



Lehrstuhl für  
Maschinenelemente und Getriebetechnik  
Technische Universität Kaiserslautern

## **Diplomarbeit**

# **Untersuchung des Wirkungsgrades und der Lebensdauer eines Kugelschneckengetriebes**

Betreuer: Jun. Prof. Dr.-Ing. Balázs Magyar

vorgelegt im Sommersemester 2014

**cand. Wirt.-Ing. Andrey Tschupuschtanow**  
**Matrikelnummer 365715**

Am Jägerpark 14  
01099 Dresden

## **Vorwort**

Für die Bereitstellung des Themas und die Unterstützung während der gesamten Arbeit danke ich herzlich Jun. Prof. Dr.-Ing. Balázs Magyar.

Ebenso bedanke ich mich bei dem gesamten Team des Lehrstuhls Maschinenelemente und Getriebetechnik für die erfreuliche Zusammenarbeit in den letzten Jahren.

Schließlich bedanke ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden die mich während des gesamten Studiums so herzlich unterstützt haben.

## **Erklärung**

Hiermit erkläre ich, die vorliegende Arbeit selbstständig und unter Verwendung der angegebenen Hilfsmittel angefertigt zu haben.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten Quellen entnommen wurden, sind als solche gekennzeichnet und im Literaturverzeichnis angegeben.

Kaiserslautern, den \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Andrey Tschupuschtanow

---

	Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik <b>Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik</b> Prof. Dr.-Ing. B. Sauer	<b>Nr. 840/14</b>
---	---	-----------------------

VON  
**HERR CAND. WIRT.-ING. ANDREY TSCHUPUSCHTANOW**  
MATR.-NR. 365 715

**THEMA:**

**Untersuchung des Wirkungsgrades und der Lebensdauer eines  
Kugelschneckengetriebes**

Das neuartige Kugelschneckengetriebekonzept von Herrn Bogár (Patentschrift HU EP1969254A1) bietet eine Alternative für kommerzielle hochübersetzende Getriebe mit einer Achskreuzung. Hierbei wurde der Gleitkontakt der Zahnräder durch einen Rollkontakt von Kugeln ersetzt. Bezüglich des Wirkungsgrades und der Lebensdauer dieses Getriebes stehen bis heute keine experimentell ermittelten Erkenntnisse zur Verfügung. Deswegen soll im Rahmen dieser Diplomarbeit die Praxistauglichkeit dieses neuen Getriebes experimentell überprüft werden. Die Aufgabe beinhaltet folgende Punkte:

- Aufbau und Inbetriebnahme eines Verspannungsprüfstandes zu Wirkungsgrad und Lebensdaueruntersuchungen des Getriebes
- Wirkungsgraduntersuchungen und deren Auswertung
- Dauerlauf zur Erfassung der Lebensdauer des Getriebes
- Rechnerische Abschätzung der Getriebelebensdauer
- Dokumentation nach den Richtlinien des MEGT

**Betreuer: Jun. Prof. Dr.-Ing. Balázs Magyar**

Kaiserslautern, den 20. Mai 2014

Jun. Prof. Dr.-Ing. Balázs Magyar

## Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	II
Erklärung.....	II
Inhaltsverzeichnis .....	IV
1. Einleitung .....	1
2. Zielsetzung .....	1
3. Stand der Technik.....	2
3.1    Klassifizierung der Zahnradgetriebe .....	2
3.2    Kugelschneckengetriebe .....	6
3.3    Vor- und Nachteile des Kugelgetriebes.....	9
4. Theoretische Grundlagen .....	10
4.1    Bestimmung der Lebensdauer .....	10
4.2    Theoretische Betrachtung des Wirkungsgrades .....	16
5. Prüfaufbau .....	18
5.1    Konzept.....	18
5.2    Antriebsmaschinen .....	20
5.3    Prüfling - Kugelschneckengetriebe .....	21
5.4    Weitere Bausteine des Prüfstandsbaus .....	25
5.5    Messtechnik .....	28
5.5.1 Sensorik .....	28
5.5.1.1 Drehmoment und Drehzahl .....	28
5.5.1.2 Temperatur .....	33
5.5.2 Messdatenerfassung .....	33
5.5.2.1 Messkarten .....	33
5.5.2.2 Messprogramm.....	34
6. Durchführung der Messungen.....	38

6.1	Wirkungsgradmessung, Getriebe 1 .....	38
6.2	Wirkungsgradmessung, Getriebe 2 .....	39
6.3	Lebensdaueruntersuchung, Getriebe 2 .....	39
7.	Auswertung der Messergebnisse .....	42
7.1	Wirkungsgradmessung Getriebe Nr. 1 .....	42
7.1.1	Abhängigkeit von der Drehrichtung.....	43
7.1.2	Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl.....	45
7.1.3	Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Last.....	47
7.1.4	Statische Wirkungsgradmessung.....	47
7.2	Wirkungsgradmessung Getriebe Nr.2 .....	49
7.2.1	Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl.....	50
7.2.2	Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Last.....	51
7.3	Lebensdaueruntersuchung Getriebe Nr.2 .....	51
8.	Schadenauswertung.....	55
9.	Messfehlerbetrachtung .....	58
10.	Verbesserungsvorschläge .....	61
11.	Zusammenfassung.....	63
	Abbildungsverzeichnis .....	65
	Tabellenverzeichnis.....	67
	Literaturverzeichnis.....	68
	Anhang.....	73

