Nr.	SVP	Veränderliche Faktoren	Anzahl der Messungen
1	3 Planetenräder	8	$2^5 = 32$
2	4 Planetenräder mit konstantem Planetendurchmesser (12 mm)	7	$2^5 = 32$
3	4 Planetenräder mit konstantem Stegdurchmesser (24 mm)	7	$2^5 = 32$

Das DoE-Programm gibt die für die Messung benötigten Faktorstufenkombinationen vor. Da dreifache und mehrfache Wechselwirkungen in der Realität fast nie in Erscheinung treten und sie nur selten von Bedeutung sind, wird angenommen, dass es nur Haupteffekte und zweifache Wechselwirkungen gibt. [Giger 2014, S. 11]

Die vorgegebenen Messungen werden durchgeführt und die Ergebnisse in das DoE-Programm eingefügt. Für jede Zielgröße (Wirkungsgrad, Moment, Temperatur) sind die Messdaten auf sogenannte Ausreißer (falsche Messungen) zu kontrollieren. Zu Ausreißern kann es durch falsche Einstellungen am Prüfstand oder durch unerwartete Veränderungen zwischen den einzelnen Messungen kommen. Die Filterung von falschen Messungen kann mit dem DoE-Programm durchgeführt werden. Dabei werden Abweichungen der Messungen mit Hilfe der Statistik und somit mit Hilfe von Prognosen errechnet.

Sind Ausreißer vorhanden und für die Berechnung nicht von Nöten, können diese aufgrund der doppelten Realisierung unterdrückt werden. Sie fließen somit nicht in die Berechnung ein. Sind diese Messergebnisse erforderlich (d.h.: der Messpunkt ist eine wichtige Stützstelle für die Berechnung), müssen die Messungen wiederholt werden. Sind all diese Schritte abgearbeitet, können die signifikanten Haupteffekte und Wechselwirkungen herausgefiltert werden. Für die automatische Auswahl der Effekte mit dem DoE-Programm wird ein Signifikanzniveau von $\alpha = 0,01$ angenommen, da keine vollfaktorielle Untersuchung vorliegt. Das heißt, dass das Risiko, einen signifikanten Effekt irrtümlich für real zu halten, nur 1% beträgt.

4.4 Prüfstand und Messablauf

Der Prüfstand dient der Vermessung aller Planetengetriebevarianten. Deren Aufbau und das verwendete Messequipment ist in Abbildung 4.4 und Tabelle 4.3 zu sehen. Da der Messablauf mit verschiedenen Getrieben sehr oft wiederholt werden musste, war ein einfaches System zum raschen Wechseln des Getriebes notwendig, welches in Abbildung 4.5 dargestellt ist. Ein Synchron-Servomotor, bei dem bei jeder Messung die benötigte konstante Drehzahl eingestellt wird, dient als Antriebseinheit.

An der Ausgangswelle des Prüfstandes ist eine Bremse verbaut (vgl. Anhang 15). Das an der Bremse angeschlossene Netzgerät dient zum direkten Einstellen des Getriebeausgangsmoments und indirekten Einstellen des Schlupfs. Da die Getriebevarianten sehr unterschiedliche Ausgangsmomente bei bestimmtem Schlupf erreichen, werden zwei Bremsen mit unterschiedlichen Bremsleistungen eingesetzt. Da die Messungen mit drei und vier Planetenrädern unabhängig voneinander durchgeführt werden und die Ausgangsmomente dementsprechend unterschiedliche sind, muss der Umbau zwischen den zwei Bremsen nur einmal verrichtet werden.

Der Schlupf wird ausgehend von Ein-, Ausgangsdrehzahl und tatsächlicher Übersetzung rechnerisch bestimmt. Dazu wird die theoretische Übersetzung benötigt, welche nicht messbar ist und somit manuell für die Berechnung in das Messprogramm eingegeben wird.

Zwischen Motor/Getriebe und Bremse/Getriebe wird jeweils eine Messwelle zur Messung von Drehmoment und Drehzahl verbaut. Da an der Eingangswelle nur geringe Momente auftreten, besitzt die Messwelle zwischen Motor und Getriebe einen kleineren Messbereich als jene an der Ausgangswelle.

Bei den ersten Messungen kommt es aufgrund der hohen Reibung im Gleitlager trotz Verwendung von Lagerbronze als Lagermaterial zu hohen Temperaturgradienten, welche bei Nicht-Abschaltung des Prüfstandes zur Erweichung des Elastomermaterials geführt hätten. Somit wird für die folgenden Messungen ein zähes Lagerfett eingesetzt. Weitere Versuche mit diesem Fett ergeben, dass in der kurzen Versuchszeit kein Fett bis zu den Kontaktstellen gelangt. Jedoch müssen nach jeder Messung alle Teile wieder vom Fett gesäubert werden und die Verwendung des Fetts entspricht nicht den tatsächlichen Serieneinsatzbedingungen.

Eine große Hürde ist die Messung des Temperatureinflusses im Planetengetriebe. Grundsätzlich wird die Temperatur an der Oberfläche des Elastomers benötigt. Dies hätte mit mehreren Pyrometern und einer konstruktiven Modifikation am Getriebegehäuse umgesetzt werden können. Aus Zeit- und Kostengründen wird diese Lösung verworfen. Um den Temperatureinfluss dennoch qualitativ aufzuzeigen, werden alle Getriebegehäuse mit einem Sackloch am Außenumfang versehen, in dem ein Thermoelement (Typ K) eingebracht werden kann. Dadurch kann die Temperatur an der Hohlradlauffläche gemessen werden, welche näherungsweise jener an der Elastomeroberfläche entspricht.

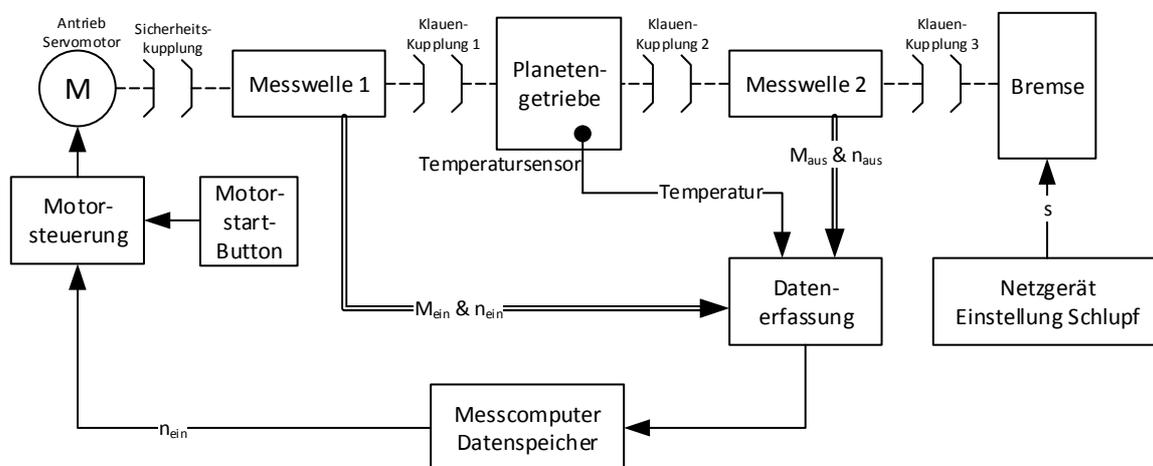


Abbildung 4.3: Prinzipskizze des Messaufbaus

Tabelle 4.3: Messmittel

Messmittel	Bezeichnung	Hersteller	Messbereich / Einstellbereich	Genauigkeit
Antriebsmotor	AKM 22E-ANBNR-00	Kollmorgen	max. kurzfristiges Moment 2,42 Nm max. langfristiges Moment 0,87 Nm max. Drehzahl 8000 U/min	-
Drehmomentaufnehmer	DRFL-I-1-n	ETH Messtechnik GmbH	0 – 1 Nm	max. Messfehler 0,1% (bez. auf Endwert)
			0 – 10000 U/min	60 Impulse/Umdrehung
Thermoelement	Typ K	-	-50 °C bis 250 °C	Klasse 1 (±1,5°C)
Drehmomentaufnehmer	DRFL-I-5-n	ETH Messtechnik GmbH	0 – 5 Nm	0,1% (bez. auf Endwert)
			0 – 10000 U/min	60 Impulse/Umdrehung
Hysteresebremse	HB-140M-2	Magtrol	Drehmoment 1 Nm Spannung 24 V DC max. Drehzahl 12000 U/min	Toleranzbereich ± 1%

Magnet-Pulver-Bremse	PBO-025	Sunrise	Drehmoment 2,5 Nm Spannung 24 V DC max. Drehzahl 1500 U/min	-
Datenerfassung	DEWE 43V	measX GmbH & Co. KG	Eingänge: 8 Kanäle max. Abtastrate: 200 kHz	24 Bit Auflösung

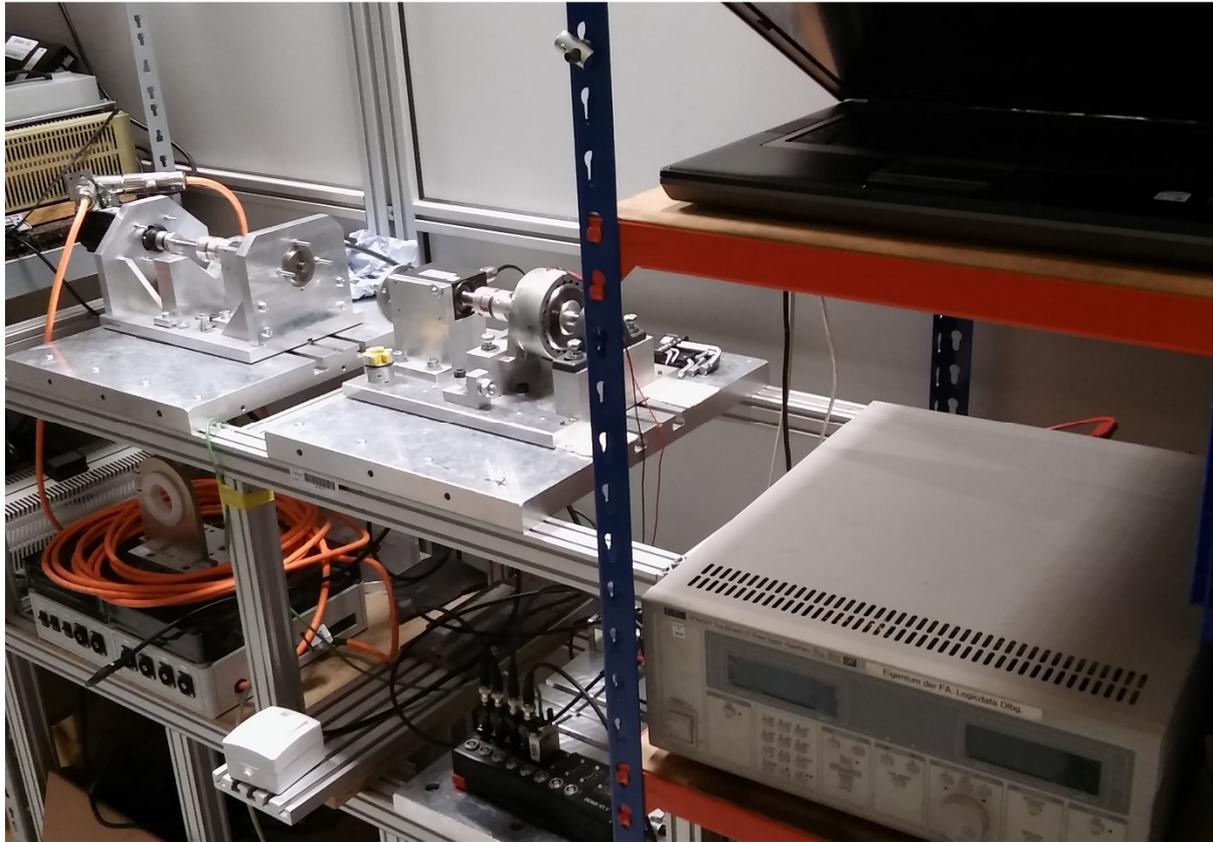


Abbildung 4.4: Getriebeprüfstand und Messzubehör

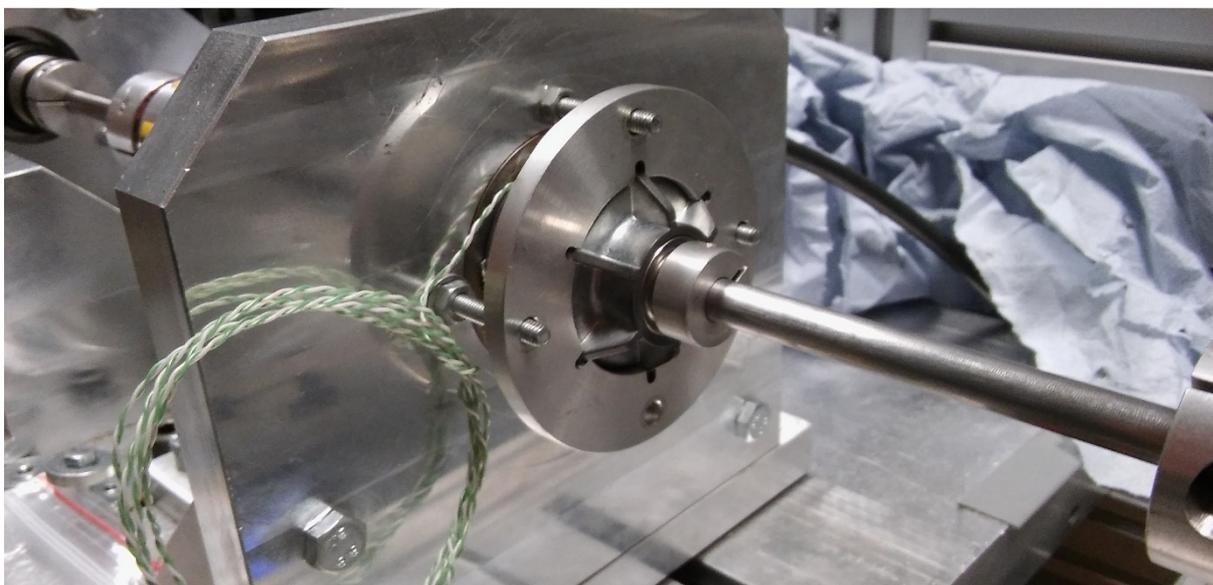


Abbildung 4.5: Prüfstand mit eingespanntem Getriebe

5 Ergebnisse

Aus den drei unterschiedlichen Versuchsplänen mit neun Faktoren ergeben sich 177 Einzeldiagramme, also Wechselwirkungen und Haupteffekte. Diese werden zu größeren Gesamtdiagrammen zusammengefasst, um Rückschlüsse und Effekte einfacher zu erkennen. Die Diagramme sind unter Anhang 3 bis Anhang 14 zu finden.

Neben den Haupteffekten werden auch zweifach Wechselwirkungen betrachtet. Sind signifikante Wechselwirkungen im Ergebnis vorhanden, müssen diese zuerst interpretiert werden. Eine vorrangige Beschreibung der Haupteffekte kann hierbei zu falschen Aussagen führen.

Die Auswertung der Temperatur ist mit Vorsicht zu genießen, da bei ca. 20% der Messungen bei den SVP mit vier Planetenrädern die Temperaturen kein stationäres Verhalten aufweisen. Die Verläufe von Wirkungsgrad und Moment sind vergleichsweise konstant. Um die Planetenräder nicht übermäßig hoher Temperatur auszusetzen oder sie zu zerstören, werden die Daten bei nicht konstantem Temperaturverlauf aufgezeichnet. Daher ist davon auszugehen, dass die Temperaturen bei den SVP 2 und 3 im Durchschnitt wesentlich höher sein werden. Eine Abschätzung der tatsächlichen Temperatur kann über den Temperaturgradienten erfolgen. Jedoch wurde dies nicht unternommen, um die Genauigkeit der empirischen Berechnungsergebnisse nicht zu senken.

Die aus dem Programm ermittelten empirischen Gleichungen für die drei SVP in kodierten Faktoren (-1/+1) sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Die leeren Felder in dieser Tabelle zeigen an, dass dieser Effekt als nichtsignifikant erkannt wurde. Ein Backslash (/) weist darauf hin, dass der Wert in diesem Feld aufgrund des Problems der Planetenkollision nicht ermittelbar ist.

Ein Zielfaktor y berechnet sich aus dem Mittelwert \bar{y} und den Vorfaktoren x_i multipliziert mit den Faktoren (A-H, AB-GH) nach:

$$y = \bar{y} + x_A A + x_B B + \dots + x_{AB} AB + \dots + x_{GH} GH \quad (5.1)$$

Diese Vorfaktoren stellen die Steigung des Einflusses eines Faktors auf eine Zielgröße dar. Somit wirken Faktoren mit betragsmäßig großen Vorfaktoren sehr stark ein. Durch die Darstellung in kodierten Faktoren stellen die Vorfaktoren den halben Effekt auf die Zielgröße dar. Dies bedeutet,

dass der Haupteffekt A im SVP 1 den Wirkungsgrad betragsmäßig um $2 \cdot |-5,59\%| = 11,98\%$ beeinflussen kann.

Diese Gleichungen können für erste Abschätzungen oder für eine Optimierung herangezogen werden. Es ist zu erkennen, dass einige Wechselwirkungen und Haupteffekte für die Berechnung nicht signifikant sind und darum in der Tabelle nicht aufscheinen. Das heißt aber nicht, dass sie gleich null sind. Andere Vorfaktoren der Haupteffekte sind relativ klein oder sogar nicht signifikant. Da diese aber bei den Wechselwirkungen mit hoher Signifikanz einfließen, müssen sie auch bei den Haupteffekten belassen werden. Diese Regel muss aufgrund der „Bewahrung der hierarchischen Integrität“ des Modells eingehalten werden [Siebertz et al. 2010, S. 117].

Des Weiteren gelten diese Gleichungen nur in den Grenzen der Faktorstufenwerte und nur unter gleichen Umgebungsbedingungen wie bei der Messung. Eine Extrapolation der Faktorstufenwerte ist grundsätzlich riskant und sollte deshalb nicht vorgenommen werden, da es außerhalb der Grenzen zu plötzlichen Änderungen kommen kann. [Siebertz et al. 2010, S. 24]

Wie bereits beschrieben, werden aufgrund des zeitlichen Aufwands nur lineare Effekte und Zusammenhänge aufgezeichnet. Eine Interpolation ist daher möglich. Sie ist aber mit Vorsicht zu genießen. Denn diese linearen Effekte müssen nicht zwangsläufig gegeben sein. Ein gutes Beispiel ist der Einfluss der Elastomerhärte. Wie in Abbildung 3.13 dargestellt geht sie nicht-linear auf den Schubmodul und somit nicht-linear auf das ganze System ein.

Tabelle 5.1: Vorfaktoren der empirischen Gleichungen für die Zielfaktoren der drei Versuchspläne (kodierte)

Zielfaktoren y_i	Wirkungsgrad in %			Ausgangsmoment in Nmm			Temperatur in °C		
	SVP	1	2	3	1	2	3	1	2
\bar{y}	60,36	69,52	69,17	417,5	727,5	713,8	36,5	38,4	40,6
Planetendurchmesser=A	-5,59		-1,65	-102,5		-115,3	-1,9		-2
Stegdurchmesser=B	7,27	2,52		84,6	144,8		1,5	1,8	
Planetenbreite=C		0,99	0,97	21,9	117	110,2		1,3	1,3
Übermaß=D	-0,07	0,11	-0,62	65	175,6	109	0,9	1,6	1,7
Belagsdicke=E	2,15	0,5	1,6	-15,4	-103,7	-51,9	-0,4	-0,8	-1,2
Elastomerhärte=F	5,55	3,36	2,15	190,5	387,3	337	2,7	2,8	2,9
Schlupf=G		-1	-0,1	46,1	122,3	194,2	0,9	1,2	2,3
Eingangsdrehzahl=H		0,13	-0,13	15,7	44,7	-16,5	2,2	2	2
AB	4,06	/	/		/	/		/	/
AC		/			/	-70,1		/	-0,7
AD		/			/	-69		/	
AE		/		29,6	/			/	
AF	2,9	/		-54,8	/	-84,2	-0,8	/	
AG		/			/			/	
AH		/			/	-32,2		/	
BC			/		23	/			/
BD			/		39,1	/			/
BE			/	-30,6	-23,7	/			/
BF		-0,83	/		62,9	/			/
BG			/	-43,4	18,7	/			/
BH			/			/			/
CD		-1,32						0,5	
CE		0,8				-54,9			
CF		-1,33			50,7	48			
CG				-30,6	25,9				
CH		0,75	-1,1		18,3	-59,8			
DE	5,34	1,75	2,8	29,8					0,9
DF	-4,64	-2,77				-89,3			-1,1
DG			2,16						0,8
DH						-71,6			
EF	3,49	1,3		29,1		64,5	0,7		
EG			-3,93		15,1				
EH				-44,2	14,3				
FG					53	124,2			
FH					17,2	-37	0,7		
GH							0,7		

Trotz der drei unabhängigen SVP mit drei und vier Planetenrädern können Wechselwirkungen zwischen „Anzahl der Planetenräder“ und den übrigen Faktoren durch theoretische Überlegungen aus den Haupteffekten der einzelnen SVP ermittelt werden (Bsp. vgl. Abbildung 5.1). Der Haupteffekt des Faktors „Anzahl der Planetenräder“ kann anhand der Mittelwerte der einzelnen SVP bestimmt werden (vgl. Tabelle 5.1 bis Tabelle 5.4).

5.1 Erkenntnisse aus den Prognoseintervallen

Die in Abbildung 5.1 zu beobachtenden Schwankungsbreiten stellen die 95% Prognosebänder dar. Diese besagen, dass das Ergebnis einer weiteren Messung mit 95%iger Wahrscheinlichkeit in diesem Bereich liegt.

Bei den Ergebnissen zwischen drei und vier Planetenrädern sind sehr starke Unterschiede zu erkennen. Die Prognosebänder zeigen, dass der Wirkungsgrad bei Getrieben mit nur drei Planetenrädern sehr stark schwanken kann. Diese Schwankungsbreite beträgt bei Getrieben mit drei Planetenrädern $\pm 15\%$, beim SVP 2 zirka $\pm 3,5\%$ und beim SVP 3 $\pm 5\%$ (vgl. vertikaler Abstand des Mittelwertes zum Prognoseband in Abbildung 5.1). Somit können bei Getrieben mit vier Planetenrädern genauere Vorhersagen über den Wirkungsgrad getätigt werden als bei jenen mit nur drei Planetenrädern. Warum die Schwankungsbreite beim SVP 1 so hoch ist, wurde vorerst an der geringeren Anzahl an Versuchen bei einer höheren Faktorenanzahl vermutet. Dadurch könnte sich die Genauigkeit des Ergebnisses verringern. Dies ist jedoch mittels zusätzlichen Messungen überprüft und mit dem SVP widerlegt worden. Ausschlaggebend ist die geringere Übertragungsfähigkeit mit nur drei Planetenrädern. Dadurch steigt die Empfindlichkeit des Schlupfs gegenüber dem Wirkungsgrad, denn bei geringer Änderung des Schlupfs kommt es zu einer großen Änderung des Wirkungsgrades.