## 1. Einleitung

Seit Jahrzehnten werden in allen Bereichen des Maschinenbaus Getriebe erfolgreich eingesetzt. Sie erfüllen eine wichtige Aufgabe in rotierenden Antriebssystemen in dem sie ein Drehmoment bzw. Drehzahlanpassung durchführen. Dies ist notwendig, da die Charakteristik des Leistungsbedarfs der Arbeitsmaschine nur sehr selten mit der Charakteristik des Leistungsangebots der Antriebsmaschine übereinstimmt. [Schl10] Jedoch treten im Getriebe Energieverluste auf, die seit langer Zeit zu minimieren gelten.

Ständige Effizienzsteigerung bei aktuellen Produkten treibt die Forscher sich von den bekannten Lösungen der Drehmomentanpassung zu abstrahieren und neue Möglichkeiten zur effektiveren Lösung des Problems zu suchen.

Aus diesem Grund wurde ein neuartiges Kugelgetriebe dem Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik an der TU Kaiserslautern (MEGT) vorgestellt. Mit diesem Getriebe ist es möglich gleichmäßig mit konstanter Übersetzung Drehbewegungen zu übertragen. Um den Erfolg der Erfindung zu messen und theoretische Berechnungen zu validieren sind Messungen bei Prüfaufbauten von großer Bedeutung.

Deshalb wird dieser Arbeit als Ziel gesetzt, den Wirkungsgrad des Kugelgetriebes und seine Lebensdauer an einem entsprechenden Prüfstand zu untersuchen. Während der Untersuchung sind alle notwendigen Messwerte aufzuzeichnen. Die Ergebnisse der vorgenommenen Messungen werden anschließend ausgewertet.

## 2. Zielsetzung

Der Gegenstand dieser Arbeit ist die experimentelle Untersuchung eines neuentwickelten Kugelschneckengetriebes. Diese neue Art der Getriebe verspricht große Effizienz bei der Drehmomentübertragung. Dieser Sachverhalt soll in einem Experiment überprüft werden.

Als übergeordnetes Ziel steht die experimentelle Ermittlung des Wirkungsgrades, sowie theoretische und experimentelle Ermittlung der Lebensdauer des Getriebes. Es sollen Untersuchungen an einem Kugelgetriebe-Prototyp erfolgen. Zur Ermittlung des Wirkungsgrades müssen in einem Versuchsaufbau alle notwendigen Größen gemessen und für die spätere Auswertung erfasst werden. Abgesehen davon soll eine Temperaturüberwachung stattfinden.

Dazu sollen zunächst das Getriebe mit den Antriebs- und Abtriebsmaschinen auf einem geeigneten Fundament aufgebaut werden. Es sollen Drehzahlbereiche zwischen 0 und 2500 U/min am Antrieb und verschiedene Drehmomente am Abtrieb mit den elektrischen Motoren realisierbar sein. Dabei werden die Motoren an Antriebsseite drehzahl- und an der Abtriebsseite drehmomentgeregelt.

Im zweiten Schritt wird die Messtechnik installiert und angeschlossen. Für die Erfassung und Verarbeitung der Messsignale werden am Lehrstuhl vorhandene Messkarten mit der geeigneten Software verwendet. Darin soll ein Messschaltbild für die Erfassung der Messdaten und ein bedienfreundliches Layout für die Versuchsdurchführung erstellt werden.

Im dritten Schritt soll die Durchführung der Versuche erfolgen. Dabei sollen bis zu 24 Betriebspunkte mit einer Antriebsdrehzahl zwischen 0 und 2500 U/min in 500er Schritten und dem Abtriebsdrehmoment zwischen 10 und 40 Nm in 10er Schritten angefahren werden. Während des Versuchsdurchlaufs werden Messdaten erfasst und protokolliert. Die Messungen werden an jedem Betriebspunkt mehrmals wiederholt.

Am Schluss sollen die Ergebnisse der Versuche ausgewertet und der Wirkungsgrad ermittelt werden.

Ergänzend zur Wirkungsgradermittlung wird die Lebensdauer des Getriebes untersucht. Zunächst soll die Lebensdauer theoretisch bestimmt und anschließend auf dem vorhandenen Prüfstand experimentell ermittelt werden.

## **3. Stand der Technik**

In diesem Kapitel wird zuerst auf die Entstehung der Getriebe eingegangen, danach werden ausgehend von der Zielsetzung der Arbeit die aktuell bedeutendsten gleichförmig übersetzende Getriebearten mit ihren Vor- und Nachteilen sowie den Einsatzgebieten erläutert.

### **3.1 Klassifizierung der Zahnradgetriebe**

Das Zahnrad basiert auf der Verzahnungstechnik die der Menschheit mehr als 2000 Jahre bekannt ist. Die ersten Belege dafür liefert die Beschreibung eines Wasserhebewerks von dem griechischen Erfinder und Konstrukteur Philon von Byzanz, datiert mit 230 Jahren v. Chr. In der Römerzeit sowie im Mittelalter wurden die Einsatzmöglichkeiten stark vergrößert. Von

den Wasser- und Windmühlen gelangen die Zahnräder auch in den Uhren- und Instrumentenbau [Ste12].

Heute gibt es zahlreiche Zahnradgetriebearten, welche nach mehreren Kriterien klassifiziert werden können. LINKE klassifiziert die Getriebe nach [Ste12]:

- Bauart (Planetengetriebe, Standgetriebe, ...)
- Verwendungszweck (Kraftfahrzeuggetriebe, Krankgetriebe, ...)
- Änderungsmöglichkeit der Übersetzung (schaltbare und nicht schaltbare Getriebe)
- Flankenlinienverlauf (Gerad-, Schräg-, Doppelschräg-, Bogenverzahnung)
- Verzahnungsart/ Radform (Stirnradgetriebe, Kegelradgetriebe, Schneckengetriebe, ...)

Die letztere Einteilungsmöglichkeit spielt eine wesentliche Rolle bei den weiteren Ausführungen. Die Stirnradgetriebe werden bei den parallel verlaufenden Achsen eingesetzt. Bei sich kreuzenden Achsen kommen Kegelradgetriebe, Hypoidgetriebe und Schneckengetriebe zum Einsatz. Auch Schraubradgetriebe können Drehmomente bei sich kreuzenden Achsen übertragen. Dabei haben die Stirnradgetriebe auch eine Obergrenze bei der Übersetzung in einer Stufe. Eine Übersicht über die Getriebearten liefert Tabelle 1. Die heute üblichen Übersetzungsgrenzen in einer Stufe liegen bei Außenradpaarung bei  $i = 6$ . Wenn sich die Achsen kreuzen sollen, liefert das Kegelradgetriebe Übersetzungen bis  $i = 10$ , und bei noch größeren Übersetzung kann auf Schneckengetriebe zurückgegriffen werden. Die Schneckengetriebe haben eine Übersetzung zwischen  $i_{\min} = 5$  und  $i_{\max} = 60$  [Sch10] [Witt13]. Jedoch bieten die Schneckengetriebe einen geringeren Wirkungsgrad als Stirnradgetriebe an. Diese Tatsache basiert auf den zusätzlichen Gleitbewegungen der Zahnradpaare. Die geradverzahnten Stirnradgetriebe sind Wälzgetriebe, bei denen die Zähne der beiden Zahnräder auf einander abwälzen. Bei den Schraubwälzgetrieben, zu denen auch das Schneckengetriebe gehört, findet auch noch ein Gleiten längs der Flankenlinie statt. Daraus entstehen zusätzliche Verluste und der Wirkungsgrad fällt dabei geringer als bei reinen Wälzgetrieben aus [Ste12].



Abbildung 1: Stirnradgetriebe [Bund14]



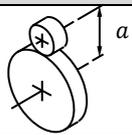
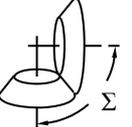
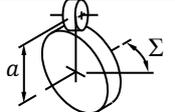
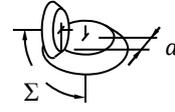
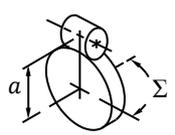
Abbildung 2: Schneckengetriebe [Mfgc14]



Abbildung 3: Kegelradgetriebe [Thye07]

Auf den Bildern 1-3 sind die Beispiele der angesprochenen Verzahnungsarten abgebildet. Die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Getriebebauarten können den Lehrbüchern entnommen werden [Schl10] [Ste12]. Bei den meisten Anwendungen werden Getriebe mit mehreren Stufen hintereinander verwendet. Auch unterschiedliche Zusammensetzungen der Getriebearten werden praktiziert, um das gewünschte Drehzahl- und Drehmomentverhältnis zu realisieren. So kann z.B. ein Stirnradgetriebe hinter einem Kegelradgetriebe aufgebaut werden, um eine größere Übersetzung zu ermöglichen. Dieser Aufbau reduziert nochmals den Wirkungsgrad und erfordert mehr Platz für mehrere Baugruppen.