Bei den Versuchen kann bei Faktorstufenkombinationen mit geringem Übermaß festgestellt werden, dass bei einer vollen Umdrehung des Planetenträgers, Planetenräder den Kontakt zum Hohlrad verlieren und an der Kraftübertragung nicht mehr teilnehmen können. Der Grund liegt vermutlich in den Fertigungstoleranzen oder einem zu hohem Spiel der Teile im Getriebe, also an einer schlechten Konzentrität zwischen Planetenträger und Hohlrad. Hier ist anfangs vermutet worden, dass dies ausschlaggebend für die starke Schwankung des Wirkungsgrades ist. Jedoch müsste dann auch das Ausgangsmoment schwanken. Dies ist aber nicht der Fall.

Für das Ausgangsmoment gilt, dass bei SVP 1 und 3 die Schwankungsbreite für das 95% Prognoseband etwa ± 150 Nmm beträgt. Dies ist doppelt so hoch als beim SVP 2. Das heißt, dass beim SVP 2 das Ausgangsmoment mit höherer Genauigkeit eingestellt werden kann. Grund dafür ist die im Durchschnitt geringere Übersetzung der Getriebekombinationen im SVP 2. Diese

geringere Übersetzung weist ein besseres Kontaktlängenverhältnis am Planetenrad auf. Dadurch sind die Einzelschlüpfte in etwa gleich groß und somit kann der Gesamtschlupf genauer eingestellt werden, was zu einer geringeren Streuung der Ausgangsmomente führt.

Die Schwankungsbreite bei der Messung der Temperatur ist bei allen SVP annähernd dieselbe und beträgt etwa $\pm 3-4^{\circ}\text{C}$. Dies liegt höchstwahrscheinlich an der genauen Messung, welche durch die Temperatursensoren möglich ist, und an den geringen Temperaturschwankungen.

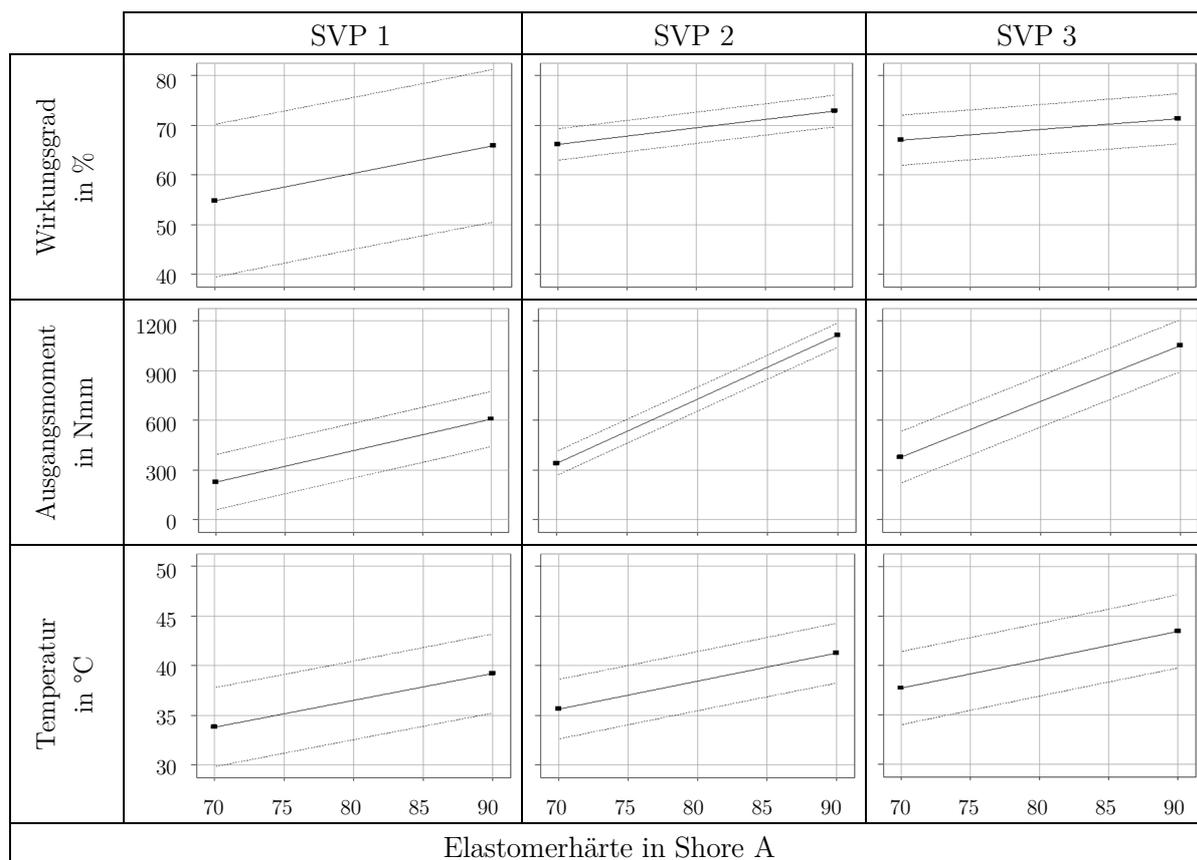


Abbildung 5.1: Prognosebänder der Zielgrößen im Vergleich am Beispiel der Elastomerhärte

5.2 Effekte auf den Wirkungsgrad

Grundlegend besitzen Getriebe mit vier Planetenrädern im Mittel einen um 9% höheren Wirkungsgrad als Getriebe mit nur drei Planetenrädern (Tabelle 5.2). Bei Getrieben mit vier Planetenrädern werden wesentlich geringere Tangentialkräfte in den Kontaktstellen bei gleichem Ausgangsmoment wie bei Getrieben mit drei Planetenrädern benötigt. Dadurch sinkt der Schlupf in jedem Kontakt und somit steigt der Wirkungsgrad.

Tabelle 5.2: Mittelwerte des Wirkungsgrades der drei Versuchspläne

	SVP 1	SVP 2	SVP 3
Wirkungsgrad	60,4%	69,6%	69,2%

Die Diagramme der Haupteffekte zeigen, dass die Richtung der Steigung des Wirkungsgrades bei allen SVP für jeden Faktor grundsätzlich gleich ist (vgl. Beispiel Elastomerhärte: Abbildung 5.1). Jedoch besitzen Getriebe mit vier Planetenrädern eine geringere Steigung. Dadurch ist die Wechselwirkung oder das Verbesserungspotential dieser Getriebe bezüglich dem Wirkungsgrad geringer. Das bedeutet gleichzeitig, dass der Einbau eines weiteren Planetenrades nur eine geringe Wirkungsgradsteigerung nach sich zieht. Der Grund liegt darin, dass die ständig vorhandenen Walkverluste, auch bei optimalen Übertragungsverhalten, nicht kompensiert werden können.

Die Annahme der Faktorstufen des Schlupfs zwischen 10 und 15% soll laut [Ernst 2012] einen maximalen aber auch konstanten Wirkungsgrad ergeben. Dies kann mit dem SVP bestätigt werden. Denn der Schlupf besitzt beim SVP 1 keinen und bei SVP 3 nur einen geringen Haupteffekt auf den Wirkungsgrad. Die Ursache dafür ist, dass ein höherer Schlupf das Ausgangsmoment in gleichem Maße erhöht, wie er die Ausgangsdrehzahl verringert. Dadurch bleibt die Ausgangsleistung und somit der Wirkungsgrad gleich. Im SVP 2 ist ein geringer Haupteffekt des Schlupfs von etwa 2% zu erkennen. Dieser rührt von den Gleitreibungsverlusten her, welche bei steigendem Schlupf mitsteigen. Die Theorie bestätigt diese Wirkung. Beim SVP 3 gibt es merkliche Wechselwirkungen zwischen dem Schlupf und den Faktoren Übermaß und Elastomerbelagsdicke. Der Grund liegt vermutlich darin, dass bei höheren Übersetzungen höhere Lagerverluste wegen schlechteren Kontaktlängenverhältnissen auftreten (vgl. Abbildung 5.2 (a)). Wenn der Schlupf steigt, sinken die Lagerverluste, da sich die Drehzahl des Planetenrades verringert. Diese Lagerverluste aufgrund von höheren Lagerkräften können zusätzlich von Elastomerbelagsdicke und Übermaß abhängig sein.

Eine wichtige Wechselwirkung, die nur mit dem SVP 1 ermittelt werden kann, ist jene zwischen Planetendurchmesser und Stegdurchmesser. Beide Faktoren zusammen beschreiben die Übersetzung. Somit ist zu erkennen, dass bei hohen Übersetzungen der Wirkungsgrad immer schlechter ist als bei niedrigen. Die Wirkung beider Faktoren kann mit dem Längenverhältnis der beiden Kontakte am Planetenrad, welches sich gegenläufig zum Wirkungsgrad verhält (vgl.

Abbildung 5.2 (a)), erklärt werden. Ungleiche Kontaktlängen (L_1 und L_2) bedingen unterschiedliche Normalkräfte am Planetenrad, welche zu zusätzlichen Lagerkräften und zu höheren Lagerverlusten führen. Im Grunde ist zu erkennen, dass sich ein annähernd gleiches Längenverhältnis und dadurch gleiche Normalkräfte in den Kontakten nur bei geringen Übersetzungen ausbilden. Durch Anpassung des Stegdurchmessers kann das Längenverhältnis und somit der Wirkungsgrad verbessert werden. Zusätzlich kommt es bei Steigerung des Ausgangsmomentes zur Erhöhung der Tangentialkräfte am Planetenrad. Diese Kräfte bedingen eine Verformung des Elastomers in tangentialer Richtung, wodurch sich unterschiedliche Kraftangriffspunkte (l_1 und l_2) ergeben. Auch dieser Effekt führt zu zusätzlichen Lagerkräften und zu einer Wirkungsgradsenkung (vgl. Abbildung 5.2 (b)).

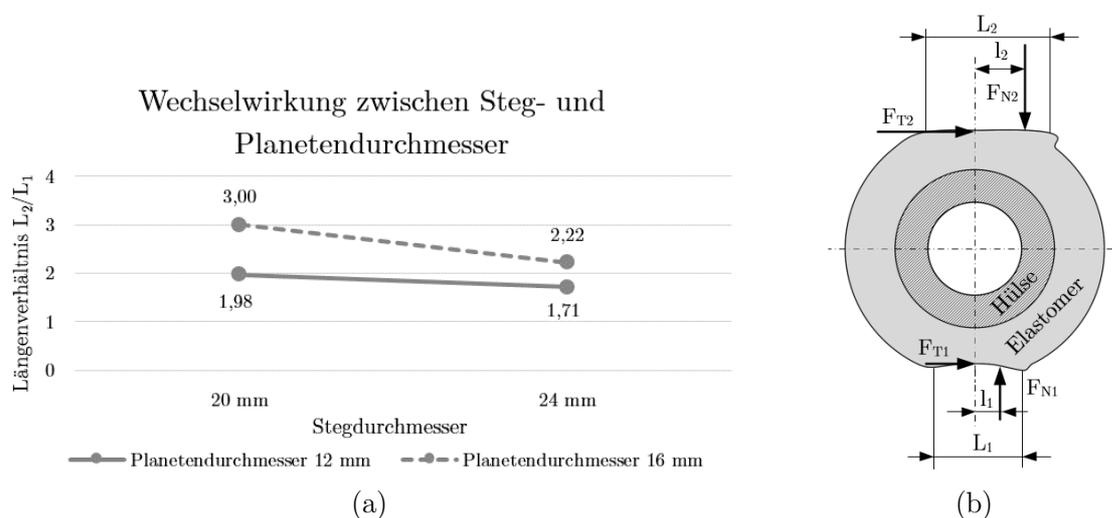


Abbildung 5.2: Längenverhältnis abhängig von Steg- und Planetendurchmesser (a), Kräfte in den Reibkontakten eines verformten Planetenrades (b)

Die ausschließlich bei SVP 2 und 3 vorliegende Wechselwirkung zwischen Getriebeeingangsdrehzahl und Planetenbreite besitzt einen geringen (1,5 – 2,2%) Einfluss auf den Wirkungsgrad. Zusätzlich besitzen die Wechselwirkungen für jeden der beiden SVP ein unterschiedliches Vorzeichen und wirken entgegengesetzt. Dieser Effekt ist nicht eindeutig bestimmbar. Die Haupteffekte der Eingangsdrehzahl und alle anderen Wechselwirkungen zwischen Getriebeeingangsdrehzahl und den restlichen Faktoren wirken sich nur sehr gering auf den Wirkungsgrad aus. Die Drehzahl sollte laut Theorie die Rollreibungs- und damit die Wärmeverluste sowie die Lagerreibungsverluste erhöhen. Dies erfolgt vermutlich nur in geringem Maße.

Des Weiteren ist ein sehr auffälliges Verhalten des Effektes der Elastomerhärte zu erkennen. SVP 1 und 2 zeigen Wechselwirkungen mit Übermaß, Elastomerbelagsdicke, Planetenbreite oder mit dem Planeten- oder Stegdurchmesser. Im Gegensatz dazu weist der SVP 3 aus unerklärlichen Gründen keine einzige Wechselwirkung mit der Härte auf. Die wichtigsten Vertreter der Wechselwirkung bei der Härte sind jene mit Planetendurchmesser, Übermaß und Elastomerbelagsdicke. Eine hohe Härte schwächt den Effekt des Planetendurchmessers ab und umgekehrt. Dadurch ist eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades mit höherer Härte und geringerem Planetendurchmesser nur mehr im geringen Ausmaß möglich.

Die Wechselwirkungen „Übermaß/Belagsdicke“ (Wechselwirkung ist auch im SVP 3 vorhanden), „Härte/Belagsdicke“ und „Härte/Übermaß“ entstehen möglicherweise aufgrund der hohen Walkarbeit. Diese Walkverluste können entweder höher oder kleiner als der Zugewinn an Übertragungsleistung sein. Dementsprechend bildet sich der Wirkungsgrad aus.

Die Haupteffekte der Härte oder des Übermaßes zeigen in allen Plänen in die gleiche Richtung. Dabei besitzt aber nur die Härte einen hohen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Der physikalische Grund liegt in einer höheren Anpresskraft und folglich größerer Tangentialkraft. Auch die Lager- und Reibungsverluste steigen bei hoher Härte mit. Dies ist wiederum aus den Wechselwirkungen bestimmbar. Dieselben physikalischen Gründe, die bei der Härte gelten, haben für das Übermaß Gültigkeit. Jedoch ist dessen Einfluss des Haupteffektes auf den Wirkungsgrad geringer.

Eine hohe Elastomerbelagsdicke senkt grundsätzlich den E-Modul und somit die Anpresskraft. Auch die Kontaktfläche nimmt aufgrund der Verformungen quer zur Laufrichtung bei hoher Dicke ab (vgl. Abbildung 5.3). Dadurch kann, abhängig von der Wechselwirkung mit anderen Faktoren, der Wirkungsgrad steigen oder fallen.

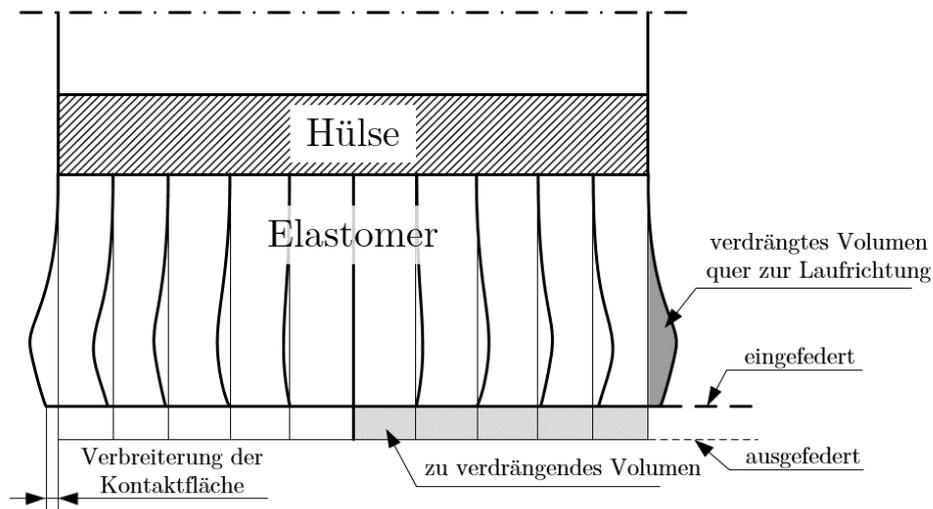


Abbildung 5.3: Querschnitt durch ein belastetes, stehendes Rad, angelehnt an: [Dolk et al. 2011, S. 223]

Obwohl die Kontaktfläche durch eine höhere Planetenbreite vergrößert wird, ergibt sich keine eindeutig signifikante Wirkungsgradsteigerung. Der Grund liegt womöglich in der Kontroverse zwischen einer verbesserten Übertragungsfähigkeit, da die Normalkräfte größer werden, und den höheren Walkverlusten, da mehr Material verformt werden muss. Die Wechselwirkungen der Planetenbreite mit anderen Faktoren scheinen vor SVP 2 als signifikant auf. Bei Getrieben mit drei Planetenrädern gibt es keine Wechselwirkungen und beim SVP 2 und 3 nur eine geringe mit dem Faktor „Eingangsdrehzahl“.

Grundsätzlich kann eine Wirkungsgradsteigerung immer durch Erhöhung von Stegdurchmesser, Planetenanzahl und Elastomerhärte, sowie Verringerung des Planetendurchmessers erzielt werden. Die vorhandenen Wechselwirkungen lassen keine Aussage bezüglich der restlichen Faktoren zu.

5.3 Effekte auf das Ausgangsmoment

Trotz gleicher Richtung der Steigung bei allen SVP ist an den Haupteffekten beim Ausgangsmoment (vgl. Anhang 4) zu erkennen, dass nun mit vier Planetenrädern ein wesentlich höheres Verbesserungspotential vorliegt, welches auch mit Hilfe der Theorie bestätigt werden kann. Das Ausgangsmoment ergibt sich grundsätzlich aus Anzahl an Planetenrädern mal der Tangentialkraft. Diese ist aus der Normalkraft ermittelbar, welche von allen übrigen Faktoren, außer von der Eingangsdrehzahl, abhängig ist (vgl. Gleichung (3.29)). Warum die Drehzahl in der Realität nun eine geringe Wechselwirkung bezüglich dem Moment aufweist, liegt womöglich an der

Tatsache, dass die Reibzahl durch die Drehzahl beeinflusst wird, welche somit die Tangentialkraft verändert [Mittmann und Czichos 1975, S. 366–372].

Interessant ist der Haupteffekt der Planetenradanzahl auf das Ausgangsmoment. Es ist zu vermuten, dass mit dem Einbau eines weiteren Planetenrades das Ausgangsmoment mit der Anzahl an Planetenrädern linear mitsteigt, also +33,3% für vier Planetenräder. Jedoch wird ein um mehr als 70% höheres Moment erreicht. Vermutlich hängt auch dieser Effekt mit den Fertigungstoleranzen, welche bei Getrieben mit vier Planetenrädern geringere Auswirkungen auf das Ausgangsmoment besitzen, zusammen.

Tabelle 5.3: Mittelwerte des Ausgangsmomentes der drei Versuchspläne

	SVP 1	SVP 2	SVP 3
Ausgangsmoment	417 Nmm	723 Nmm	714 Nmm

Wie schon beim Wirkungsgrad beschrieben, wirken sich der Steg- und der Planetendurchmesser auf die Kontaktflächengröße und somit auf die Normalkräfte in beiden Kontakten aus. Ein kleinerer Planetendurchmesser und ein kleinerer Stegdurchmesser besitzen meist nicht nur ein höheres Verbesserungspotential, sondern auch ein höheres Moment.

Eine höhere Planetenbreite oder ein höheres Übermaß wirken sich in allen SVP positiv auf das Ausgangsmoment aus. Zugleich ist das Verbesserungspotential bei höherer Breite und höherem Übermaß größer. Durch beide Faktoren verändern sich im Allgemeinen die Druckverteilung im Kontakt und somit Normal- und Tangentialkraft.

Der Haupteffekt der Elastomerbelagsdicke auf das Ausgangsmoment ist bei allen SVP mit einer negativen Steigung behaftet. Aber auch die Wechselwirkungen der Belagsdicke besitzen zum Großteil denselben Verlauf. Somit wirkt sich eine geringere Belagsdicke besser auf das Ausgangsmoment aus. Der Grund liegt in einer höheren Anpresskraft durch höheren E-Modul bei geringer Belagsdicke. Denn der E-Modul ist nicht nur vom Werkstoff, sondern auch von der geometrischen Form am Planetenrad abhängig [Göbel 1945, S. 18–24]. Ein eindeutiges Verbesserungspotential der Belagsdicke abhängig von den Faktoren ist nicht erkennbar.

Die Elastomerhärte besitzt den stärksten Einfluss auf das Ausgangsmoment. Dies ist an der Steigung der Haupteffekte und der Wechselwirkungen aller drei SVP zu erkennen. Dabei wirkt sich

eine höhere Elastomerhärte positiv auf E-Modul und auf Normalkraft aus. Eine hohes Verbesserungspotential mit hoher Härte ist nur bei den Wechselwirkungen mit Schlupf, Planetenbreite, Eingangsdrehzahl, Steg- und Planetendurchmesser ersichtlich. Bei Übermaß und Belagsdicke ist mit niedriger Härte eine höhere Verbesserung möglich.

Unabhängig vom SVP ist immer ein steigendes Ausgangsmoment bei steigendem Schlupf erkennbar. Somit kann die Theorie, bei der der Schlupf bei konstanten Schubmodulen, Reibzahlen und Normalkräften, mit der Tangentialkraft gekoppelt ist, untermauert werden (vgl. Gleichung (3.31)). Es ist klar, dass beim SVP 1 durch eine geringere Anzahl an Planetenrädern die Tangentialkräfte geringer sein müssen, um denselben Schlupf wie mit vier Planetenrädern zu übertragen. Jedoch ist der Einfluss des Haupteffektes beim SVP 3 gegenüber SVP 2 signifikant höher. Dies ergibt eine Wechselwirkung zwischen Schlupf und den zwei SVP. Sie besagt, dass der SVP 3 ein höheres Verbesserungspotential aufweist als SVP 2.

Laut Theorie besitzt die Relativgeschwindigkeit im Kontakt Einfluss auf die Reibzahl. Dadurch kann sich die Tangentialkraft und somit das Ausgangsmoment ändern. Obwohl der Haupteffekt der Eingangsdrehzahl einen geringen positiven Einfluss bei hoher Drehzahl vermuten lässt, ist keine eindeutige Aussage aufgrund der Wechselwirkungen in allen drei SVP möglich.