Tabelle 1: Getriebebauarten [Witt13]

	Getriebeart		Funktionsfläche	Lage der Achsen	Kontaktart
Wälzgetriebe	Stirnradgetriebe		Zylinder	Parallel $\Sigma = 0$ $a > 0$	Linie
	Kegelradgetriebe		Kegel	sich schneidend $\Sigma > 0$ (meist $S = 90^\circ$ ) $a = 0$	Linie
Schraubwälzgetriebe	Stirnrad-schraubgetriebe		Zylinder	sich kreuzend $\Sigma > 0$ $a > 0$	Punkt
	Kegelrad-schraubgetriebe		Kegel	sich kreuzend $\Sigma = 90^\circ$ $a > 0$	Punkt
Schraubgetriebe	Schneckengetriebe		Zylinder und Globoid <sup>1)</sup>	sich kreuzend $\Sigma = 90^\circ$ $a > 0$	Linie

Bei nicht standardisierten Anwendungsbereichen können manchmal Getriebe mit sich kreuzenden Achsen und einer linienförmigen Berührung der Zahnräder für einen günstigen Kontakt gefordert sein. Die Antwort auf diese Problemstellung liefert das Hyperboloidgetriebe (Abbildung 4). Dabei kann jeder Winkel bei den sich kreuzenden Achsen realisiert werden, so dass jede denkbare Anordnung der Getriebeachsen möglich wird. Strenggenommen bilden die Grenzfälle der hyperboloiden Getriebe zu den allgemein verwendeten Zahnradformen [Steil2]

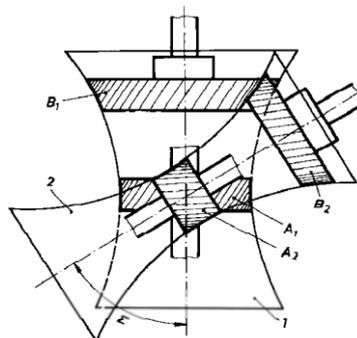


Abbildung 4: Radpaarung mit sich kreuzenden Achsen (Hyperboloidgetriebe) [Link96]

Bei all den angegeben Getriebearten entsteht Leistungsverlust durch Reibung. Bei den Schraubwälzgetrieben entsteht zusätzliche Reibung durch die von den Zahnradpaaren ausgeführte Gleitbewegung.

Viele Forscher erkannten das Problem des Wirkungsgradverlustes durch die Gleitbewegung und einige versuchten den Sachverhalt aus dem Gebiet der Lager auf die Getriebe zu überführen. Denn die Gleit- und Wälzlagerungen haben ähnliche Unterschiede hinsichtlich der entstehenden Reibung. Die Gleitlager haben einen größeren Reibungsverlust im Vergleich zu den Wälzlagern, bei welchen die Reibungsverluste zum größten Teil aus der Rollbewegung und nicht aus der Gleitbewegung entstehen. So entstand die Idee eines Getriebes mit Kugeln zwischen den Zahnradern, welche die Kraft übertragen. Eines der ersten Patente über Kugelgetriebe wurde 1913 **CHARLES MYERS** erteilt [**Myer13**]. Damals waren die Kugeln an dem Zahnrad noch mit Schrauben befestigt.

Im Jahr 2000 wurde ein Patent für „Getriebe mit Rollelementen“ in Deutschland **R. LANDGRAF** erteilt. Hier sind die Rollelemente nicht mehr befestigt, führen aber keine Rollbewegung aus [**Land11**]. Diese und weitere Erfindungen nutzten lediglich die Geometrie der Kugel, jedoch nicht die Rollbewegung der Kugeln im Getriebe.

Dieser Sachverhalt wurde von dem ungarischen Erfinder **ISTVÁN BOGÁR** aufgegriffen und weiter erforscht. Mit den computergestützten Simulationen war es möglich ein funktionierendes Kugelschneckengetriebe-Modell zu entwerfen, bei welchem die Kugeln während des Kräfteübertragungsprozesses reine Rollbewegung ausführen. Dafür erhält er im Jahr 2007 sein Patent „Roller Transmission and Gearing Mechanism“ [**Boga07**].

### **3.2 Kugelschneckengetriebe<sup>1</sup>**

Das neuerfundene Kugelgetriebe besteht aus zwei Rädern mit eingearbeiteten Laufbahnen für dazwischen laufende Kugeln, über welche die Kraft im Getriebe übertragen wird zusätzlich beinhaltet es eine aus zwei Teilen bestehende Führungseinheit für die Kugeln. Die Wirkungsweise eines derartigen Getriebes wird anhand der folgenden zwei Abbildungen erklärt.

---

<sup>1</sup> Die Beschreibung der Wirkungsweise des Kugelgetriebes basiert auf der Patentschrift [**Boga07**] sowie den erfindereigenen unveröffentlichten Präsentationen [**Boga14**].