Zusammenfassend kann immer eine Erhöhung des Ausgangsmoments durch Steigerung von Stegdurchmesser, Planetenanzahl, Elastomerhärte, Planetenbreite, Übermaß und Schlupf, sowie durch Verringerung des Planetendurchmessers und Belagsdicke erzielt werden. Nur die Eingangsdrehzahl lässt, aufgrund vorhandener Wechselwirkungen, keine eindeutige Aussage über deren Auswirkung auf das Moment zu.

5.4 Effekte auf die Temperatur

Wie bereits beschrieben, kann aufgrund der Temperaturmessstelle am Hohlrund nur eine qualitative Aussage über die Temperatur im Inneren des Getriebes und Elastomers getätigt werden. Die Temperatur ist vorrangig von der Verlustleistung im Getriebe abhängig. Diese Abhängigkeit ist in Abbildung 5.4 zu sehen. Das Diagramm wurde nur mit jenen Messungen, bei denen ein stationärer Betrieb bezüglich der Temperatur erzielt werden konnte, erstellt. Die Punkte stellen die Messungen

wurden Getriebegehäuse mit durchschnittlich geringerer Hohlradwandstärke verwendet. Dadurch kann die Wärme schneller nach außen an die Umgebung abgegeben werden.

Tabelle 5.4: Mittelwerte der Temperatur der drei Versuchspläne

	SVP 1	SVP 2	SVP 3
Temperatur	36,5 °C	38,5 °C	40,6 °C

Die Zielgröße „Temperatur“ besitzt im Vergleich zu Wirkungsgrad und Ausgangsmoment nur wenige Wechselwirkungen. Somit ist die Temperatur hauptsächlich von den Haupteffekten abhängig.

Grundsätzlich bestehen die Verluste aus drei Komponenten: Der erste Verlust entsteht durch Reibung im Lager des Planetenrades. Der Zweite rührt von der Relativbewegung, somit vom Schlupf im Kontakt, und der dritte Anteil entsteht durch Walkverluste, also innere Dissipation. Diese Verluste steigen mit steigenden Umfangsgeschwindigkeiten und Normalkräften an. Dabei beeinflusst die entstehende Temperatur die Eigenschaften des Elastomers und somit die Normalkraft im Kontakt zusätzlich. Dies wird als thermomechanische Instabilität bezeichnet [Popov 2010, S. 208]. Die Umfangsgeschwindigkeiten, welche für Verluste ausschlaggebend sind, entstehen grundsätzlich aus der Kombination von Radien und Drehzahlen. Somit sollte es auch Wechselwirkungen in dieser Art geben, was aber nicht der Fall ist. Womöglich wird die Wärme, welche in den Planetenradlagern entsteht, aufgrund der schlechten Wärmeleitung des Elastomers vorwiegend über den Planetenträger und die Ausgangswelle abgeleitet.

Im SVP 3 ist eine Wechselwirkung zwischen Drehzahl und Schlupf erkennbar. Wenn Schlupf oder Drehzahl steigen, ist immer ein größerer Verlust zu erwarten. Ein höherer Schlupf bedeutet eine hohe Differenzgeschwindigkeit im Kontakt, aber dadurch auch eine geringere Umfangsgeschwindigkeit im Lager. Während die Reibverluste im Lager sinken, steigen jene in den Kontaktstellen.

Der SVP 3 weist vor allem Wechselwirkungen mit dem Übermaß auf. Dabei ist immer ein geringes Übermaß für eine geringere Temperatur und somit für geringere Verluste zuständig. Beim SVP 1 sind die Wechselwirkungen mit der Elastomerhärte und Drehzahl ausschlaggebend. Auch hier ist immer eine geringe Härte und Drehzahl notwendig, um die Verluste zu senken. Hohes Übermaß

und hohe Härte bedingen immer eine hohe Verformungsarbeit. Die Faktoren Stegdurchmesser und Planetenbreite besitzen denselben Effekt. Der Planetendurchmesser und die Elastomerbelagsdicke müssen erhöht werden, um eine geringere Verformungsarbeit und somit niedrigere Temperatur zu erhalten.

Generell kann eine geringere Temperatur immer durch Verringerung der Planetenradanzahl, des Stegdurchmessers, der Härte, des Übermaßes, des Schlupfs und der Eingangsdrehzahl, sowie durch die Erhöhung von Planetendurchmesser und Belagsdicke erreicht werden. Lediglich die Planetenbreite besitzt keinen eindeutigen Einfluss auf die Temperatur und somit auf den Verlust.

5.5 Gegenüberstellung der Zielgrößen

In Abbildung 5.5 sind die drei Zielgrößen Wirkungsgrad, Ausgangsmoment und Temperatur gegenübergestellt. Die Punkte stellen alle durchgeführten Einzelmessungen der drei SVP dar. Grundsätzlich sind laut den Messungen maximale Wirkungsgrade bis 80%, Ausgangsmomente bis 2000 Nmm und minimale Temperaturen von 29 °C erreicht worden. Die Diagramme zeigen, dass mit Getrieben mit drei Planetenrädern wesentlich geringere Wirkungsgrade und Ausgangsmomente jedoch bei geringeren Temperaturen möglich sind. Des Weiteren sind in ihnen Grenzkurven eingetragen. Da die SVP nur teilfaktoriell durchgeführt werden und somit nicht alle möglichen Zielwerte aller Getriebekombinationen bekannt sind, stellen diese Kurven nur geschätzte Grenzwerte dar. Grundsätzlich zeigen sie die physikalischen Grenzen des umgesetzten Planetengetriebes mit den gewählten Faktorstufenwerten auf. Das heißt, dass ohne konstruktive Veränderung, Miteinbeziehung weiterer Faktoren oder Veränderung der Faktorstufen keine besseren Zielwerte erreicht werden können.

Es ist gut zu erkennen, dass das Ausgangsmoment mit der minimalen Temperatur einen linearen Verlauf annimmt. Die beiden anderen Diagramme zeigen einen Kurvenzug mit einem Maximalwert des Wirkungsgrades bei etwa 80 %. Daraus ergibt sich ein Zielkonflikt. Wird zum Beispiel ein Getriebe mit hohem Wirkungsgrad benötigt, ergeben sich Ausgangsmomente um 700 Nmm und Temperaturen von etwa 37 °C. Sind höhere Momente von Nöten, müssen Abschlüsse bezüglich Wirkungsgrad und Temperatur in Kauf genommen werden. Gleichzeitig bedingt eine geringere Temperatur eine Wirkungsgrad- und Ausgangsmomentenabsenkung.

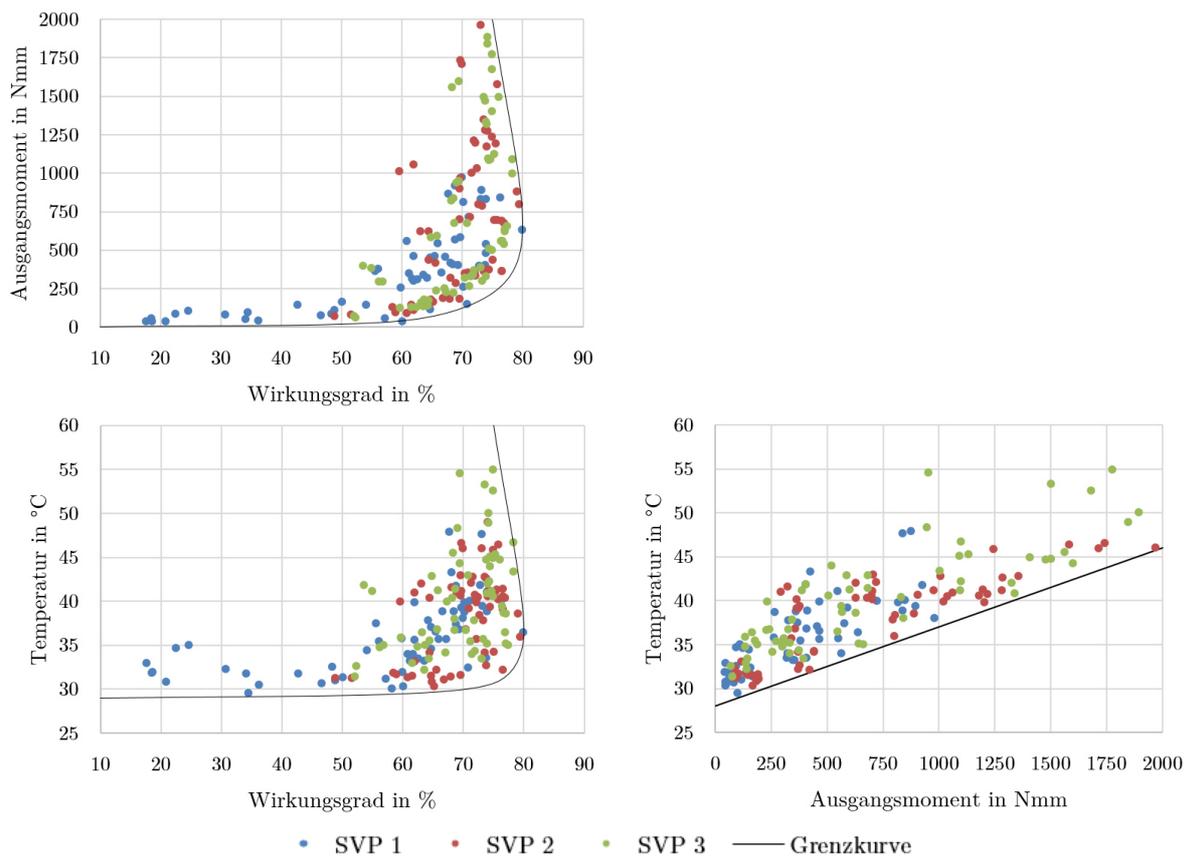


Abbildung 5.5: Gegenüberstellung der Zielgrößen Wirkungsgrad, Ausgangsmoment und Temperatur

5.6 Zusammenfassung der Ergebnisse aus den Versuchsplänen

Allgemein sind Getriebe mit vier Planetenrädern und geringen Übersetzungen in Bezug auf Wirkungsgrad und Ausgangsmoment genauer einstellbar. Sie laufen somit im Serienbetrieb stabiler und verringern die Ausfallwahrscheinlichkeit. Zusätzlich besitzen Getriebe mit vier Planetenrädern einen im Mittel um 9% niedrigeren Wirkungsgrad und das Ausgangsmoment steigt nicht linear mit der Anzahl an Planeten mit. Denn bei Getrieben mit vier Planetenrädern ist dieses Moment um ca. 70%, anstatt vermuteten 33%, höher. Dafür ausschlaggebend sind die Fertigungstoleranzen, welche auf Getriebe mit vier Planetenrädern einen geringeren Einfluss besitzen. Aufgrund der oben genannten Gründe kann ein Getriebe mit vier Planetenrädern bevorzugt werden.

Ein Problem stellt die Ungleichheit der Normalkräfte in den Kontakten dar. Diese rührt aus dem Übersetzungsverhältnis und führt zu zusätzlichen Lagerkräften, ungleichen Tangentialkräften und zu guter Letzt zu einem schlechteren Wirkungsgrad und muss somit durch Umbaumaßnahmen ausgeglichen werden.

Eine wichtige Erkenntnis stellt die Abhängigkeit von Temperatur und Verlustleistung dar. Mit Gleichung (5.2) kann der Verlust durch eine einfache Temperaturmessung im Betrieb, ohne konstruktiven Umbauaufwand oder Prüfstands-aufbau, bestimmt werden. Zusätzlich ist es möglich, diese Gleichung in die analytische Berechnung aufzunehmen. Ein zentraler Aspekt bei hohen Übertragungsleistungen ist die Abfuhr der durch Wälzreibung und Lagerreibung entstandenen Wärme. Es muss gewährleistet werden, dass diese Wärme durch intelligente Konstruktion an die Umgebung abgegeben werden kann.

Allgemein können mit den Getrieben Wirkungsgrade bis 80%, Ausgangsmomente bis 2000 Nmm und geringe Temperaturen ab 29 °C erreicht werden. Jedoch sind diese Zielgrößen unabhängig voneinander und daher muss für die geforderte Anwendung ein Kompromis zwischen den drei Zielgrößen eingegangen werden. Dabei stellt der Zielkonflikt von Temperatur mit Wirkungsgrad und Ausgangsmoment das größte Problem dar. Somit ist ein Optimierungsprozess durchzuführen.

6 Optimierung

Die Optimierung muss in mehreren Schritten durchgeführt werden. In erste Linie muss ein Getriebe mit Hilfe der Daten der Kurzzeitmessungen gefunden werden, welches neben einem guten Wirkungsgrad und Ausgangsmoment auch eine niedrige Temperatur besitzt. In nachfolgenden Versuchen und Verbesserungsprozessen, welche aus zeitlichen Gründen in dieser Arbeit nicht praktisch durchgeführt werden konnten, sollen auch Verschleiß und Lebensdauer überprüft und optimiert werden.

Die numerische Optimierung erfolgte mit demselben Programm, welches für die Erstellung der SVP verwendet wurde. Mit diesem Programm ist es zusätzlich möglich, eine Relevanz eines Zielfaktors, je nach Anwendung oder Einsatzbereich, einzustellen. Die Relevanz kann stufenweise zwischen 1 und 5, wobei 1 niedrige und 5 hohe Relevanz bedeutet, verstellt werden. Grundsätzlich bestimmt die Relevanz, welche Zielgröße wichtiger ist und welche Zielgröße stärker optimiert werden soll.

Generell können auch Werte zwischen den Faktorstufenwerten konstruktiv umgesetzt werden. Um jedoch Zeit und Kosten für Neukonstruktion und Anschaffung neuer Teile zu sparen, wird die beste Kombination aus den vorhandenen Getriebeteilen ermittelt. Da das Optimierungstool nun Zwischenwerte berechnet, wird bei den konstruktiven Faktoren auf die nächste Faktorstufe auf- oder abgerundet. Die Faktoren „Drehzahl“ und „Schlupf“ können einfach eingestellt werden und müssen somit nicht gerundet werden.

Aus Überlegungen heraus ist zu sagen, dass ein Getriebe mit vier Planetenrädern grundsätzlich zu bevorzugen ist. Es besitzt einen im Mittel um 9% höheren Wirkungsgrad und ein um 70% höheres Ausgangsmoment. Die Temperatur steigt bei vier Planetenrädern jedoch nur in geringem Maße an. Diese höhere Temperatur kann durch Anpassung von Schlupf und Drehzahl oder durch den ausschließlichen Einsatz im Kurzzeitbetrieb mit geringem Aufwand verringert werden. Aber auch die geringe Schwankungsbreite beim Wirkungsgrad spricht für ein Getriebe mit vier Planetenrädern. Der einzige Nachteil liegt im Anstieg der Herstellungskosten, da ein zusätzliches Planetenrad hinzukommt. Bei großer Stückzahl können diese Kosten jedoch gering gehalten werden. Darum erfolgt die Optimierung nur für Getriebe mit vier Planetenrädern (SVP 2 und 3).

Jeder SVP wird zweimal optimiert. Beim ersten Durchgang bleiben alle Relevanzen der Zielgrößen gleich. Es ergeben sich Getriebekombinationen die in den ersten zwei Spalten in Tabelle 6.1 dargestellt werden. Die folgenden zwei Spalten zeigen jene Getriebe, bei denen die Relevanz der Temperatur auf fünf und jene von Moment und Wirkungsgrad auf eins verstellt wurden. Der Grund für diese zweite Optimierung liegt in der nur qualitativen Bewertung der Temperatur. Des Weiteren ist die Temperatur sehr ausschlaggebend für Verschleiß und Lebensdauer und bedarf deshalb einer höheren Relevanz.

Die berechneten Zielgrößen werden anschließend durch Messungen überprüft und sind ebenfalls in der Tabelle angeführt. Jedoch hat sich die Umgebungstemperatur am Prüfstand, da diese Validierungsmessung mehrere Wochen nach der Hauptmessung durchgeführt wurde, verändert. Die Temperatur liegt nur mehr bei etwa 24 °C. Dies kann sich somit auf die Ergebnisse auswirken. Jedoch kann keine eindeutige Aussage über diesen Einfluss der Umgebung getätigt werden.

Die Messergebnisse von Wirkungsgrad und Ausgangsmoment der Getriebekombinationen in Spalte eins, drei und vier laut Tabelle 6.1 sind sehr nahe an der mit der empirischen ermittelten Berechnung, und liegen auch im 95% Prognoseband. Jedoch ist der Wirkungsgrad immer schlechter und das Moment immer etwas höher als errechnet. Dadurch sind auch größere Verluste und Temperaturen zu erwarten. Diese Temperaturen können nun den Verschleiß in einem Langzeitbetrieb wesentlich steigern. Darum muss nachträglich noch eine Verschleiß- und Lebensdaueruntersuchung durchgeführt werden.

Einzig die Getriebekombination des SVP 3 mit gleicher Relevanz der Zielfaktoren besitzt höhere Abweichungen bezüglich Wirkungsgrad und Moment, als das Prognoseband vorgibt. Hier ist der Wirkungsgrad um 5% niedriger und das Ausgangsmoment um 165 Nmm höher als errechnet.

Die Verlustleistung kann nach Gleichung (5.2) mit der Temperatur linear angenähert werden. Aus den Messergebnissen ist ersichtlich, dass diese Gleichung gute Vorhersagen liefert. Somit kann die Gleichung (5.2) nicht nur für eine einfache Verlustbestimmung, ohne komplexen Aufbau eines Prüfstandes, sondern auch zur Optimierung der analytischen Berechnung herangezogen werden.

Es ist erkennbar, dass alle optimierten Konzepte die niedrigsten Übersetzungen ($i = 4 - 6$) besitzen. Hohe Übersetzungen würden wegen des Kontaktproblems am Planetenrad zu schlechten Wirkungsgraden, Momenten und Temperaturbedingungen führen.

Tabelle 6.1: Berechnete und gemessene optimierte Getriebekombinationen abhängig von Relevanz und SVP

		Zielfaktoren mit gleicher Relevanz		Zielfaktoren mit ungleicher Relevanz		
		SVP 2	SVP 3	SVP 2	SVP 3	
Planetendurchmesser	mm	12	12	12	16	
Stegdurchmesser	mm	24	24	20	24	
Planetenbreite	mm	7	7	5	7	
Übermaß	mm	0,1	0,3	0,1	0,1	
Elastomerbelagsdicke	mm	3	3	1	3	
Elastomerhärte	Shore A	90	90	90	90	
Schlupf	%	15	10	10	10	
Eingangsdrehzahl	1/min	3000	3000	3000	3000	
Berechnete Zielgrößen	Wirkungsgrad	%	77,2	80,8	75,2	77,5
	Ausgangsmoment	Nmm	1311	1349	561	702
	Temperatur	°C	41,4	42,6	33,8	36
Gemessene Zielgrößen	Wirkungsgrad	%	74,4	75,7	71,9	75,5
	Ausgangsmoment	Nmm	1420	1514	576	791
	Temperatur	°C	49,5	51,6	35,4	36,4

Sind aber höhere Übersetzungen von Nöten, sollte vor allem der Stegdurchmesser angepasst werden. Dieser muss so verändert werden, dass sich keine zusätzlichen Lagerkräfte ergeben. Dies kann mit einem konstanten Stegdurchmesser nur in einem bestimmten Betriebspunkt erreicht werden. Ein sich radial am fixen Planetenträgerbolzen verschiebbares Planetenrad könnte zu einem Ausgleich der Kräfte in jedem Betriebspunkt führen (vgl. Abbildung 6.1 (a)). Ein zusätzliches Wälzlager würde den Wirkungsgrad erhöhen. Derselbe Effekt eines Kräfteausgleichs kann mit einem am Planetenträger beweglichen Planetenträgerbolzen (durch Reduktion der radialen Steifigkeit) erreicht werden (vgl. Abbildung 6.1 (b)). Diese Änderungen bedingen einen erheblichen konstruktiven Aufwand und es können zusätzliche, noch nicht bekannte Effekte auftreten. Deshalb wird für weitere Tests keine konkrete Übersetzung festgelegt und kein konstruktiver Umbau durchgeführt.

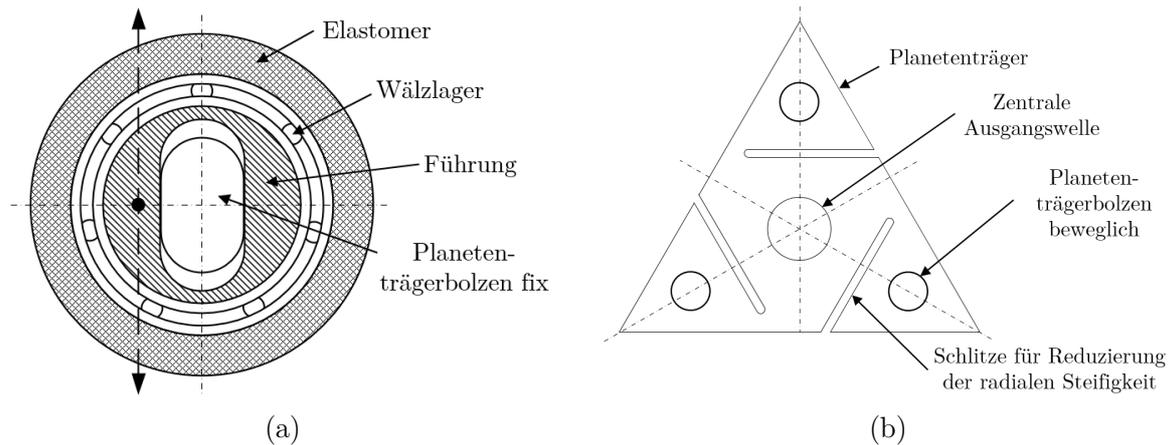


Abbildung 6.1: Verbesserung des Planetenrades durch variablen Stegdurchmesser, Prinzipskizzen

Grundsätzlich ergeben sich aus der Optimierung immer Getriebekombinationen mit geringer Eingangsdrehzahl und hoher Elastomerhärte. Eine Senkung der Eingangsdrehzahl wirkt sich positiv auf Temperatur und Verlust aus. Eine hohe Härte lässt die Temperatur und das Ausgangsmoment steigen.

Aus den Messergebnissen ist ersichtlich, dass aus Gründen der Kontaktlängenverhältnisse ein kleiner Planetendurchmesser und ein großer Stegdurchmesser von Vorteil sind. Denn in Kombination ergeben diese beiden Faktoren eine niedrige Übersetzung. Andererseits werden eine hohe Planetenbreite zur Steigerung der Tangentialkräfte, eine hohe Elastomerbelagsdicke und ein geringes Übermaß zur Verringerung der Verformungsarbeit benötigt. Außerdem muss der Schlupf für geringe Verluste niedrig gehalten werden.

Ein großer Nachteil der Kombination eines Planetendurchmessers mit 12 mm und einer Elastomerbelagsdicke von 3 mm liegt im geringen Platz für ein Lager im Planetenrad. Das Lager müsste einen Innendurchmesser von 4 mm und einen Außendurchmesser von 6 mm besitzen. Eine Verbesserung könnte sich durch die Anbringung des Elastomers an Sonnenrad und Hohlräder ergeben. Dadurch entsteht am Planetenrad Platz für ein Lager. Jedoch können wieder unbekannte Effekte auftreten, welche nur schwer abzuschätzen sind. Darüber hinaus muss der Platz für das Elastomer an Sonnenrad und Hohlräder vorhanden sein. Dies ist jedoch nicht für jede Getriebekombination der Fall.

Bei allen bisher durchgeführten Messungen ist der Schlupf bei laufendem Motor langsam erhöht worden, bis sich konstante Betriebsbedingungen eingestellt haben. (vgl. Abbildung 6.2). Eine erste

Messung nach diesem Schema erfolgt mit der Getriebekombination von SVP 2, welche mit gleicher Relevanz der Zielfaktoren ermittelt worden ist (vgl. Tabelle 6.1). Es ist zu erkennen, dass sich die Temperatur, Schlupf und Momente nach neun Minuten noch auf keinen konstanten Betriebswert eingestellt haben. Generell ist zu sagen, dass das maximale Ausgangsmoment des Getriebes erst nach einer bestimmten Zeit übertragen werden kann.

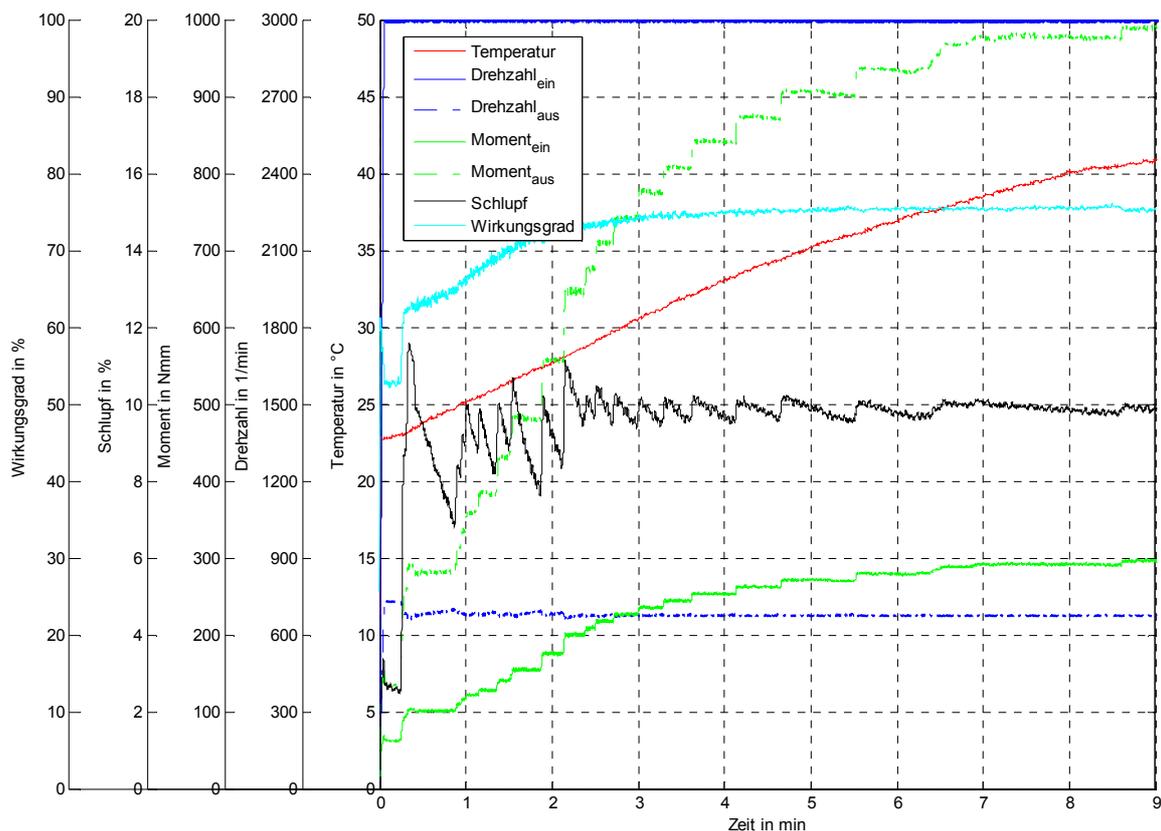


Abbildung 6.2: Standardmessung mit $d_{ST} = 24 \text{ mm}$, $d_P = 12 \text{ mm}$, $B_E = 7 \text{ mm}$, $\ddot{u} = 0,1 \text{ mm}$, $D_E = 3 \text{ mm}$, $H_E = 90 \text{ Shore A}$

Der in Abbildung 6.2 dargestellte Vorgang spiegelt nicht die Realität wider. Im wahren Betrieb ist eine bestimmte Ausgangslast vorgegeben, welche der Motor und das Getriebe aus dem Stand heraus überwinden müssen. Eine derartige Messung wird mit derselben Getriebekombination wie zuvor durchgeführt (vgl. Abbildung 6.4). Es zeigt sich, dass es durch das hohe Anfahrmoment vorerst sprunghaft zu einem hohen Schlupf (von etwa 43%) kommt, welcher mit steigender Temperatur und der Zeit auf etwa 7% absinkt. Dieser Gesamtschlupf steigt im Anfahrvorgang nahezu linear mit der Eingangsdrehzahl. Erst bei konstanter Drehzahl am Eingang klingt auch er wieder ab. Die Momente und Drehzahlen gleichen sich hingegen ohne sprunghaftes Verhalten langsam an ein Maximum an.

Dieser hohe Schlupf beim Anfahrvorgang ist für das System in zweierlei Hinsicht schädlich. Denn durch ihn kommt es zu Abrieb und hohen Temperaturen, was die Reibzahl erheblich reduzieren kann [Mehlan 2002, S. 89; Grote und Feldhusen 2011, S. E86]. Außerdem entstehen quietschende Geräusche, die den akustischen Vorteil eines Reibrad- gegenüber eines Zahnradgetriebes verschwinden lässt.

Sind sehr hohe Anlaufmomente notwendig, kann es zum plötzlichen Durchdrehen kommen. Dies geschieht vor allem am Sonnenrad, da diese Kontaktstelle im Vergleich zur Kontaktstelle am Hohlrad eine geringere Übertragungsfähigkeit besitzt. Das führt bei hohen Drehzahlen in nur kurzer Zeit zur abrasiven Zerstörung der Elastomerschicht (vgl. Abbildung 6.3).

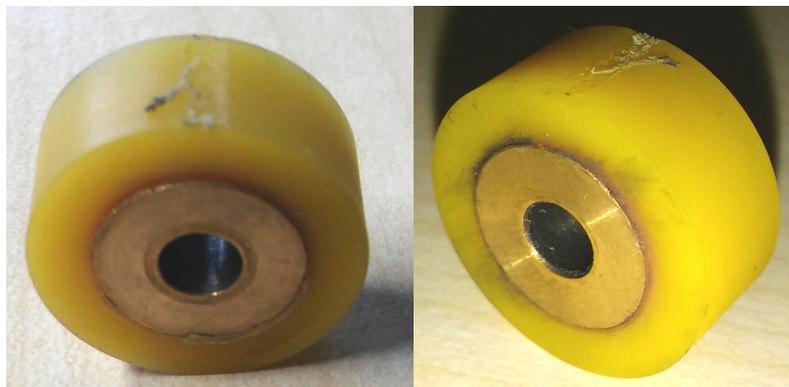


Abbildung 6.3: Planetenrad mit zerstörter Oberfläche aufgrund von Durchrutschen des Sonnenrades

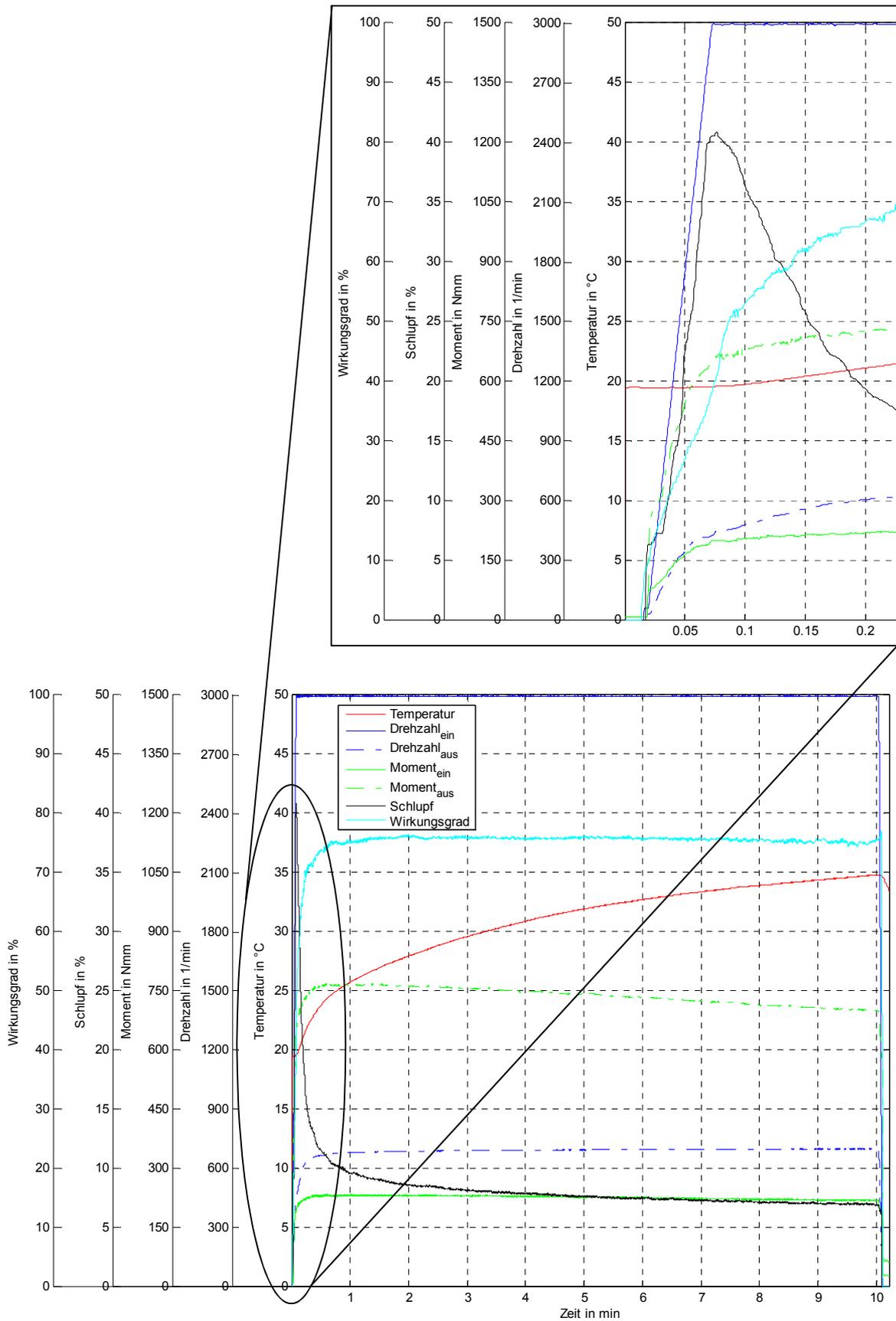


Abbildung 6.4: reale Messung mit $d_{ST} = 24 \text{ mm}$, $d_P = 12 \text{ mm}$, $B_E = 7 \text{ mm}$, $\ddot{u} = 0,1 \text{ mm}$, $D_E = 3 \text{ mm}$, $H_E = 90 \text{ Shore A}$, vorgegebenes Ausgangsmoment 700 Nmm

Eine Minimierung des Schlupfs beim Anfahren kann durch zwei Anpassungen erzielt werden. Einerseits ist dies durch eine geringere Beschleunigung des Antriebsmotors möglich, wodurch die Trägheitskräfte der Bauteile und somit das Anfahrmoment geringer werden. Andererseits kann auch mit verbesserter Übertragungsfähigkeit der Kontaktflächen, also mit einer höheren Anpresskraft oder größeren Kontaktfläche, ein geringerer Schlupf erzielt werden.

Es wird eine Messung nach der zweiten Anpassung mit Hilfe eines hohen Übermaßes durchgeführt. Alle restlichen Faktoren bleiben gleich. Diese Getriebekombination kann nahezu dasselbe Ausgangsmoment bei niedrigerem Schlupf von etwa 4% übertragen (vgl. Abbildung 6.5). Zusätzlich kommt es zu keinem Überschwingen des Schlupfs. Die Temperatur steigt durch die höhere Walkarbeit auf höhere Werte und der Wirkungsgrad sinkt um etwa 3%. Es ist zu erkennen, dass der Nachteil der steigenden Temperatur bei hohem Übermaß vernachlässigt werden kann, wenn nur Kurzzeitbetriebe (laut Anforderung zwei Minuten) stattfinden.

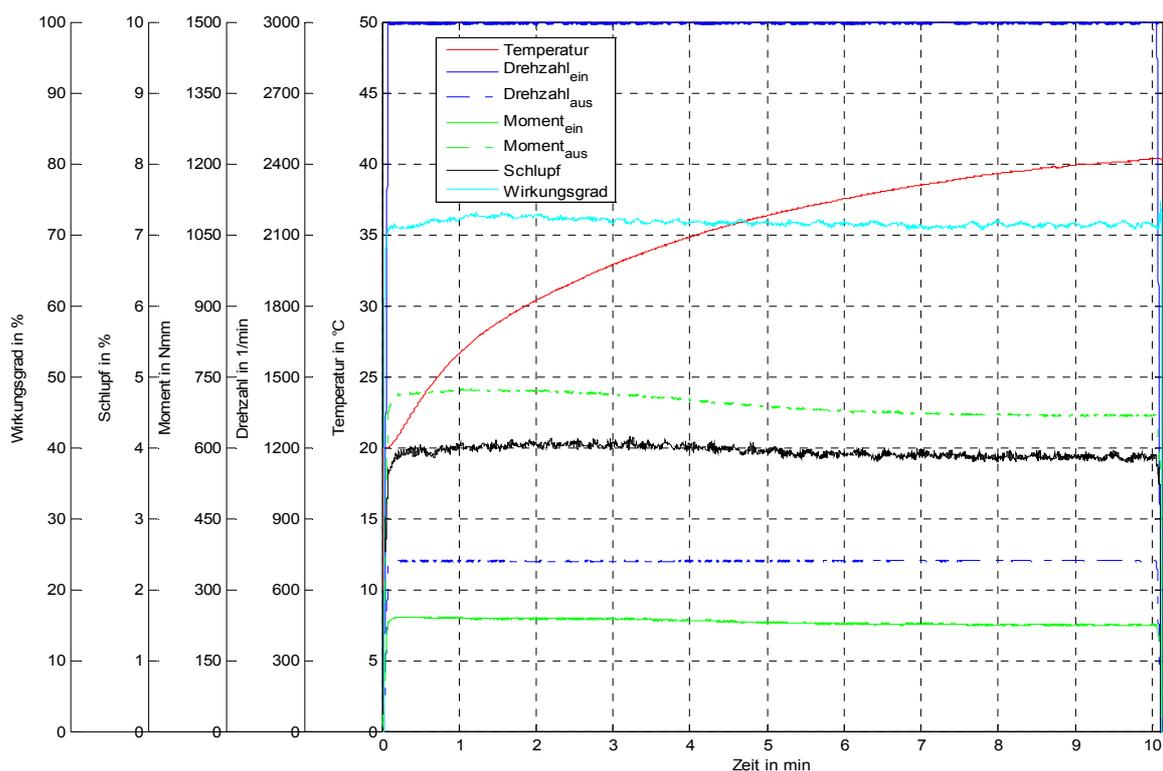


Abbildung 6.5: reale Messung mit $d_{ST} = 24$ mm, $d_P = 12$ mm, $B_E = 7$ mm, $\ddot{u} = 0,3$ mm, $D_E = 3$ mm, $H_E = 90$ Shore A

Da alle bisherigen Messungen mit Lagerschmierung im Planetenrad umgesetzt wurden, diese jedoch im Serienbetrieb unvorteilhaft ist, wird eine weitere Messung mit demselben Getriebe mit hohem Übermaß und ohne Schmierung durchgeführt (vgl. Abbildung 6.8). Dabei ist neben einem

höheren Temperaturgradienten, im Zeitbereich von 0 und 1,5 Minuten eine höhere Endtemperatur ersichtlich. Ab einer Messdauer von 1,7 Minuten kommt es zu einer Zunahme des Temperaturgradienten. Vermutlich sind ab diesem Zeitpunkt die lokale Temperatur und die Belastung zwischen Elastomer und Gleitlagerhülse so hoch, dass es zu einer Ablösung der Elastomerschicht in axialer Richtung kommt (vgl. Abbildung 6.7). Dadurch scheidet anstatt der Lagerhülse die Elastomerschicht an Planetenträger oder Flansch. Dies führt zu der besagten Temperaturzunahme und zu einem starken Anstieg des Schlupfs, der wiederum den Wirkungsgrad absenkt. Die Verbindung ist folgendermaßen aufgebaut.

„Die Verbindung zwischen den beiden Materialien erfolgt über einen Haftvermittler. Der Metallgrundkörper wird Sand - gestrahlt bzw. vorab gewaschen, wenn dies erforderlich ist. In manchen Fällen erfolgt auch noch eine Vorbehandlung mittels Primer (z.B. bei Beschichtungen auf Gummi oder dergleichen). Der Haftvermittler reagiert mit dem Polyurethan während des Beschichtungsvorganges bei etwa 80 – 100 °C. Die Einsatztemperatur liegt bei ca. 80 °C / kurzfristig bei 100 °C. Ab 150 – 160 °C wird der Haftvermittler irreversibel zerstört. Das kann durchaus bei einer dynamischen Überlastung erfolgen. Die gezeigte Rolle hat meiner Meinung nach eine dynamische Tragfähigkeit von grob ca. 40 - 50 N.“ [Mitarbeiter von ASMA GmbH (Langgutt Manuel) 2016]

Grundsätzlich sollte die Temperatur im Getriebe und die Belastung der Verbindung möglichst gering gehalten werden. Ist dies nicht möglich, muss eine verbesserte, also belastbarere Verbindung zwischen Elastomer und Gleitlagerhülse hergestellt werden.

Eine verbesserte Verbindung kann mittels einer rauen Oberfläche oder sogar mittels spezieller Konturen (vgl. Abbildung 6.6 (b)) auf der Hülse erfolgen. Diese Kontur sollte so gewählt werden, dass die Verbindung vorrangig auf Druck und nicht auf Abscherung beansprucht wird. Hierbei muss eine genügend starke Elastomerbelagsdicke vorhanden sein um solch eine Kontur umzusetzen. Der Einsatz einer speziellen Kontur kann bei Gleitlagerhülsen aus Metall zu höheren Herstellungskosten führen. Werden die Hülsen aus Kunststoff (z.B.: Polyoxymethylen (POM)) durch Spritzguss hergestellt, bleiben die Herstellungskosten annähernd gleich.

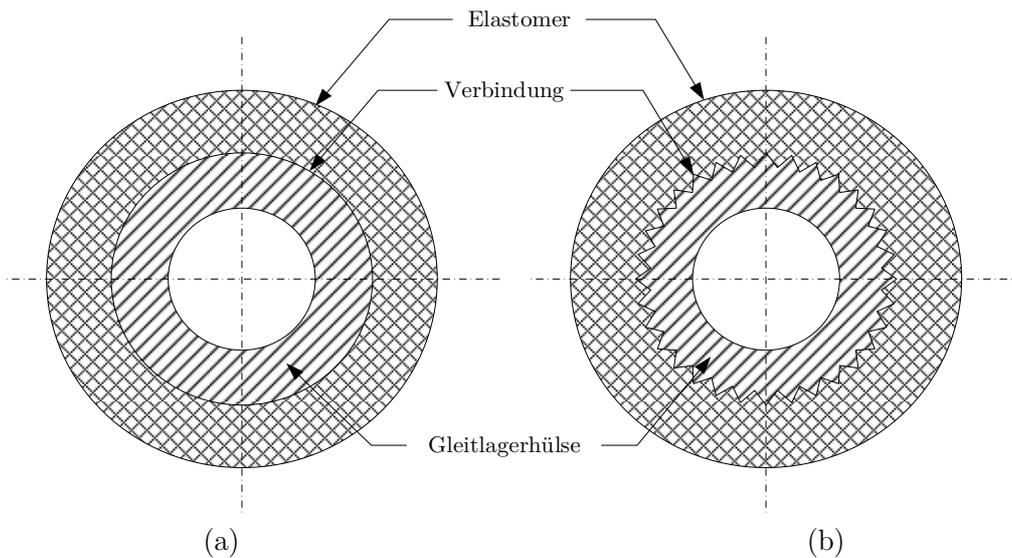


Abbildung 6.6: Planetenrad mit (a) einfacher Kontur und (b) spezieller Kontur

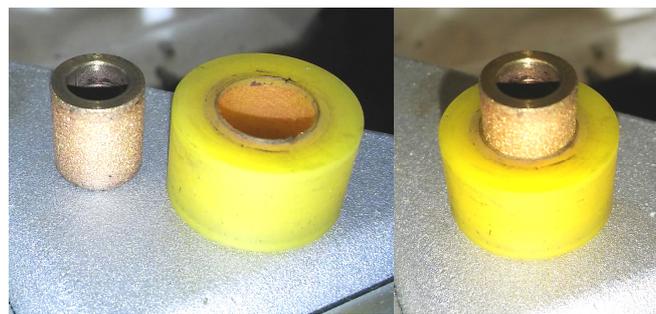


Abbildung 6.7: Gleitlagerhülle mit abgelöstem Elastomer

Auf der anderen Seite kann auch das Planetenradlager verbessert werden, um den Wirkungsgrad zu steigern. Das Problem beim Einsatz eines Wälzlagers liegt im Platzbedarf. Dieses kann nur bei geringer Elastomerbelagsdicke und großem Planetendurchmesser eingebaut werden. Wird die Elastomerschicht jedoch auf Hohlrad und Sonnenrad aufgebracht, vorausgesetzt es befindet sich dort genügend Platz, kann im Planetenrad wiederum Platz für ein Wälzlager geschaffen werden. Ist aus Platzgründen der Einbau eines Wälzlagers nicht möglich, muss ein Weg gefunden werden, um die Reibung im Gleitlager des Planetenrades über die gesamte Lebensdauer zu senken. Dies kann durch spezielle Schmierungen erfolgen. Bei Fett- oder Ölschmierungen ist allerdings eine gute Abdichtung der Lagerstellen zu gewährleisten. Gleitlacke [Klüber Lubrication 2016] hingegen benötigen solch eine Abdichtung nicht.