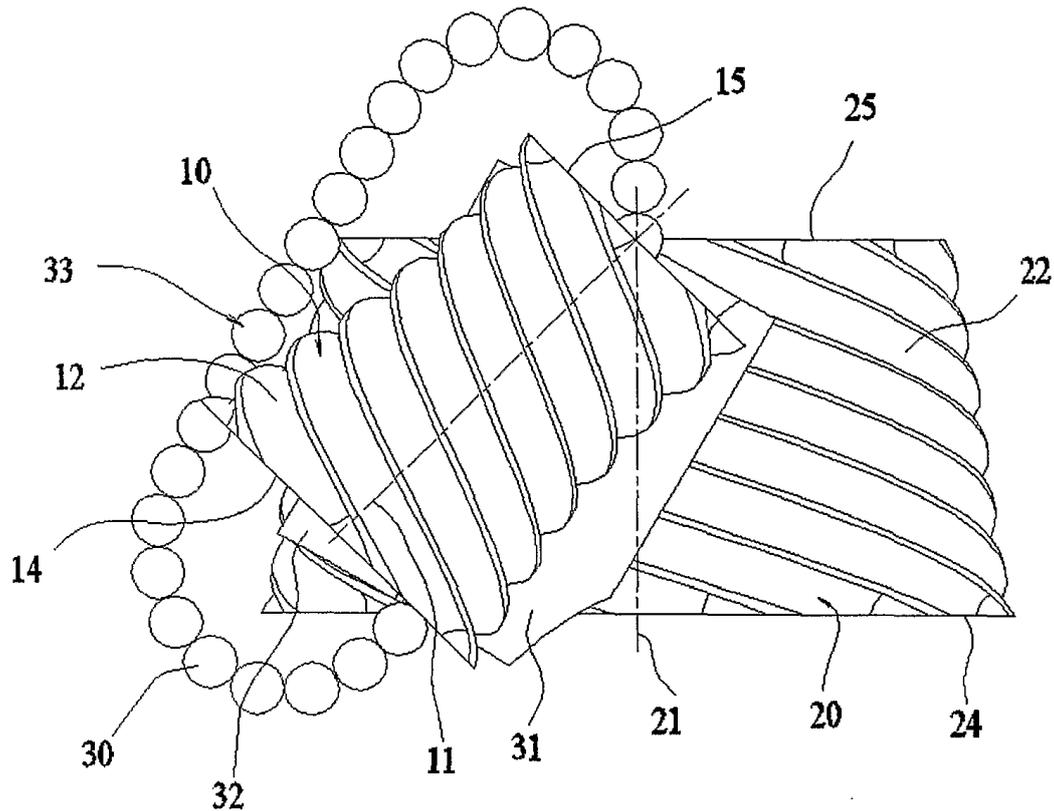
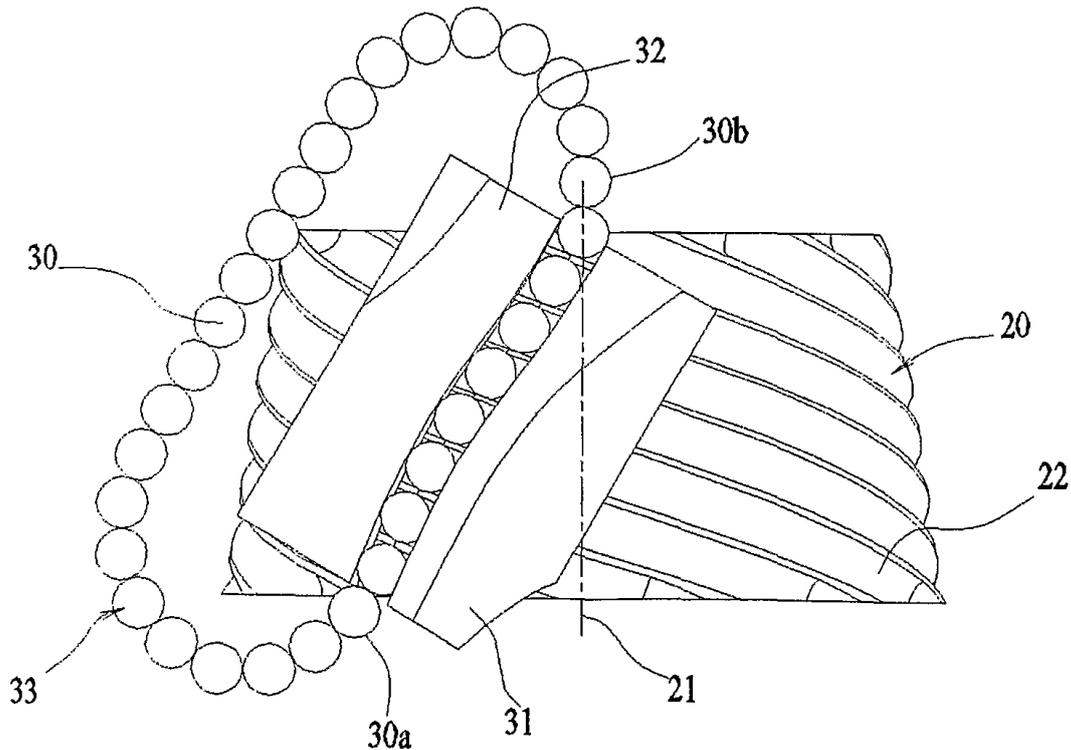


Abbildung 5: Kugelgetriebe [Boga07]