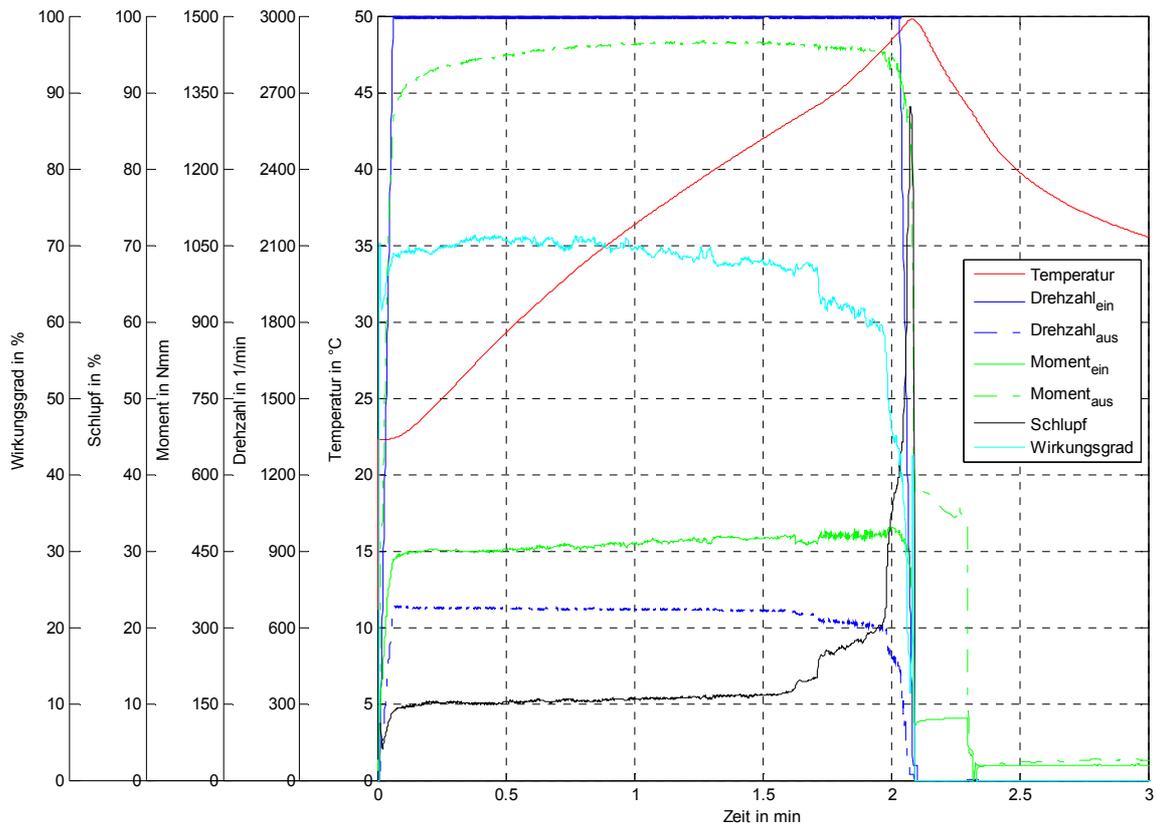


Abbildung 6.8: reale Messung mit $d_{ST} = 24 \text{ mm}$, $d_P = 12 \text{ mm}$, $B_E = 7 \text{ mm}$, $\ddot{u} = 0,3 \text{ mm}$, $D_E = 3 \text{ mm}$, $H_E = 90 \text{ Shore A}$, ohne Schmierung im Planetenradlager

Zusätzlich besteht das Problem, dass die Ausgangsdrehzahl aufgrund des Schlupfs nicht direkt bestimmt werden kann. Dies ist notwendig um eine bestimmte Höhe des Tisches einzustellen. Hierfür kann ein Hallsensor eingesetzt werden, der die Ausgangsdrehzahl misst.

7 Zusammenfassung

Diese Arbeit beschäftigte sich mit der Substitution eines Zahnradgetriebes mit einem Reibradgetriebe, wodurch der Geräuschpegel aufgrund des Wegfalls der Zahneingriffsfrequenz gesenkt werden kann. Mit Hilfe von bereits zuvor getätigten Untersuchungen und einer Literaturrecherche mussten im ersten Schritt verschiedene Getriebekonzepte ermittelt werden, die den gestellten Anforderungen genügen und auf Basis eines Reibrades umgesetzt werden können. Es wurden neun unterschiedliche Getriebevarianten auf mehrere Parameter hin untersucht. Ein subjektives Bewertungsverfahren brachte das Planetengetriebe hervor. Dieses erzielt durch den einfachen und symmetrischen Aufbau mit wenigen Teilen, sowie dem geforderten Übersetzungsbereich die beste Bewertung, und ist somit für die Einsatzbedingungen am geeignetsten. Im Zuge dieser Konzeptbewertung musste zusätzlich ein im Unternehmen neu eingesetzter Außenläufermotor im Hinblick auf Verwendungsmöglichkeit im neuen Planetengetriebe untersucht werden. Da aber nur der Antrieb über das Sonnenrad beim Planetengetriebe einen brauchbaren Übersetzungsbereich liefert, besitzt dieser Außenläufermotor keinen merklichen Vorteil.

Der zweite Teil dieser Arbeit beschäftigte sich mit der Bestimmung eines mathematischen Modells für das auf einem Reibrad basierenden Planetengetriebe. Es soll möglich sein, die Leistungswerte des Getriebes, wie Wirkungsgrad, Ausgangsmoment, Schlupf, usw., abhängig von verschiedensten Faktoren zu bestimmen. Jedoch konnte dieses aufgrund von hoher Ungenauigkeit nicht verwendet werden. Aus dieser Erkenntnis wurde eine empirische Lösung mit Hilfe eines Versuchsplans bestimmt. Eine Aufwandsminimierung der Messungen erfolgte durch Verringerung der Zielgrößen auf Wirkungsgrad, Ausgangsmoment und Temperatur im Getriebe. Zusätzlich wurden nur lineare Effekte bestimmt. Da in erster Linie nur die Tendenzen und Richtungen der Effekte von Bedeutung waren, wurde dies in Kauf genommen. Für diese Versuchsdurchführung musste ein Prüfstand adaptiert und das Innenleben des Planetengetriebes neu konstruiert werden. Der konstruktive Aufwand lag vor allem darin, dass das Getriebe und der Prüfstand, durch die hohe Anzahl an Messungen, eine schnelle De- und Montage gewährleisten mussten.

Die Ergebnisse aus den Versuchsplänen waren einerseits physikalisch absehbar, andererseits sehr aufschlussreich und es konnten neue Erkenntnisse für eine Optimierung gewonnen werden. Generell ist zu sagen, dass das Reibrad-Planetengetriebe für den Einsatz in einem höhenverstellbaren Tisch umsetzbar ist, jedoch immer einen schlechteren Wirkungsgrad erzielen wird als ein Zahnradgetriebe. Eine Verbesserung kann einerseits ein variabler Stegdurchmesser für den Ausgleich der Kontaktkräfte und somit für geringere Lagerkräfte, oder der Einbau eines Wälzlagers im Planetenrad sein. Auch die Verbindung zwischen Elastomer und Gleitlagerhülse besitzt noch Verbesserungspotential für eine höhere Kraftübertragung. Diese konstruktiven Verbesserungsmaßnahmen müssen noch auf Umsetzbarkeit überprüft werden.

Abschließend ist zu sagen, dass das Reibrad-Planetengetriebe einen weiteren Schritt näher an der Serienproduktentwicklung ist. Der Start dieser war jedoch aufgrund fehlender Untersuchungen nicht möglich. Dabei handelt es sich einerseits um Verschleiß- und Lebensdaueruntersuchungen. Andererseits müssen das Kriechverhalten des Reibbelages, die Plastifizierung bei langem Stillstand des Getriebes, die Veränderung der stofflichen Eigenschaften des Elastomers über die Zeit und dessen Auswirkungen auf das Getriebe noch untersucht werden. Parallel zu diesem technischen Verbesserungsprozess muss eine Kosten-Nutzen-Analyse aller Einzelteile durchgeführt werden, um ein für die Lebensdauer kostenoptimiertes Serienprodukt schaffen zu können.

Literaturverzeichnis

- ALBERS A.,DETERS L.,FELDHUSEN J.,LEIDICH E.,LINKE H.,POLL G. ET AL.: "Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben", Springer-Verlag: Berlin, Heidelberg (6. Auflage), 2008.
- ART & OFFICE: "Höhenverstellbarer Tisch", Online verfügbar unter <http://www.art-office-shop.de/Elektrisch-hoehenverstellbarer-Tisch-XD>, zuletzt aktualisiert am 18.03.2016.
- ASMA®: "Produktbeschreibung - Eigenschaften ASMAPRENE C-Serie". Hg. v. ASMA® Kunststofftechnik, Online verfügbar unter http://www.polyurethane.at/media/Datenblaetter/Asmaprene_C_Beschreibung.pdf, zuletzt aktualisiert am 27.12.2015a.
- ASMA®: "Produktkennwerte - Eigenschaften ASMAPRENE C-Serie". Hg. v. ASMA® Kunststofftechnik, Online verfügbar unter http://www.polyurethane.at/media/Datenblaetter-Juli2013/Asmaprene_C.pdf, zuletzt aktualisiert am 27.12.2015b.
- BÖGE A.,BÖGE W.,SCHLEMMER W.: "Arbeitshilfen und Formeln für das technische Studium: Konstruktion", Vieweg+Teubner Verlag (Viewegs Fachbücher der Technik), 2013.
- BORISLAVOV B.,BORISOV I.,PANCHEV V.: "Design of a Planetary-Cyclo-Drive Speed Reducer", Cycloid Stage, Geometry, Element Analyses, Thesis, Linneaus University, Mechanical Engineering, Online verfügbar unter <http://lnu.diva-portal.org/smash/get/diva2:532489/FULLTEXT01.pdf>, zuletzt geprüft am 10.01.2016, 2012.
- CONTINENTAL: "ROTAFRIX® Reibräder, Reibringe und Führungsrollen für Wälzgetriebe und Trommelantriebe", Online verfügbar unter http://www.schwingmetall.com/download/catalog/WT5556_Rotafrix_Katalog_de.pdf, zuletzt aktualisiert am 27.12.2015.
- CZICHOS, HORST; HABIG, KARL-HEINZ (Hg.), 2015: "Tribologie-Handbuch", Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, 4., vollst. überarb. u. erw. Aufl., Springer Vieweg: Wiesbaden, Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2236-9>.
- DEGEN R.,SLATTER R.: "Spielfreie Mikrogetriebe und Antriebe für präzisePositionieranwendungen", Micromotion GmbH, Online verfügbar unter <http://www.micromotion.de/pdf/publications/spielfreie-mikrogetriebe1.pdf>, zuletzt geprüft am 10.01.2016, o.A.

- DENGLER W.,KONZETT R.: "Gleitkeilgetriebe, angewendet in einer Sensoranordnung", Google Patents, Online verfügbar unter <http://www.google.com/patents/EP2220399A2?cl=de>, 2010.
- DOLK B.,KNUST R.,MAGENS E.-P.,MANGTHY M.,NOWITZKI H.,PLATE P. ET AL.: "InnoRad - Erhöhung der Lebensdauer von Rädern und Rollen aus Polyurethan", Abschlussbericht, Online verfügbar unter http://www.innorad.de/Daten/Download/Veroeffentlichungen/Abschlussbericht_InnoRad.pdf, 2011.
- ERNST M.: "Entwicklung eines Reibplanetengetriebes", Dissertation/Thesis, Technische Universität Graz, 2012.
- FISCHER R.,JÜRGENS G.,KÜCÜKAY F.,NAJORK R.,POLLAK B.: "Das Getriebebuch", Springer Verlag, Wien: Dordrecht (1. Aufl.;1;), 2012.
- GIGER B.: "Design of Experiments", Einführung in die statistische Versuchsplanung (DoE), TQU-Group, Online verfügbar unter <http://www.tqu-group.com/downloads/doedownload.pdf>, zuletzt aktualisiert am 29.12.2015.
- GÖBEL E. FRIEDRICH: "Gummifedern", Springer: Berlin [u.a.] (7), 1945.
- GROTE K.-H.,FELDHUSEN J.: "Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau", Springer-Verlag: Berlin, Heidelberg (23., neu bearbeitete und erweiterte Auflage), 2011.
- HAGG F.,VAN BRINK K.: "Mini Friction Drive", Online verfügbar unter <http://www.esmats.eu/esmatspapers/pastpapers/pdfs/1999/hagg.pdf>, 1999.
- HARMONIC DRIVE AG: "Montage- und Wartungsanleitung", Einbausätze Baureihe HFUC-2A-(G)R. Hg. v. Harmonic Drive AG, Online verfügbar unter http://www.treffer.com.br/produtos/harmonicdrive/PDF/montageanl_hfuc.pdf, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- HARMONIC DRIVE AG: "Robotik und Automation". Hg. v. Harmonic Drive AG, Online verfügbar unter http://harmonicdrive.de/fileadmin/redakteure/Download/Broschüren/Branchenbroschüren/Robotik_brosch_2014_df.pdf, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- HARMONIC DRIVE AG: "Harmonic Drive® Wellgetriebe". Hg. v. Harmonic Drive AG, Online verfügbar unter <http://harmonicdrive.de/technologie/harmonic-driver-wellgetriebe/>, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015a.
- HARMONIC DRIVE AG: "Harmonic Planetengetriebe". Hg. v. Harmonic Drive AG, Online verfügbar unter <http://harmonicdrive.de/technologie/harmonic-planetengetriebe/>, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015b.

- HKS CO. L.: "Supercharger", Vorverdichter mit Reibrad-Planetengetriebe, Online verfügbar unter http://www.hks-power.co.jp/en/product/supercharger/universal_kit/feature.html, zuletzt aktualisiert am 27.12.2015.
- HÖHN B.-R.,STAHL K.,GWINNER P.: "Getriebe Aktuell", Wissenschaftlicher Informationsdienst für Getriebe- und Antriebstechnik. Hg. v. VDI Wissenforum (1), Online verfügbar unter www.getriebe-aktuell.de, Oktober.2014.
- JOST P.: "Lubrication (Tribology)", Her Majesty's Stationery Office, London, 1966.
- KAWANO A.: "Planetary Roller Type Traction Drive Unit for Printing Machine". Hg. v. Koyo Engineering Journal (165E), 2004.
- KLEPPMANN W.: "Versuchsplanung", Produkte und Prozesse optimieren, 8., überarb. Aufl., Hanser: München (Praxisreihe Qualitätswissen), 2013.
- LAUTNER L.: "Entwicklung eines Wälzkörpergetriebe - Prototypen zur Verwendung in Linear Antrieben", Bachelorarbeit, Technische Universität Graz, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, 2015.
- LEE T.,LAKES R. S.: "Anisotropic polyurethane foam with Poisson'sratio greater than 1". In: *Journal of Materials Science* 32 (9), S. 2397–2401. DOI: 10.1023/A:1018557107786.
- MAGIRUS DEUTZ: "Planetengetriebe einer Magirus Deutz Hinterachse", Online verfügbar unter http://www.magirus-deutz.ch/geschichte_t1.html, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- MAGTROL: "Datenblatt", HB Hysteresebremsen undMHB Abgegliche Bremsen. Hg. v. Magtrol, Online verfügbar unter http://www.magtrol.de/datenblatter/hb-mhb_de.pdf, zuletzt aktualisiert am 31.12.2015.
- MAUL H.-E.: "Vergleich hochuntersetzende Getriebe", Vorteile hochuntersetzende Exzentergetriebe mit Evolventenverzahnung, Aachen, Online verfügbar unter http://www.maul-konstruktionen.de/pdf/Fachbericht_Exzentergetriebe_mit_Evolventenverzahnung.pdf, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- MAUL KONSTRUKTION: "Getriebekonstruktion und Berechnung", Online verfügbar unter <http://www.maul-konstruktionen.de>, zuletzt aktualisiert am 28.12.2015.
- MEHLAN V.: "Experimentelle Verschleißuntersuchungen von angetriebenen Polyurethan-Rädern unter Einwirkung von Zwischenstoffen", Dissertation, Universität Dortmund, 2002.
- MITARBEITER VON ASMA GMBH (Langgutt Manuel), 2016: "Verbindung zwischen Elastomer und Gleitlagerhülse", 09.01.2016, E-Mail an Gerhard Robier.
- MITTMANN H.-U.,CZICHOS H.: "Reibungsmessungen und Oberflächenuntersuchungen an Kunststoff-Metall-Gleitpaarungen. Materialprüfung 17", 1975.

- MULZER F.: "Systematik hoch übersetzender koaxialer Getriebe", Dissertation, Technische Hochschule München, Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik, 2010.
- NAUNHEIMER H.,BERTSCHE B.,LECHNER G.: "Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion", Springer-Verlag: Berlin, Heidelberg (2. Aufl.;2;), 2007.
- NIEMANN G.,WINTER H.: "Maschinenelemente", Band 3: Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, 2. Aufl., Springer (3), 1983.
- NIEMANN G.,WINTER H.: "Maschinenelemente", Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe, Zweite, völlig neubearbeitete Auflage, Springer: Berlin, Heidelberg, 2003.
- NIEMANN G.,WINTER H.,HÖHN B.-R.: "Maschinenelemente", Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 3. Auflage, Springer: Berlin, Heidelberg, 2001.
- OFRACAR: "Harmonic Drive Kunststoffgetriebe", Hohe Präzision auf kleinem Raum. Hg. v. Harmonic Drive Polymere GmbH, Online verfügbar unter <http://www.ofracar.de/-30-11-09--Harmonic-Drive-Polymer-GmbH--Hersteller-innovativer-Kunststoffgetriebe-jetzt-DQS-zertifiziert.htm>, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- POPOV V. L.: "Kontaktmechanik und Reibung: von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik", Springer: Heidelberg [u.a.] (2., überarb. Aufl), 2010.
- RILL G.: "Fahrzeugdynamik", Fachhochschule Regensburg, Online verfügbar unter http://www.autogumi.com/FDV_Skript.pdf, zuletzt aktualisiert am 27.12.2015.
- SCHRAMM E. J.: "Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von PKW-Reifen", Dissertation, Universität Regensburg, Fakultät Physik, 2002.
- SIEBERTZ K.,VAN BEBBER D.,HOCHKIRCHEN T.: "Statistische Versuchsplanung", Design of Experiments (DoE), Springer: Heidelberg (VDI-Buch), 2010.
- SKF: "SKF Gleitlager" (4741/I_G), Online verfügbar unter http://www.boie.de/ftp/pub/skf/4741I_G.pdf, zuletzt aktualisiert am 24.03.2016.
- SLATTER R.,SLATTER E.: "Konstruktionshandbuch". Hg. v. Harmonic Drive AG, Online verfügbar unter <http://harmonicdrive.de/fileadmin/redakteure/Download/konstruktionshandbuch.pdf>, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- STAT-EASE® INC.: "Design-Experts®", Design of Experiments. Version 9, Stat-Ease®, Online verfügbar unter <http://www.statease.com/dx9.html>.

- STEINHILPER W.,RÖPER R.: "Maschinen- und Konstruktionselemente 1", Grundlagen der Berechnung und Gestaltung, Fünfte Auflage, Springer: Berlin, Heidelberg (Springer-Lehrbuch), 2000.
- STOMMEL M.,STOJEK M.,KORTE W.: "FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen", Hanser, München, 2011.
- SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES: "Fine Cyclo", Spielfreie Getriebe. Hg. v. Sumitomo Drive Technologies, Online verfügbar unter http://www.tecnicaindustriale.it/sumitomo_catalogues/finecyclo.pdf, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015a.
- SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES: "Cyclo Drive 6000", Getriebemotoren & Getriebe. Hg. v. Sumitomo Drive Technologies, Online verfügbar unter <http://www.sumitomodriveeurope.com/koaxiale-getriebegetriebemotoren/cyclo-drive-6000/>, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015b.
- TECHNISCHE ANTRIEBSELEMENTE GMBH: "ACBAR-Exzentergetriebe". Hg. v. Technische Antriebselemente GmbH, Hamburg, Online verfügbar unter http://www.tea-hamburg.de/uploads/tx_hmteaproducts/exzentergetriebe.pdf, zuletzt aktualisiert am 30.12.2015.
- WINTER H.,GAGGERMEIER H.: "Versuche zur Kraftübertragung in Verstell-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung", 1979.
- WITTEL H.,MUHS D.,JANNASCH D.,VOßIEK J.: "Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung", Vieweg+Teubner Verlag / Springer: Wiesbaden (20., überarbeitete und erweiterte Auflage), 2011.

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
α	Signifikanzniveau eines statistischen Versuchsplans	%
$\alpha, \alpha_1, \alpha_2$	Kontaktwinkel der beiden Kontakte am Planetenrad	°
α_E	Wärmeausdehnungskoeffizient des Elastomers	1/°K
ε	Dehnung	%
η, η_G	Wirkungsgrad, Gesamtwirkungsgrad	%
μ, μ_G, μ_L, μ_r	Reibzahl (G Gleitreibzahl, L Reibzahl im Wälzlager, r Rollreibzahl)	-
ν_E	Poissonzahl, Querkontraktionszahl des Elastomers	-
σ	Normalspannung im Kontakt	N/mm ²
τ	Schubspannung	N/mm ²
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s
A	Fläche	m ²
A_P	Anzahl der Planetenräder in einem Getriebe	-
B_E	Breite des Elastomers am Planetenrad	m
d, d_1, d_2	Durchmesser eines treibenden (1) und getriebenen (2) Rades	m
$d_H, d_{ST}, d_P, d_S, d_L$	Durchmesser (H Hohlrad-, ST Steg-, P Planetenrad-, S Sonnenrad-, L Lagerdurchmesser)	m
D	Durchmesser, größter benötigter Außendurchmesser eines Getriebes	m
D_E	Dicke des Elastomers am Planetenrad	m
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
f	Hebelarm der Rollreibung	m
F_F	Fliehkraft des Planetenrades	N
F_L, F_{Lx}, F_{Ly}	Gesamtkraft im Lager des Planetenrades, Gesamtlagerkraft in x- und y-Richtung	N
F_N, F_{N1}, F_{N2}	Normalkraft in den beiden Kontaktstellen am Planetenrad	N
F_{RT}, F_{RN}	Reibkraft in T tangentialer und R radialer Richtung im Lager des Planetenrades	N
F_T, F_{T1}, F_{T2}	Tangentialkraft, Umfangskraft in den beiden Kontaktstellen am Planetenrad	N
F_{TL}, F_{NL}	Tangential- und Normalkraft im Lager des Planetenrades	N
G	Schubmodul	N/mm ²
H_E	Elastomerhärte	Shore A
i	Index für beide Kontakte am Planetenrad (1 Kontakt Sonnenrad/Planetenrad, 2 Kontakt Planetenrad/Hohlrad)	-
i, i_{th}, i_{tat}, i_0	Übersetzung (th theoretisch, tat tatsächlich, 0 Standübersetzung)	-
k_{zul}	zulässige Stribeksche Pressung	N/mm ²
K	Formfaktor	-
K_A	Belastungsfaktor	-

K_f	Formkennwert	-
$L, L_{S1}, L_{S2}, L_1, L_2$	Kontaktlänge (S1 Sehnenlänge des Kontaktes Sonnen-/Planetenrad, S2 Sehnenlänge des Kontaktes Planeten-/Hohlrad, 1 Bogenlänge des Kontaktes Sonnen-/Planetenrad, 2 Bogenlänge des Kontaktes Planeten-/Hohlrad)	m
l_1, l_2	Verschiebung des Kraftangriffspunkts in beiden Kontakten am Planetenrad	m
M, M_{an}, M_{ab}	Moment (<i>an</i> Antrieb, <i>ab</i> Abtrieb)	Nm
$n, n_1, n_2,$ n_{ein}, n_{aus}	Drehzahl (1 Antrieb, 2 Abtrieb, <i>ein</i> Eingang, <i>aus</i> Ausgang)	1/s
p, p_H	Flächenpressung (<i>H</i> Hertzsche Pressung)	N/mm ²
$P,$ $P_V, P_L, P_0, P_{ein},$ P_R, P_{RW}, P_{RG}	Leistung (<i>V</i> Gesamtverlust-, <i>L</i> Lagerverlust-, <i>0</i> Leerlaufverlust-, <i>ein</i> Eingangs-, <i>R</i> Reibungsverlust-, <i>RW</i> Wälzreibungsverlust-, <i>RG</i> Gleitreibungsverlustleistung)	W
R, R_1, R_2	Radius (1 1.Körper, 2 2.Körper)	m
s, s_W, s_1, s_2, s_G	Schlupf (<i>W</i> Wälzschlupf, 1 Kontakt Sonnenrad/Planetenrad, 2 Kontakt Planetenrad/Hohlrad, <i>G</i> Gesamtschlupf eines Getriebes)	%
$\Delta T, T$	Temperaturänderung, Temperatur des Elastomers	°K
u, u_{max}	Deformation, Verschiebung (maximal)	m
$u, u_L, u_{Hr}, u_{Pr},$ $u_{Pa1}, u_{Pa2}, u_m,$ u_{Sr}, u_{Sa}	Umfangsgeschwindigkeit (<i>L</i> Lager, <i>Hr</i> relative Hohlrad-, <i>Pr</i> relative Planetenrad-, <i>Pa1</i> absolute Planetenrad- im Kontakt Sonnenrad/Planetenrad, <i>Pa2</i> absolute Planetenrad- im Kontakt Planetenrad/Hohlrad, <i>m</i> Steg-, <i>Sr</i> relative Sonnen-, <i>Sa</i> absolute Sonnenumfangsgeschwindigkeit)	m/s
\ddot{u}	Übermaß des Elastomers am Planetenrad	m
v, v_1, v_2	Gleitgeschwindigkeit, Geschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit eines treibenden (1) und getriebenen (2) Rades	m/s

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: höhenverstellbarer Tisch [Art & Office 2016].....	1
Abbildung 1.2: Antrieb eines höhenverstellbaren Tisches.....	2
Abbildung 1.3: zweistufiges Planetengetriebe, 1. Stufe als Reibrad ausgeführt [Lautner 2015].....	3
Abbildung 2.1: Bewegungsarten zwischen Reibpartnern (F_N Normalkraft, ω Winkelgeschwindigkeit, v Gleitgeschwindigkeit), angelehnt an: [Grote und Feldhusen 2011, S. E85; Albers et al. 2008, S. 16].....	7
Abbildung 2.2: Reibungszahl μ einer PTFE-Stahl-Gleitpaarung, p Flächenpressung, v Gleitgeschwindigkeit, Umgebungsmedium: synth. Luft, 1: $T_a = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, 2: $T_a = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, angelehnt an: [Grote und Feldhusen 2011, S. E86].....	8
Abbildung 2.3: Profilteilchen im Kontaktbereich und Entstehung des Deformationsschlupfs, angelehnt an: [Rill 2001, S. 16].....	9
Abbildung 2.4: Schlupf-Reibungszahlkurve (schematisch), angelehnt an: [Winter und Gaggermeier 1979, S. 2–6, 55–62; Rill 2001, S. 18; Mehlan 2002, S. 12].....	10
Abbildung 2.5: Kontakt zweier Zylinder mit Druckverteilung nach Hertz, angelehnt an: [Wittel et al. 2011, S. 75].....	11
Abbildung 2.6: Verschleißarten (F_R Reibkraft, F_T Tangentialkraft, F_N Normalkraft auf den Körper, F_{Ni} Normalkraft auf Rauheitskontakt, Δv Relativgeschwindigkeit, H Härte des Körpers), angelehnt an: [Albers et al. 2008, S. 25].....	12
Abbildung 2.7: Einordnung der Wälzgetriebe nach Leistungsgewicht (G/P) und Leistungsbereich (P), angelehnt an: [Continental 2008].....	14
Abbildung 3.1: Platzbedarf für verschiedene Getriebearten (a) (für Bezeichnungen vgl. Tabelle 3.5).....	18
Abbildung 3.2: Platzbedarf für verschiedene Getriebearten (b).....	18
Abbildung 3.3: Aufbau und Prinzip eines (a) Ein- und (b) zweistufigen Stirnradgetriebes, angelehnt an: [Niemann und Winter 2003, S. 7; Mulzer 2010].....	20
Abbildung 3.4: Planetengetriebe, Aufbau und Prinzip, angelehnt an: [Magirus Deutz 2015; Mulzer 2010].	21
Abbildung 3.5: Doppelplanetengetriebe, Aufbau und Prinzip, angelehnt an: [Mulzer 2010].....	22
Abbildung 3.6: Prinzip eines Stufen-Planetengetriebes, angelehnt an: [Mulzer 2010].....	24
Abbildung 3.7: Prinzip eines Wolfrom-Getriebes, angelehnt an: [Mulzer 2010].....	25
Abbildung 3.8: Aufbau und Prinzip eines klassischen Akbar-Getriebes (Schnittdarstellung), angelehnt an: [Mulzer 2010].....	26
Abbildung 3.9: Aufbau und Prinzip, Cyclo-Getriebe / ebenes Akbar-Getriebe, angelehnt an: [Sumitomo Drive Technologies 2011b, S. 5; Mulzer 2010].....	28
Abbildung 3.10: Aufbau und Prinzip eines Harmonic Drive-Getriebes, angelehnt an: [Harmonic Drive AG 2003, S. 15; Mulzer 2010].....	30
Abbildung 3.11: Umfangsgeschwindigkeiten im Reibrad-Planetengetriebe.....	37
Abbildung 3.12: Kontakt zwischen Sonnenrad/Planetenrad (a) und Planetenrad/Hohlrad (b).....	38
Abbildung 3.13: Schubmodul abhängig von der Elastomerhärte.....	39
Abbildung 3.14: Bestimmung von freier und belasteter Oberfläche für den Formkennwert.....	40
Abbildung 3.15: Zylinder mit elastischer Schicht im Kontakt mit einer starren Ebene, angelehnt an: [Popov 2010, S. 16].....	41
Abbildung 3.16: Kräfte am Planetenrad.....	43

Abbildung 3.17: Entstehung der Rollreibung und Hebelarm bei einem rotierenden Rad.....	46
Abbildung 4.1: Ursache-Wirkungs-Diagramm zur Einflussgrößenbestimmung.....	51
Abbildung 4.2: Veränderliche Faktoren am Planetenrad.....	54
Abbildung 4.3: Prinzipskizze des Messaufbaus	58
Abbildung 4.4: Getriebeprüfstand und Messzubehör	59
Abbildung 4.5: Prüfstand mit eingespanntem Getriebe.....	59
Abbildung 5.1: Prognosebänder der Zielgrößen im Vergleich am Beispiel der Elastomerhärte	64
Abbildung 5.2: Längenverhältnis abhängig von Steg- und Planetendurchmesser (a), Kräfte in den Reibkontakten eines verformten Planetenrades (b)	66
Abbildung 5.3: Querschnitt durch ein belastetes, stehendes Rad, angelehnt an: [Dolk et al. 2011, S. 223] .	68
Abbildung 5.4: Verlustleistung im Getriebe über Temperatur am Hohlrad	71
Abbildung 5.5: Gegenüberstellung der Zielgrößen Wirkungsgrad, Ausgangsmoment und Temperatur	74
Abbildung 6.1: Verbesserung des Planetenrades durch variablen Stegdurchmesser, Prinzipskizzen	79
Abbildung 6.2: Standardmessung mit $d_{ST} = 24$ mm, $d_P = 12$ mm, $B_E = 7$ mm, $\ddot{u} = 0,1$ mm, $D_E = 3$ mm, $H_E = 90$ Shore A.....	80
Abbildung 6.3: Planetenrad mit zerstörter Oberfläche aufgrund von Durchrutschen des Sonnenrades	81
Abbildung 6.4: reale Messung mit $d_{ST} = 24$ mm, $d_P = 12$ mm, $B_E = 7$ mm, $\ddot{u} = 0,1$ mm, $D_E = 3$ mm, $H_E = 90$ Shore A, vorgegebenes Ausgangsmoment 700 Nmm.....	82
Abbildung 6.5: reale Messung mit $d_{ST} = 24$ mm, $d_P = 12$ mm, $B_E = 7$ mm, $\ddot{u} = 0,3$ mm, $D_E = 3$ mm, $H_E = 90$ Shore A.....	83
Abbildung 6.6: Planetenrad mit (a) einfacher Kontur und (b) spezieller Kontur	85
Abbildung 6.7: Gleitlagerhülse mit abgelöstem Elastomer	85
Abbildung 6.8: reale Messung mit $d_{ST} = 24$ mm, $d_P = 12$ mm, $B_E = 7$ mm, $\ddot{u} = 0,3$ mm, $D_E = 3$ mm, $H_E = 90$ Shore A, ohne Schmierung im Planetenradlager	86

Tabellenverzeichnis

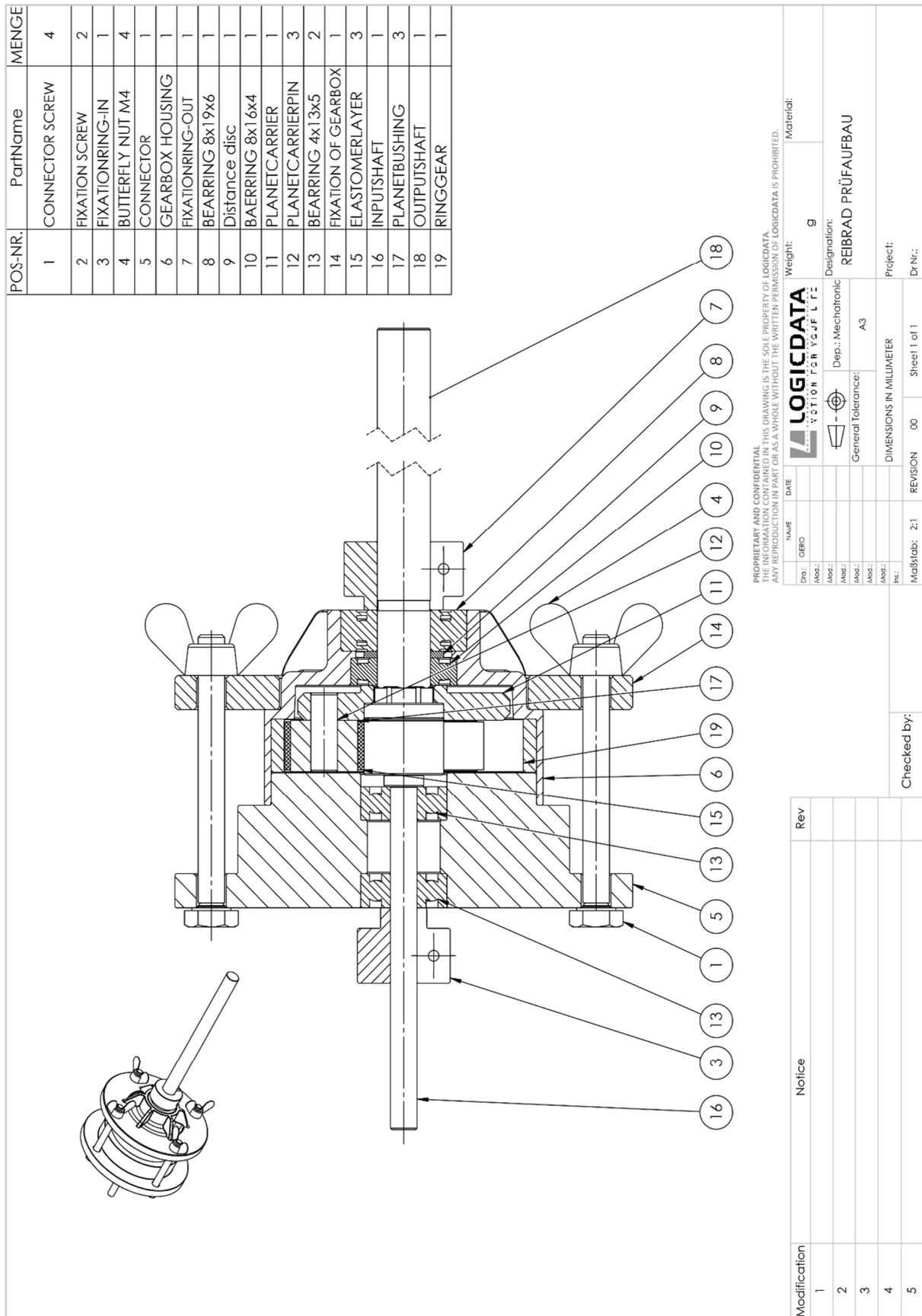
Tabelle 1.1: Randbedingungen/Anforderungen für das Getriebe.....	4
Tabelle 2.1: Vor- und Nachteile von Reibradgetrieben [Niemann und Winter 1983, S. 189–217; Albers et al. 2008, S. 641–661; Continental 2008]	13
Tabelle 3.1: Vor- und Nachteile des zweistufigen Stirnradgetriebes	20
Tabelle 3.2: Vor- und Nachteile des Planetengetriebes [Grote und Feldhusen 2011, S. G146-G154; Harmonic Drive AG 2015b].....	21
Tabelle 3.3: Vor- und Nachteile des Doppelplanetengetriebes	22
Tabelle 3.4: Vor- und Nachteile des Stufen-Planetengetriebes	24
Tabelle 3.5: Abwandlungen vom Wolfrom-Getriebe je nach Variation von An- zu Abtrieb.....	25
Tabelle 3.6: Vor- und Nachteile des Wolfrom-Getriebes.....	25
Tabelle 3.7: Vor- und Nachteile des klassischen Akbar-Getriebes [Maul 2015]	26
Tabelle 3.8: Vor- und Nachteile des Cyclo-Getriebes [Grote und Feldhusen 2011, S. T20-T21]	28
Tabelle 3.9: Vor- und Nachteile des ebenen Akbar-Getriebes.....	29
Tabelle 3.10: Vor- und Nachteile des Harmonic Drive-Getriebes [Grote und Feldhusen 2011, S. T20; Harmonic Drive AG 2015a].....	30
Tabelle 3.11: Vergleich der Parameter bezogen auf deren Wichtigkeit (2 = wichtiger, 1 = gleich wichtig, 0 = unwichtiger)	34
Tabelle 3.12: Getriebevergleich vereinfacht	34
Tabelle 3.13: Vergleich der E-Module aus verschiedenen Berechnungsmethoden mit Formfaktor $\mathbf{K} = \mathbf{1}$ und für zylindrische Voll-Gummifedern	47
Tabelle 3.14: Vergleich der gemessenen Normalkräfte nach [Ernst 2012] und analytisch errechneten Normalkräfte, bei Elastomertemperatur $\Delta T = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, Planetenbreite $\mathbf{B} = \mathbf{14mm}$, Planetenraddurchmesser $\mathbf{dP} = \mathbf{12,5 mm}$, Sonnenraddurchmesser $\mathbf{dS} = \mathbf{5 mm}$, Elastomerhärte $\mathbf{HE} = \mathbf{80 Shore A}$	47
Tabelle 3.15: Annahmen des analytischen Berechnungsmodells	49
Tabelle 4.1: Veränderliche Faktoren des Getriebes in der experimentellen Untersuchung.....	53
Tabelle 4.2: Erstellte Versuchspläne	56
Tabelle 4.3: Messmittel	58
Tabelle 5.1: Vorfaktoren der empirischen Gleichungen für die Zielfaktoren der drei Versuchspläne (kodiert)	62
Tabelle 5.2: Mittelwerte des Wirkungsgrades der drei Versuchspläne.....	65
Tabelle 5.3: Mittelwerte des Ausgangsmomentes der drei Versuchspläne	69
Tabelle 5.4: Mittelwerte der Temperatur der drei Versuchspläne	72
Tabelle 6.1: Berechnete und gemessene optimierte Getriebekombinationen abhängig von Relevanz und SVP	78

Anhang

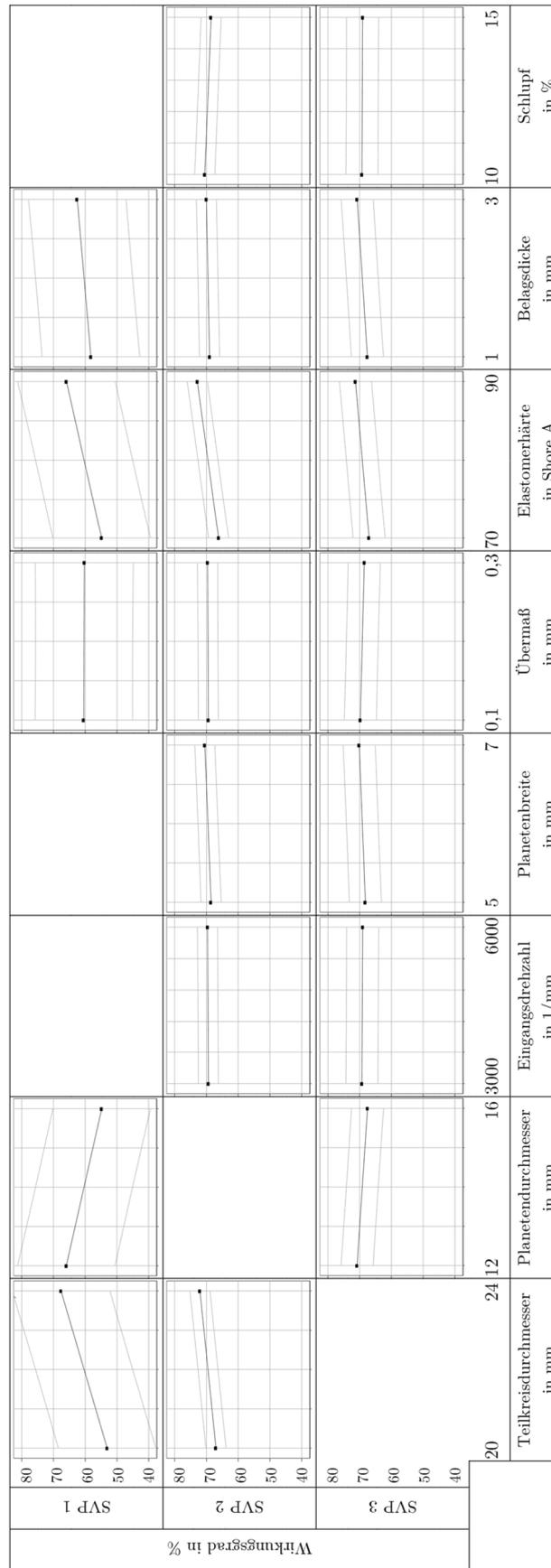
Anhang 1: Getriebevergleich

Parameter	Wichtigkeit der Parameter	zweistufiges Stirnradgetriebe								Stufen-Planetengetriebe								Wolfrum-Getriebe								Akbar-Getriebe klassisch								Doppelplanetengetriebe							
		zweistufiges Stirnradgetriebe	Planetengetriebe	Doppelplanetengetriebe	Stufen-Planetengetriebe	Wolfrum-Getriebe	Akbar-Getriebe klassisch	Cyclo-Getriebe	ebenes Akbar-Getriebe	Harmonic Drive-Getriebe	zweistufiges Stirnradgetriebe	Planetengetriebe	Doppelplanetengetriebe	Stufen-Planetengetriebe	Wolfrum-Getriebe	Akbar-Getriebe klassisch	Cyclo-Getriebe	ebenes Akbar-Getriebe	Harmonic Drive-Getriebe	zweistufiges Stirnradgetriebe	Planetengetriebe	Doppelplanetengetriebe	Stufen-Planetengetriebe	Wolfrum-Getriebe	Akbar-Getriebe klassisch	Cyclo-Getriebe	ebenes Akbar-Getriebe	Harmonic Drive-Getriebe													
A	11,6%	0	0	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	1	1	1	1	1	2	0														
B	11,6%	1	1	1	1	1	1	2	0	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1														
C	14,0%	2	2	0	0	0	0	0	2	2	2	2	0	0	1	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
D	15,7%	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	1	2	2	1	2	0	0	0	2	2	1	1	2	2	0	2														
E	10,7%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2	0	0	0	2	2	2	2	2	2	0	0														
F	15,7%	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	1	1														
G	2,5%	0	0	2	2	2	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	0	0	0	2	2	2	2	2	2	1	1														
H	4,1%	1	2	2	2	2	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	0	0														
I	6,6%	0	2	2	2	2	0	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	0	0														
J	5,0%	0	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	1	1														
K	2,5%	1	1	1	1	2	2	2	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0														
A	11,6%	2	1	2	2	2	2	1	1	2	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
B	11,6%	1	2	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
C	14,0%	0	1	0	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	1	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
D	15,7%	2	2	1	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
E	10,7%	2	2	2	2	1	0	1	0	0	0	0	2	2	2	2	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
F	15,7%	1	1	1	1	2	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
G	2,5%	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
H	4,1%	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
I	6,6%	2	2	2	2	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
J	5,0%	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
K	2,5%	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
A	11,6%	2	1	2	2	2	2	1	1	2	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
B	11,6%	1	0	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
C	14,0%	0	1	0	0	0	2	0	2	2	2	2	2	2	2	1	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
D	15,7%	2	0	1	2	2	1	2	0	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
E	10,7%	2	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
F	15,7%	1	1	1	1	2	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
G	2,5%	2	0	2	2	2	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
H	4,1%	0	0	1	1	1	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
I	6,6%	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
J	5,0%	1	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
K	2,5%	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
A	11,6%	1	0	0	0	1	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
B	11,6%	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
C	14,0%	2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
D	15,7%	2	1	0	0	2	0	1	0	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
E	10,7%	2	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
F	15,7%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
G	2,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	1	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
H	4,1%	0	0	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
I	6,6%	2	2	2	2	2	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
J	5,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	1	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
K	2,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
A	11,6%	1	0	0	0	1	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
B	11,6%	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
C	14,0%	2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
D	15,7%	2	1	0	0	2	0	1	0	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
E	10,7%	2	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
F	15,7%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
G	2,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	1	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
H	4,1%	0	0	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
I	6,6%	2	2	2	2	2	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
J	5,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	1	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
K	2,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
A	11,6%	1	0	0	0	1	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
B	11,6%	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1														
C	14,0%	2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
D	15,7%	2	1	0	0	2	0	1	0	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
E	10,7%	2	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	2	2	1	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
F	15,7%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
G	2,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	1	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
H	4,1%	0	0	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
I	6,6%	2	2	2	2	2	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
J	5,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	1	2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
K	2,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	1	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
A	11,6%	1	0	0	0	1	2	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2														
B	11,6%	1	1	1																																					