Abbildung 5 zeigt eine schematische Darstellung dieser Konstruktion mit einem Antriebsrad 10 und dem zweiten Rad 20 und ihre jeweiligen Drehachsen 11 und 21. Bei den Rädern 10 und 20 handelt es sich um rotationssymmetrische Körper, die sich um ihre Symmetrieachsen drehen können, aber in axialer Richtung fest installiert sind. In diesem Fall hat jedes der Räder eine äußere rotationssymmetrische Oberfläche, auf der die Rollenführungsbahnen verlaufen. Diese Flächen werden als Laufflächen bezeichnet. Die Laufflächen sind durch zwei Flächen begrenzt, die typischerweise senkrecht zur Drehachse verlaufen. In der Abbildung 5 haben die beiden Räder 10 und 20 äußere rotationssymmetrische Führungsflächen, in welche die Rollenführungsbahnen 12 und 22 eingearbeitet sind, und die Grenzflächen 14 und 15 für das Rad 10, sowie 24 und 25 für das Rad 20 sind zu der Drehachse senkrechte Ebenen. Der Abstand zwischen den beiden rotationssymmetrischen Laufflächen des Rades 10 und des Rades 20 ist sehr klein, jedoch stehen die beiden Körper nicht in direktem Kontakt miteinander. Stattdessen werden die beiden Räder über Kugeln 30 gekoppelt. Die Rollenführungsbahnen 12 und 22 sind entlang einer Schraubenlinie auf den Führungsflächen der Räder 10 und 20 aufgetragen. Das Verhältnis der Anzahl der einzelnen Rollenführungsbahnen der Räder 10 und 20 stellt mit sich das Übersetzungsverhältnis dar.

Sobald eine Kugel sich zwischen den Rädern 10 und 20 befindet, besteht zwischen den beiden Rädern eine starre Kopplung. Die beiden Räder können sich auf diese Weise nicht mehr unabhängig voneinander drehen. Zwei Führungen 31 und 32 befinden sich auf beiden Seiten der Kugeln, und führen die Kugeln auf ihrer definierten Bahn (Kopplungspfad). Dafür sind sie unmittelbar neben den Kugeln platziert, was aus der Abbildung 6 deutlich hervorgeht.



**Abbildung 6: Kugelgetriebe. Darstellung ohne des Antriebsrades [Boga07]**

Durch die Drehung mit einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit des Antriebsrades 10, werden die Kugeln 30 entlang der Rollenführungen 12 und 22 ins Rollen versetzt. Dabei wird die Kraft von der Bahn 12 auf die Kugel und von der Kugel auf die Bahn 22 übertragen, was zu einer Drehmomentübertragung auf das Rad 20 führt. Wichtig ist dabei, dass die Länge der Rollenführungen 12 und 22 gleich ist. Das bedeutet, dass die Kugeln beim Rollen auf dem einem, sowie auf dem anderen Rad gleichgroße Strecken zurücklegen, und somit keine Schlupf- oder Gleitbewegung ausführen, sondern lediglich reines Rollen. Dazu ist es notwendig, dass die beiden Räder 10 und 20 den gleichen Drehsinn um ihre Drehachsen aufweisen. Dies ist für das Rollen der Kugeln von Bedeutung, denn nur so funktioniert das Abwälzen der Kugeln beim Wälzlager.

Sobald eine Kugel (30a) am Ende der Rollenführungsbahn die Grenzflächen der Räder erreicht, verlässt die Kugel den Kopplungspfad und steht nicht mehr im Eingriff mit den Rädern. Um Räder 10 und 20 immer im Eingriff zu halten muss eine Endlosschleife aus den Kugeln sichergestellt werden. Dafür werden die den Kopplungspfad verlassenden Kugeln durch die Verlängerung des Führungskanals in ein Führungssystem befördert und dann wieder zum Anfang transportiert, wo die Kugel (30b) wieder in den Kopplungspfad eintritt.

### 3.3 Vor- und Nachteile des Kugelgetriebes

Das neuentwickelte Kugelschneckengetriebe zeichnet sich durch vielfältige Einsatzmöglichkeiten, aber auch durch aufwendige Auslegung des Getriebes aus. Die Anzahl, Form und Größe der Rollen sowie die Anzahl, die Form, die Krümmung und das Querschnittsprofil der Rollenführungsbahnen auf den jeweiligen Rädern sind Ergebnisse der quantitativen Auslegung und Dimensionierung. Als Ausgangsgrößen für die Auslegung des Getriebes werden folgende Parameter benötigt [Boga07]:

- Übersetzung
- Achsabstand
- Achsenwinkel
- Kugeldurchmesser
- Richtung der auf die Kugel wirkenden Kräfte
- Relative Drehrichtung
- Kugelmittelpunkt auf dem Koppelpfad

Der Durchmesser der Kugel bestimmt zum Teil die Größe des Getriebes, aber auch die übertragbaren Lasten. Die vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten des Kugelgetriebes zählen unmittelbar zu den Vorteilen, denn für jede Problemstellung ist so ein Getriebe konstruierbar. Zu den weiteren Vorteilen zählt die Baugröße der hochübersetzten Getriebe. So kann das Volumen des Getriebes bei gleicher Anwendung reduziert werden. Hoher Wirkungsgrad wird durch die Eliminierung von Gleitreibung erreicht, was definitiv eines der Stärken dieser Getriebeart ist. Wie bei den Wälzlager ist hier auch nur ein sehr geringer Anfahrmoment notwendig. Im Gegensatz zu den Zahnradgetrieben, wo durch Punkt- bzw. Linienkontakt das Drehmoment übertragen wird, wird die Last im Kugelgetriebe, durch die vielen Kugeln, die gleichzeitig im Eingriff stehen auf mehrere Punkte verteilt. Die Gesamtfläche der Kraftübertragung kann jedoch geringer als bei Zahnradgetrieben sein. Auch das Getriebespiel

wird nahezu eliminiert, so dass das Kugelgetriebe in den spielfrei geforderten Einsatzgebieten Anwendung finden kann.