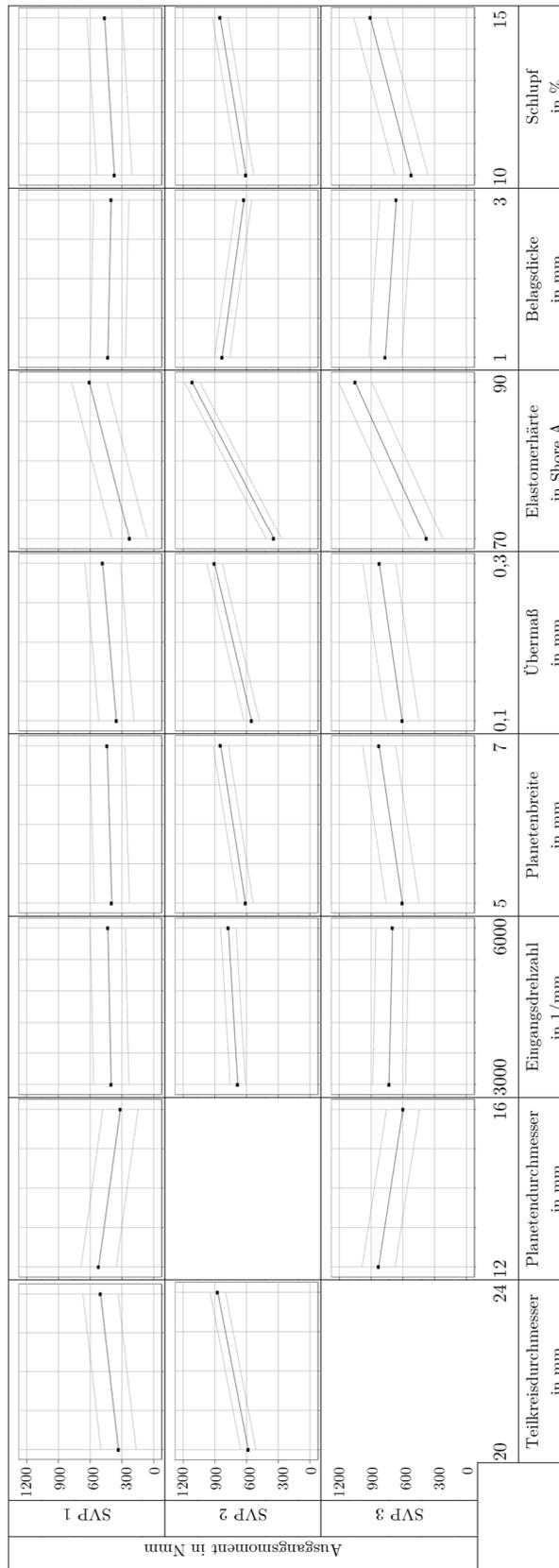
Anhang 2: 2D-Zeichnung des Getriebes mit Prüfstandanbindung



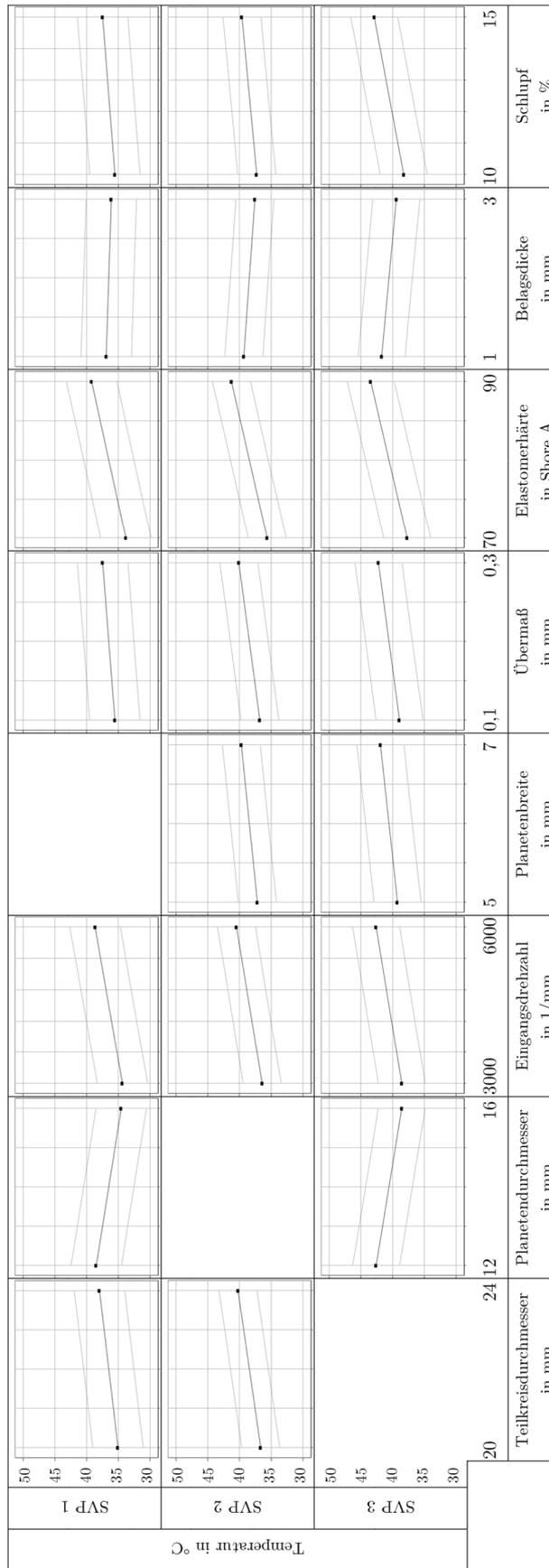
Anhang 3: Haupteffekte auf den Wirkungsgrad mit Prognosebänder für alle SVP



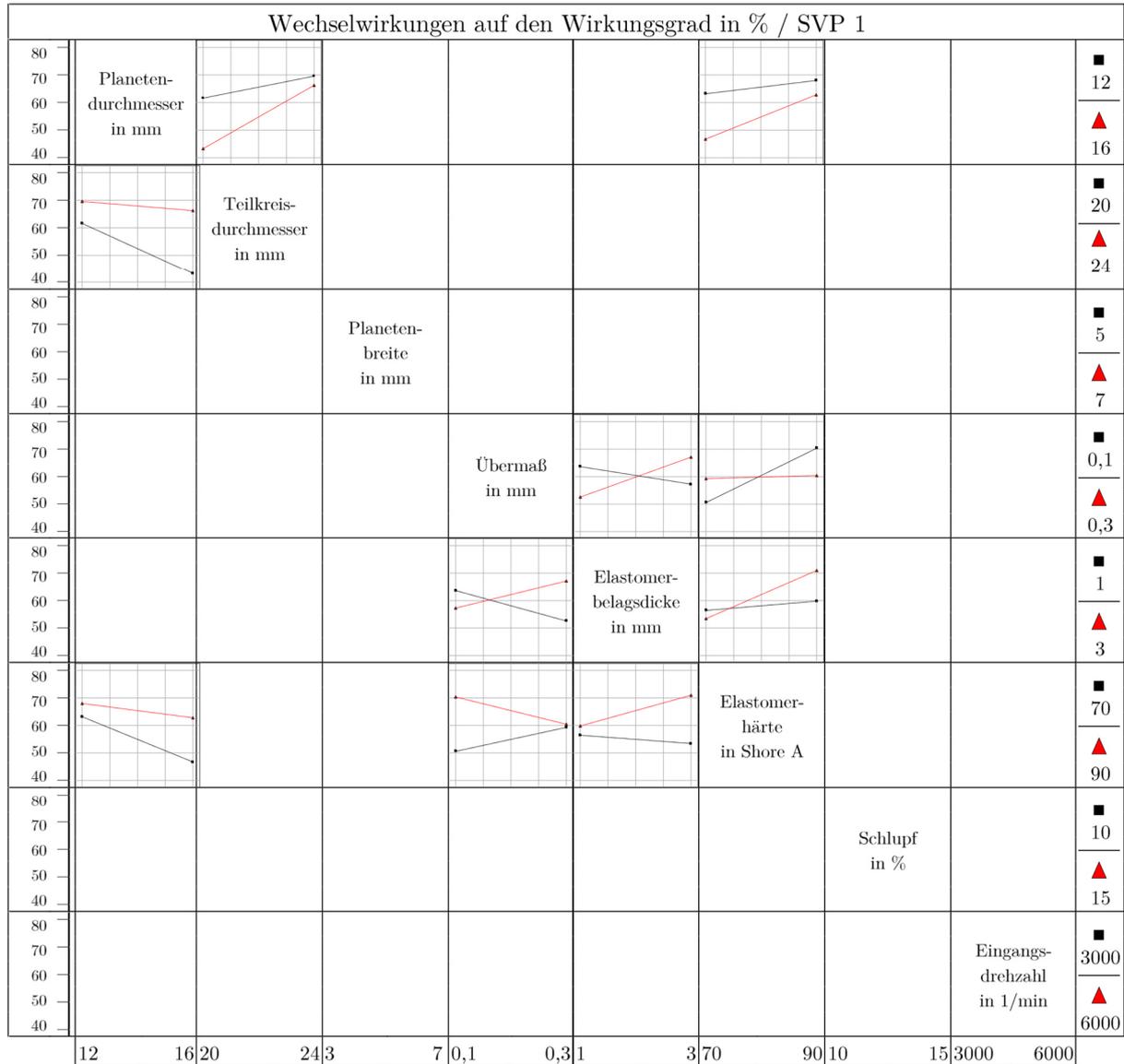
Anhang 4: Haupteffekte auf das Ausgangsmoment mit Prognosebänder für alle SVP



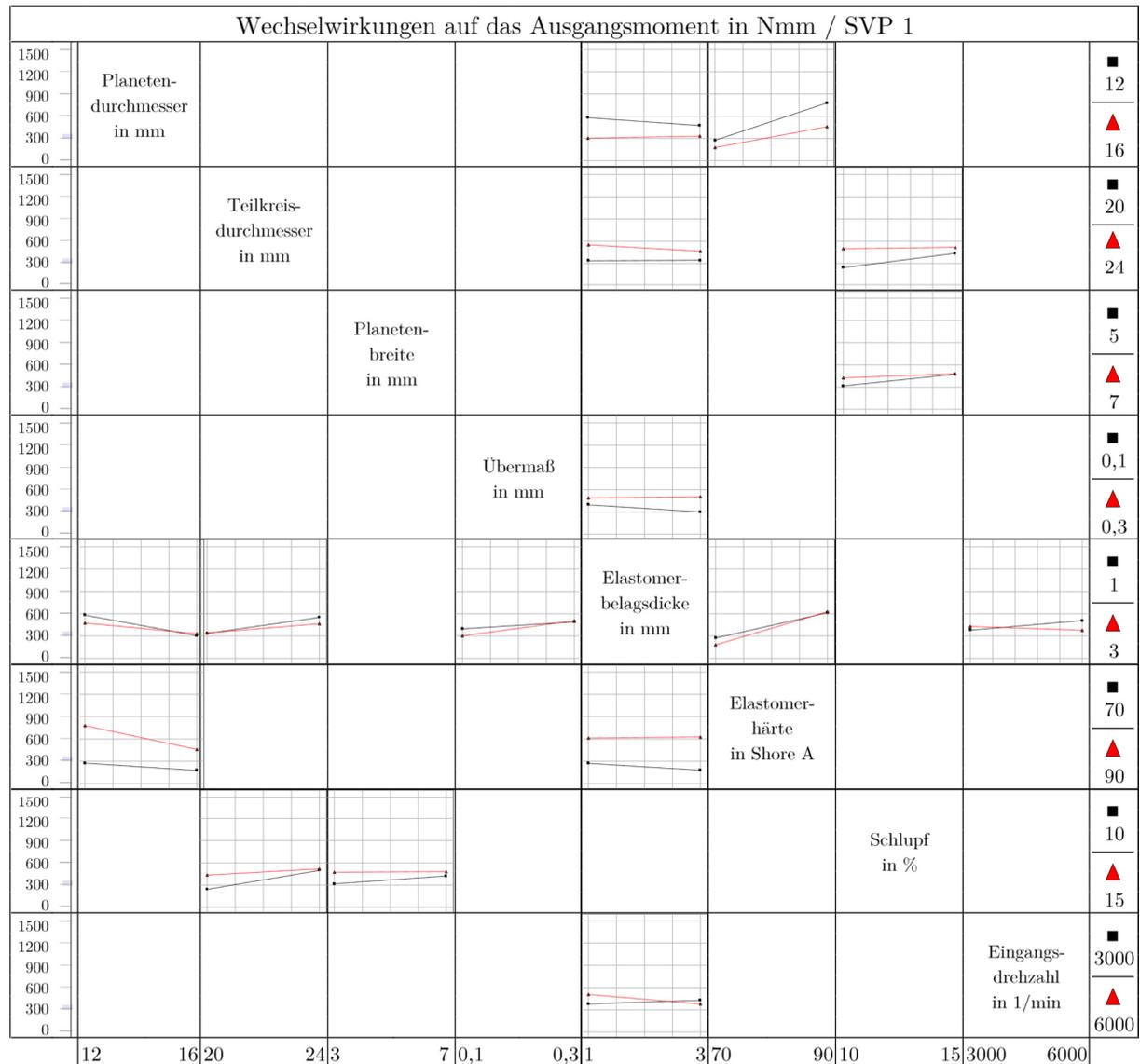
Anhang 5: Haupteffekte auf die Temperatur mit Prognosebänder für alle SVP



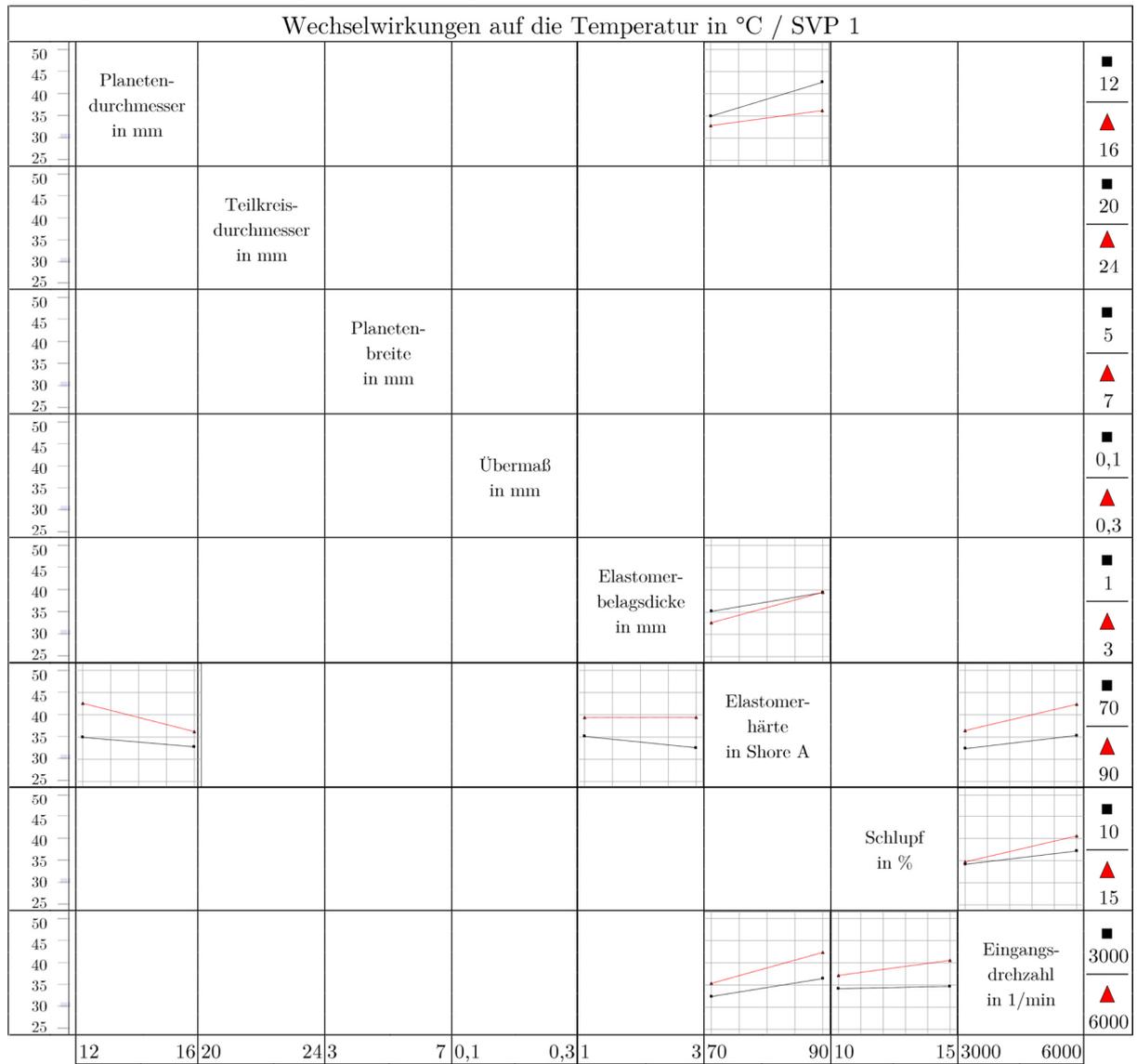
Anhang 6: Wechselwirkungen auf den Wirkungsgrad, SVP 1



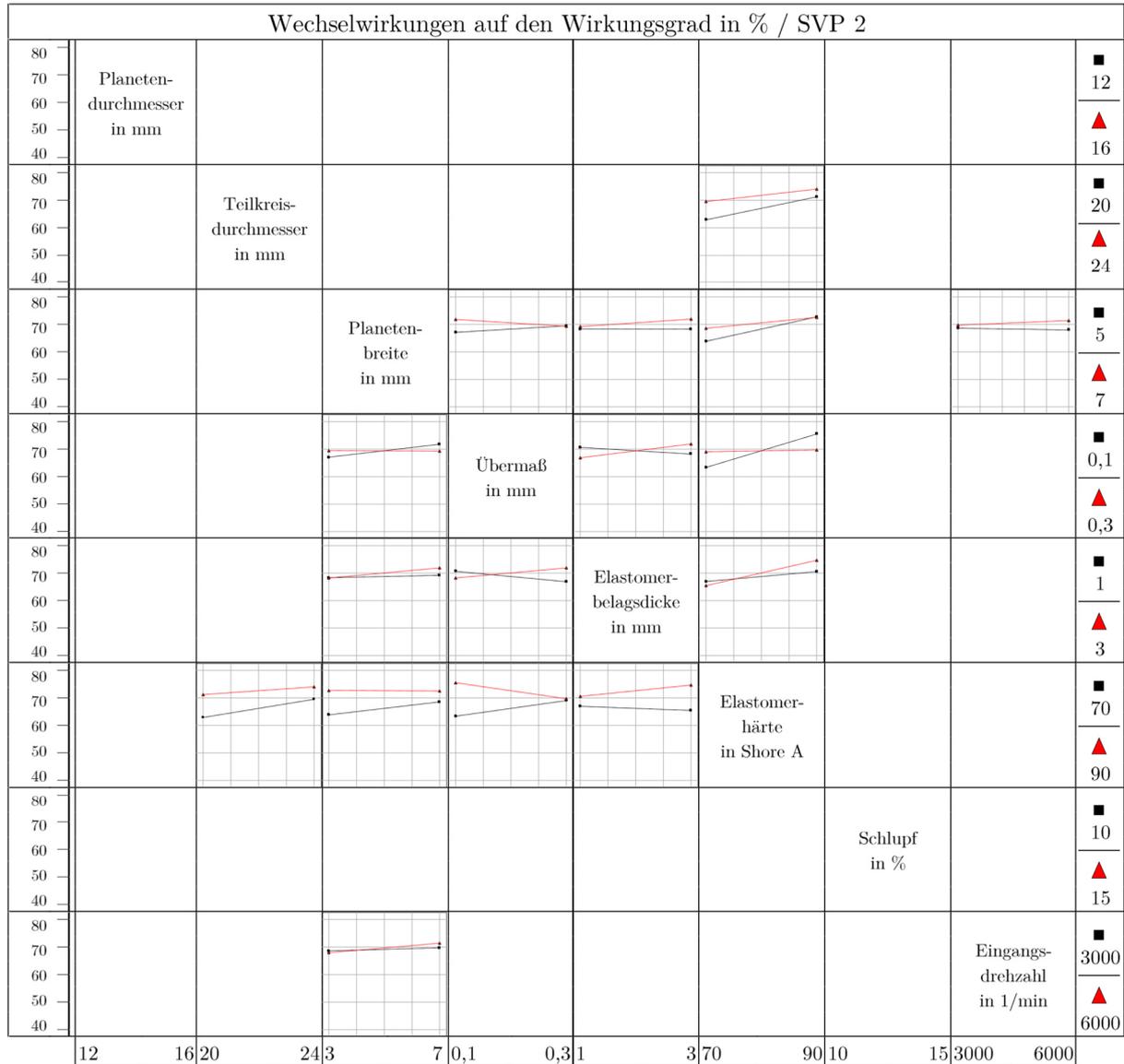
Anhang 7: Wechselwirkungen auf das Ausgangsmoment, SVP 1