Da das Getriebe bis jetzt wenig erforscht ist, gibt es noch keine Lebensdaueruntersuchung, somit kann noch keine Aussage darüber getroffen werden. Die Herstellung der aufwendig berechneten Führungsbahnen auf den Getriebewellen ist kostenintensiv, kann jedoch bei großen Stückzahlen in der Serienfertigung deutlich gesenkt werden. Auch die Montage des Getriebes gestaltet sich manchmal als schwierig, denn für erfolgreiche Montage wird ein zweigeteiltes Rad benötigt.

Der wesentliche Vorteil des Kugelgetriebes liegt darin, dass die Gleitreibungsanteile im Vergleich zu dem Schneckengetriebe deutlich gesenkt werden. Die Reibungsverluste setzen sich aus der Rollreibung der Kugel zusammen, und ermöglichen so einen deutlich höheren Wirkungsgrad.

### 4. Theoretische Grundlagen

Heute steht keine Berechnungsmethode zur Ermittlung der Lebensdauer eines Kugelschneckengetriebes zur Verfügung. Jedoch ähnelt das Kugelgetriebe in vielen Aspekten dem Wälzlager, insbesondere dem Radialkugellager. Daher wird in diesem Kapitel versucht die theoretischen sowie empirischen Erkenntnisse aus der Wälzlageruntersuchung auf das Kugelgetriebe zu übertragen.

#### 4.1 Bestimmung der Lebensdauer

Die meisten Maschinen und Anlagen unterliegen einer dynamischen Beanspruchung. Ähnlich wie beim Wälzlager liegt eine dynamische Beanspruchung der Bauteile eines Kugelgetriebes vor, wenn von Antriebswelle über die Kugel auf die angetriebene Welle Kräfte und Momente übertragen werden. Dabei ergibt sich der dynamische Beanspruchungsfall unabhängig davon, ob die Wellen einer gleichbleibenden oder einer veränderlichen äußeren Belastung unterliegen. Die von der Belastung abhängige dynamische Beanspruchung der Bauteile führt zu klassischen Ermüdungserscheinungen, welche zum Funktionsausfall führen können. Um die sichere Funktion des Bauteils und der kompletten Anlage gewährleisten zu können, ist die Lebensdauerbestimmung unumgänglich. Bei den Wälzlagern wurden von **RICHARD STRIBECK** die ersten Lebensdaueruntersuchungen durchgeführt [Schl10]. Rechnerische Erfassung der Lebensdauer schien damals wie heute als schwierig, vor allem weil sehr viele

Einflüsse auf die Lebensdauer nicht vorhergesehen werden konnten. Aus diesem Grund empfahl **STRIBECK** statistische Versuche zur Absicherung der Lebensdauer der Wälzlager durchzuführen. Eine entsprechende statistische Grundlage wurde durch die Versuchsreihen von **ARVID PALMGREN** 1924 geschaffen. Er konnte empirisch den Zusammenhang zwischen spezifischer Belastung, bleibender Formänderung, Werkstoffart, Schadensgrenzen und der Lebensdauer finden [**Schl10**]. Diese Grundlegende Theorie wurde später durch **LUNDBERG** weiterentwickelt. 1985 veröffentlichten **IOANNIDES** und **HARRIS** eine wesentliche Erweiterung der Theorie, die heute ebenfalls ihre Anwendung findet [**Ioan85**].

Zuerst wurde die Ausfallwahrscheinlichkeit der Lager mit Hilfe der Weibull-funktion beschrieben, und anschließend auf der Grundlage eines Potenzgesetzes eine Gleichung zum Berechnen der nominellen Lebensdauer aus der dynamischen Tragzahl  $C$ , der äquivalenten dynamischen Belastung  $P$  und dem Lebensdauerexponenten  $p$  aufgestellt:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (1)$$

Dabei beschreibt die nominelle Lebensdauer  $L$  die erwartete Lebensdauer in Millionen Umdrehungen bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10% [**Schl10**]. Unter Einbeziehung der Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  erhält man die nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden  $L_h$  für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von  $F(t) = 10\%$ :

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (2)$$

Die Norm DIN ISO 281 [**DIN10**] beschreibt detailliert den Bestimmungsprozess von der dynamischen Tragzahl  $C$ , und der dynamischen Belastung  $P$  für die Wälzlager. Diese Norm wurde als Grundlage für die Berechnung der dynamischen Tragzahl und der dynamischen Belastung für das vorliegende Kugelschneckengetriebe. Demnach lässt sich die Tragzahl  $C$  für Lager mit Lagerkugeln kleiner als 25,4 mm wie folgt bestimmen:

$$C = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{2/3} \cdot D_W^{1,8} \quad (3)$$