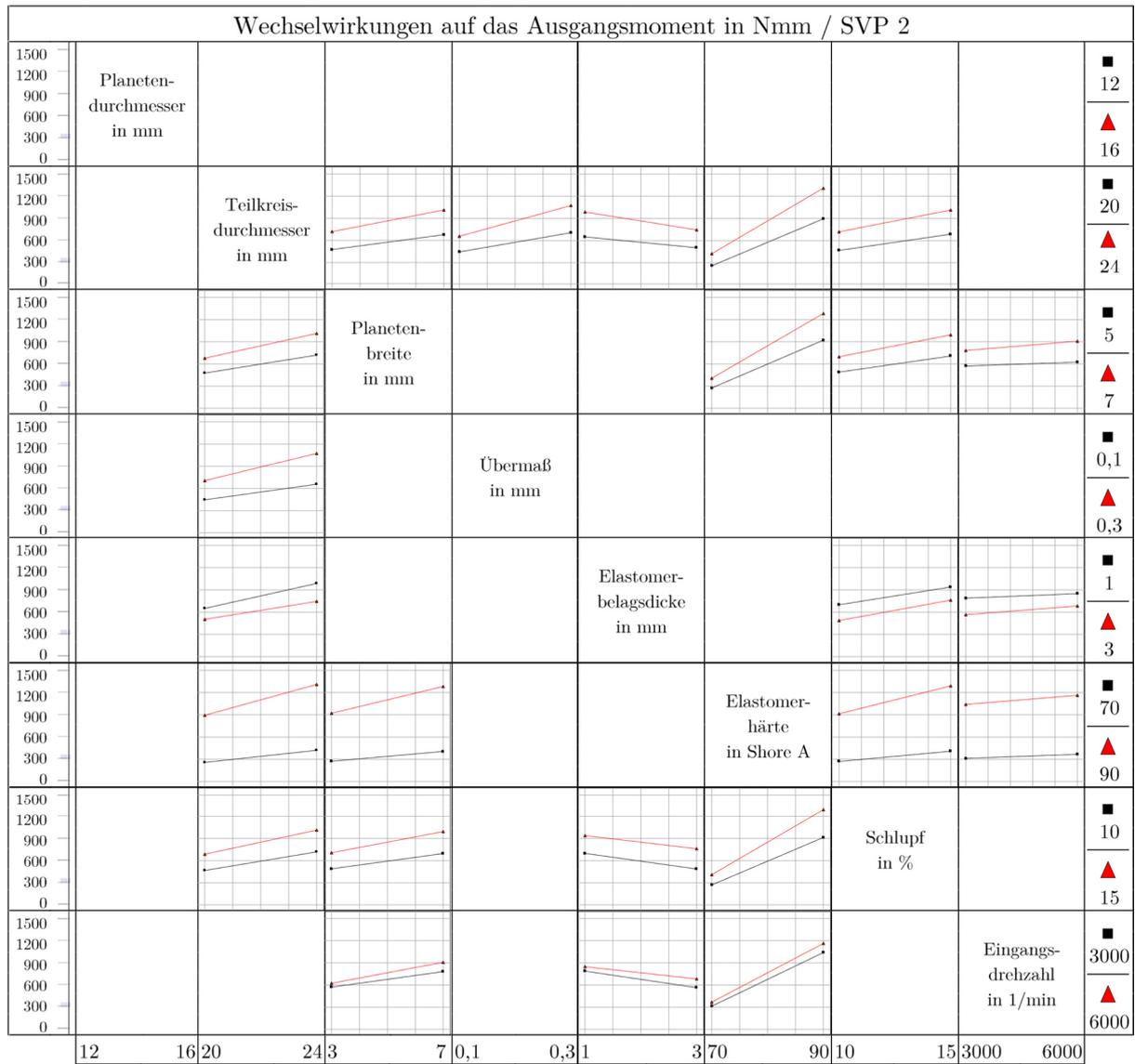
Anhang 8: Wechselwirkungen auf die Temperatur, SVP 1



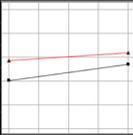
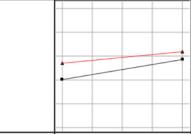
Anhang 9: Wechselwirkungen auf den Wirkungsgrad, SVP 2



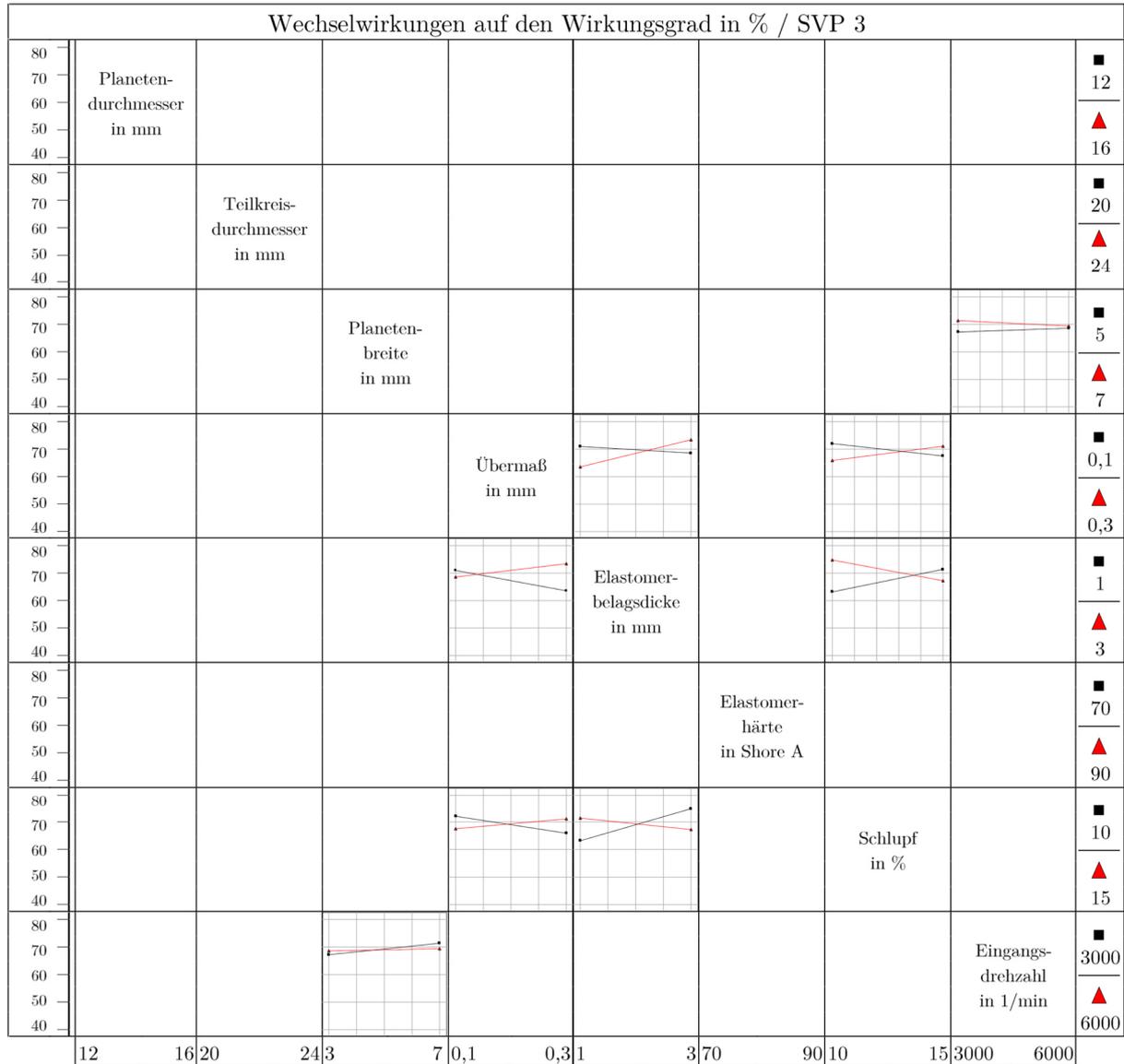
Anhang 10: Wechselwirkungen auf das Ausgangsmoment, SVP 2



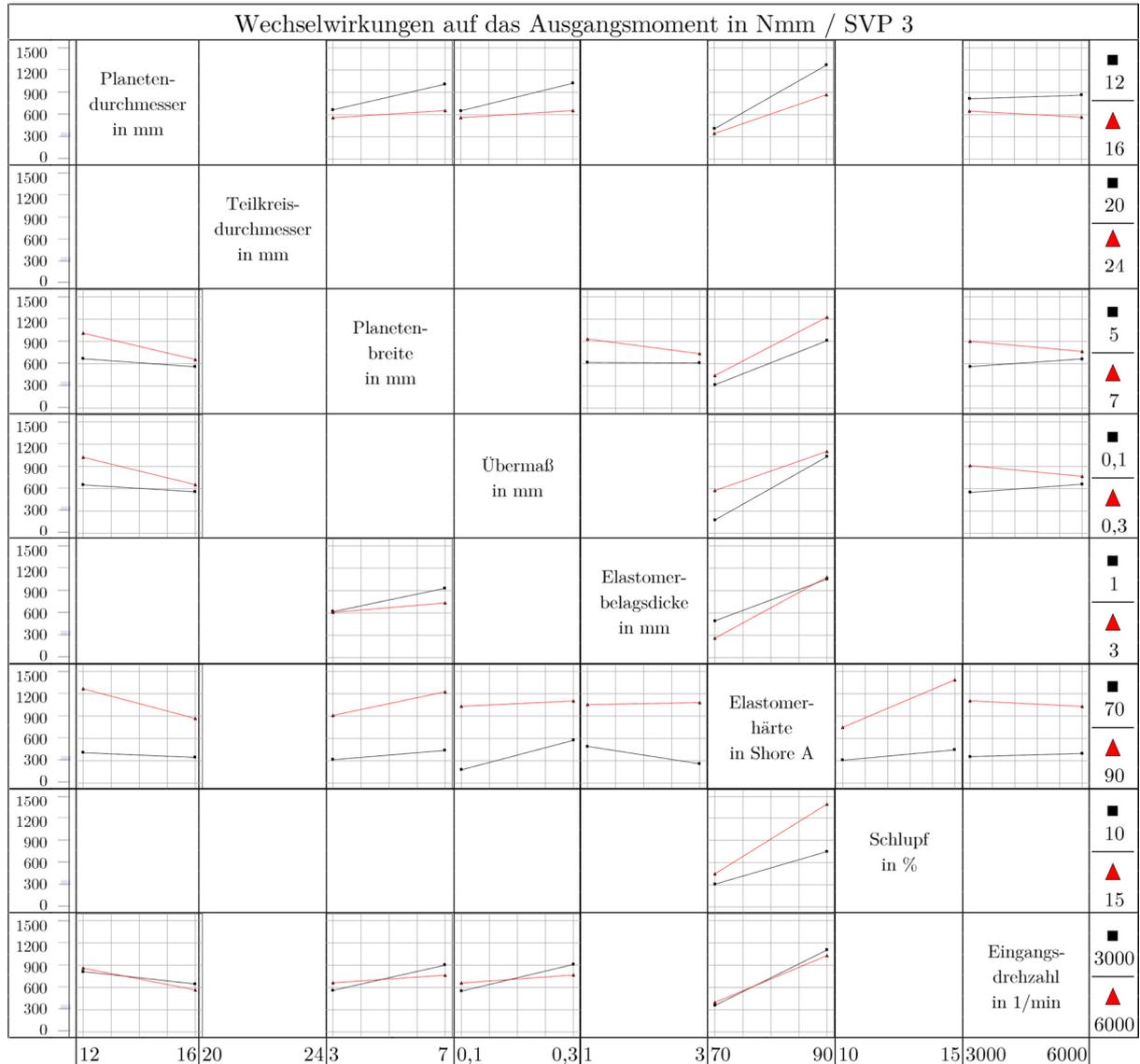
Anhang 11: Wechselwirkungen auf die Temperatur, SVP 2

Wechselwirkungen auf die Temperatur in °C / SVP 2																
50 45 40 35 30 25	Planeten- durchmesser in mm								■ 12 ▲ 16							
50 45 40 35 30 25		Teilkreis- durchmesser in mm							■ 20 ▲ 24							
50 45 40 35 30 25			Planeten- breite in mm						■ 5 ▲ 7							
50 45 40 35 30 25				Übermaß in mm					■ 0,1 ▲ 0,3							
50 45 40 35 30 25					Elastomer- belagsdicke in mm				■ 1 ▲ 3							
50 45 40 35 30 25						Elastomer- härte in Shore A			■ 70 ▲ 90							
50 45 40 35 30 25							Schlupf in %		■ 10 ▲ 15							
50 45 40 35 30 25								Eingangs- drehzahl in 1/min	■ 3000 ▲ 6000							
	12	16	20	24	3	7	0,1	0,3	1	3	70	90	10	15	3000	6000

Anhang 12: Wechselwirkungen auf den Wirkungsgrad, SVP 3



Anhang 13: Wechselwirkungen auf das Ausgangsmoment, SVP 3



Anhang 14: Wechselwirkungen auf die Temperatur, SVP 3

Wechselwirkungen auf die Temperatur in °C / SVP 3																
50 45 40 35 30 25	Planeten- durchmesser in mm									■ 12 ▲ 16						
50 45 40 35 30 25		Teilkreis- durchmesser in mm								■ 20 ▲ 24						
50 45 40 35 30 25			Planeten- breite in mm							■ 5 ▲ 7						
50 45 40 35 30 25				Übermaß in mm						■ 0,1 ▲ 0,3						
50 45 40 35 30 25					Elastomer- belagsdicke in mm					■ 1 ▲ 3						
50 45 40 35 30 25						Elastomer- härte in Shore A				■ 70 ▲ 90						
50 45 40 35 30 25							Schlupf in %			■ 10 ▲ 15						
50 45 40 35 30 25									Eingangs- drehzahl in 1/min	■ 3000 ▲ 6000						
	12	16	20	24	3	7	0,1	0,3	1	3	70	90	10	15	3000	6000



HB/MHB
Datenblatt

HB Hysteresebremsen und MHB Abgegliche Bremsen

MERKMALE

- Drehmoment : bis 26 Nm
- Drehzahl : bis 20 000 U/min
- Leistung : bis 2400 W
- Sanftlauf
- Höhere Lebensdauer
- Betriebskostenvorteile
- Hervorragende Drehmoment-Wiederholgenauigkeit
- Grosser Drehzahlbereich
- Übertreffende Stabilität

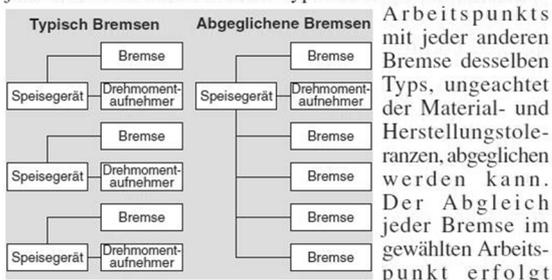
BESCHREIBUNG

Hysteresebremsen erzeugen ihr Drehmoment ausschliesslich über den Luftspalt zwischen Rotor und Stator und verwenden weder Magnetpulver noch Reibungskomponenten. Dadurch ergeben sich Betriebseigenschaften, wie sanftes Drehmoment, höhere Lebensdauer, hervorragende Drehmoment-Wiederholgenauigkeit, ausgezeichnete Regelbarkeit und kürzere Unterhalts- und Stillstandzeiten. Hysteresebremsen werden deshalb bevorzugt für präzise Zugregelung bei der Produktion von verschiedensten Materialien, Geweben, Kabeln und Seilen eingesetzt.

ABGEGLICHENE BREMSEN

Bei der Herstellung von Mehrfachgeweben oder Litzenkabel, muss die Zugspannung der einzelnen Gewebe oder Litzen gleich gross sein. Erreicht wird dies üblicherweise durch den Einsatz eines Regelsystems, welches den Strom der Bremse mit Hilfe eines Tänzer- oder Tasterarms und eines integrierten Zugkraftsensors regelt. Solche Systeme, bei welchen jedes Gewebe oder jede Litze einzeln überwacht werden, erfordern teure und komplizierte Regelsysteme mit einer grossen Anzahl Sensoren und Speisegeräten.

Magtrol hat ein System entwickelt, welches garantiert, dass jede Bremse eines bestimmten Typs und Drehmoment/Strom-



*Treten Sie mit Magtrol zu mehr Information in Verbindung



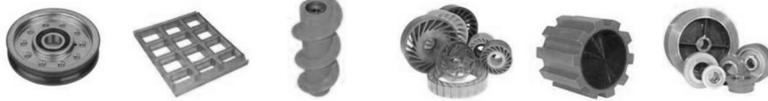
innerhalb einer Toleranz von $\pm 1\%$. Die maximale Drehmomentabweichung von Bremse zu Bremse auf der gesamten Drehmoment/Stromkurve (von Drehmoment 0 bis zum ausgewählten, abgeglichenen Arbeitspunkt) übersteigt nicht $\pm 4\%$ * des gewählten, abgeglichenen Drehmomentwerts. So abgeglichen und vorausgesetzt, dass alle Bremsen im Abgleichspunkt gleich erregt werden, kann die Zugkraft eines Systems mit einer grossen Anzahl von Zugkraftregulierungen innerhalb eines Toleranzbereichs von $\pm 1\%$ gehalten werden. Der gewählte Arbeitspunkt kann frei, zwischen 50 und 100% des Nenn Drehmoments gewählt werden. Dadurch können Bremsen für spezifische Anwendungen optimiert werden. Ohne andere Spezifikationen sind alle Bremsen auf 100 U/min abgeglichen.

EINSATZ

- Eine genaue Zugregelung während des Wickel-, Befestigungs- und Schneidprozesses an schnellen Wickelautomaten
- Berührungslos erzeugte, konstante Kraft zur Zugregelung bei Material-Verarbeitungsprozessen wie Längsschneiden, usw.
- Lastsimulationen bei Lebensdauerprüfungen von Elektromotoren, Stellgliedern, kleinen Verbrennungsmotoren, Reduziergetrieben und anderen rotierenden Geräten und Baugruppen eingesetzt
- Präzise Regelung von Wickelspannungen bei der Herstellung von Transformerspulen, usw.
- Halten einer rücklaufenden Last
- Regelung der Grenzwickelspannung, unabhängig von der Regelart (Tänzerrolle, Tasterarm, Fotozelle oder Ultraschallsensor)
- Hohe Regelgenauigkeit und -wiederholbarkeit für Präzisionsmesssysteme

Anhang 16: Eingesetztes Material als Reibbelag am Planetenrad - Beschreibung [ASMA® 2015a]

Produktinformation
Eigenschaften
ASMAPRENE C-Serie



asma gmbh
A-3970 Weitra
Gmünder Straße 229
Tel.: +43(0)2856/50 11
Fax: +43(0)2856/50 12
Email: office@asma.at
www.asma.at

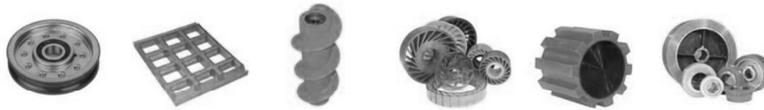
Chemische Basis	Spezial-Gießpolyurethansystem
Charakteristik	Hochwertiges Gießpolyurethansystem mit ausgezeichneten physikalischen Eigenschaften, sehr guter dynamischer Tragfähigkeit und höchster Abriebfestigkeit über den gesamten Härtebereich.
Einsatzgebiete	<p>Beschichtungen von Walzen, Rollen und Rädern für <u>höchst verschleißbeanspruchte Anwendungen hinsichtlich Abrieb- und Schnittfestigkeit</u> (Stahlverarbeitung, chemisch-physikalische Prozesse).</p> <p>Beschichtungen von Walzen, Rollen und Rädern für <u>dynamisch hoch beanspruchte Anwendungen hinsichtlich Last und Geschwindigkeit</u> (Schwerlastrollen, Textilindustrie).</p> <p>Beschichtungen und Formteile für hoch beanspruchte Anwendungen hinsichtlich <u>Verschleiß und Dynamik</u> (Federn, Siebe, Lamellenräder, Kettenplatten).</p> <p><u>Spezielle Anwendungen</u> für den Maschinen- und Anlagebau.</p>
Besondere Vorteile	<p>Ausgezeichnete Abriebfestigkeit, sehr gute Schnitt- und Weiterreißfestigkeit, sehr hohe dynamische Belastbarkeit, sehr hohe Elastizität und Flexibilität, sehr gute Beständigkeit gegenüber UV-Einwirkung sehr gute Haftung auf Metallen, CFK, GFK, sehr geringer Druckverformungsrest (DVR), gute Beständigkeit gegenüber Hydrolyse .</p>
Besondere Beständigkeiten	<p>Allgemein sehr gute Beständigkeit gegenüber mineralische Öle und Fette, Lösemittel (wie Heptan, Toluol, Ethylacetat), Schalöle (in der Betonindustrie), UV-Einwirkung (sehr geringer Farbumschlag). Sonderausführung mit verbesserter Mikrobenbeständigkeit lieferbar. Für spezielle Anwendungen nehmen Sie bitte bezüglich Beständigkeit Kontakt mit unseren technischen Vertriebsmitarbeitern auf!</p>
Einsatztemperatur	Im Dauergebrauch bis -35 bis +60°C (feucht), bis +80°C (trocken), kurzfristig bis +100°C.
Härtebereich	50 bis 95° Shore A
Farben	Maisgelb, rot, schwarz, signalblau, natur (transparent bis weiß)
Alternatives	<p><u>Asmaprene L</u> (für verbesserte Hydrolysebeständigkeit). <u>Asmaprene A</u> (für höchste Schnitt- und Weiterreißfestigkeit). <u>Vulkollan</u> (für höchste dynamische Tragfähigkeit) <u>Asmaprene CPP</u> (für reduzierten elektrischen Oberflächen- und Volumenswiderstand).</p>
Bemerkungen	Für den Kurzzeitkontakt mit trockenen und feuchten Lebensmitteln geeignet.

Für weitere Auskünfte stehen wir gerne zur Verfügung!

Rev-Nr. 03-2011 PR

Anhang 17: Eingesetztes Material als Reibbelag am Planetenrad - Kennwerte [ASMA® 2015b]

Produktinformation
Kennwerte
ASMAPRENE C-Serie



asma gmbh
A-3970 Weitra
Gmünder Straße 229
Tel.: +43(0)2856/50 11
Fax: +43(0)2856/50 12
Email: office@asma.at
www.asma.at

Eigenschaften	Prüfvorschrift	Maßeinheit	Asmaprene C						
			50	60	70	80	90	92	95
Härte, Shore A/D	DIN 53505	Shore A Shore D	50	60	70	80	90	92	95
Reißfestigkeit	DIN 53504	N/mm ²	18	27	33	41	43	52	55
Spannung bei 100% Dehnung	DIN 53504	N/mm ²	1,1	2,0	3,1	5,2	8,3	9,4	14
Spannung bei 300% Dehnung	DIN 53504	N/mm ²	2,8	3,7	6,4	11	17	19	25
Reißdehnung	DIN 53504	%	660	580	540	520	500	490	440
Weiterreißwiderstand (Graves)	DIN 53515	N/mm	29	32	37	45	56	63	77
Abrieb	ISO 4649-A	mm ³	65	47	40	30	26	33	36
Rückprallelastizität	DIN 53512	%	73	70	68	66	62	53	51
Druckverformungsrest 70h/23°C 24h/70°C	DIN 53517	%	12	11	12	14	17	19	20
Dichte		g/cm ³	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,18

In diesem technischen Datenblatt sind Richtwerte angegeben. Diese Werte sind beeinflussbar durch Verarbeitungsbedingungen, Modifikationen, Werkstoffzusätze und Umgebungseinflüsse und befreien den Anwender nicht von eigenen Prüfungen und Versuchen. Sie sind aufgrund der gegenwärtigen Erfahrungen und Kenntnisse zusammengestellt. Eine rechtlich verbindliche Zusicherung bestimmter Eigenschaften oder der Eignung für einen konkreten Einsatzzweck kann aus diesen Angaben nicht abgeleitet werden.