Wobei die verwendete Faktoren und Kennzahlen in der Tabelle 2 zusammengefasst sind:

Tabelle 2: Für die Berechnung der dynamischen Tragzahl verwendeten Werte

Faktor	Verwendeter Wert	Beschreibung
$b_m$	1,3	Tragzahlbeiwert für Lager, die aus heute allgemein verwendetem, hochwertigem, gehärtetem Wälzlagerstahl nach bewährten Herstellverfahren gefertigt sind; sein Wert ist von der Lagerart und -ausführung abhängig
$f_c$	31,83	Faktor, der von der Geometrie der Lagerbauteile, der Herstellgenauigkeit der einzelnen Bauteile und dem Werkstoff abhängig ist
$i$	1	Anzahl der Reihen der Wälzkörper
$\alpha$	45	Nenn-Berührungswinkel eines Lagers, in Grad
$Z$	24	Anzahl der Wälzkörper
$D_W$	4	Nenn Durchmesser der Kugel, mm

Der Faktor  $b_m$  hat für Radial- und Schrägkugellager den Wert 1,3. Die Werte für  $i$ ,  $Z$ ,  $D_W$  ergeben sich aus der Geometrie des Getriebes [Boga14]. Der Faktor  $f_c$  wird mit Hilfe der Formel (4) ermittelt [DIN10-1].

$$f_c = 0,089A_1 0,41\lambda \left( \frac{2r_i}{2r_i - D_W} \right)^{0,41} \frac{\gamma^{0,3}(1-\gamma)^{1,39}}{(1+\gamma)^{\frac{1}{3}}} \times \left[ \left[ 1 + \left\{ 1,04 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1,72} \left[ \frac{r_i}{r_e} \left( \frac{2r_e - D_W}{2r_i - D_W} \right) \right]^{0,41} \right\}^{\frac{10}{3}} \right] \right]^{\frac{3}{10}} \quad (4)$$

Für die Berechnung des Faktors  $f_c$  werden zusätzlich die Krümmungsradien der Nuten im Kontaktpunkt  $r_i$ ,  $r_e$  sowie der Teilkreisdurchmesser des Kugelsatzes  $D_{PW}$  verwendet. Alle Geometriedaten wurden vom Erfinder zur Verfügung gestellt und sind in der Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Für die Berechnung des Faktors  $f_c$  verwendeten Werte

Formelzeichen	Wert	Beschreibung
$r_i$	2,19325	Krümmungsradius der Nut der Schnecke, mm
$r_e$	9,95025	Krümmungsradius der Nut des Schneckenrades, mm
$D_{pw}$	14,88	Teilkreisdurchmesser des Kugelsatzes, mm
$\gamma$	0,1901	$\gamma = D_w \cos \alpha / D_{PW}$
$\lambda$	1	Minderungsfaktor, ist experimentell zu bestimmen, bei der Berechnung wird $\lambda = 1$ verwendet
$0,089A_1$	98,0665	Gilt für Berechnung in Newton [ <b>DIN10-1</b> ]

Mit den oben angegebenen Werten ergibt sich  $f_c = 31,83$ . Mit diesem Wert kann die dynamische Tragzahl berechnet werden. Diese ergibt sich mit  $C = 3276 N$ .

Die dynamische äquivalente Belastung  $P$  lässt sich nach der Formel (5) bestimmen.

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad (5)$$

Für  $\alpha = 45^\circ$ , ergeben sich aus der Tabelle 3 der Norm [**DIN10**] folgende Werte:  $X = 1$ ,  $Y = 0$ . Somit wird die dynamische äquivalente Belastung mit der auf die Kugelwirkende Kraft gleichgesetzt (Formel (6)).

$$P = F \quad (6)$$

Die auf die Kugel wirkende Kraft  $F$  wurde durch die erfindereigene Simulationen und Berechnungen bestimmt und wird für die maximalbelastete Kugel mit  $F = 259,7 N$  angegeben [**Boga14**].

Im nächsten Schritt wird wieder auf die Formel (1) zurückgegriffen. Der einzige unbekannt Faktor ist der Lebensdauerexponent  $p$ . Nach der DIN ISO 281 [**DIN10**] beträgt der Lebensdauerexponent für ein Lager mit Punktkontakt  $p = 3$ . Nach dem Einsetzen der Werte ergibt sich die nominelle Lebensdauer zu  $L_{10} = 2006$  Millionen Umdrehungen. Um die Lebensdauer in Stunden zu berechnen, wird noch die Drehzahl benötigt. Da die Lebensdaueruntersuchung bei einer Drehzahl von 1500 U/min durchgeführt wird, wird dieser Wert ebenso für die Berechnung verwendet. Die Berechnung erfolgt nach der Formel (2) und dabei ergibt sich eine Lebensdauer  $L_h = 22297 h$ . Diese rechnerische Lebensdauer entspricht der Lebensdauer eines Industriegetriebes [**Schl10**].

Die wichtigen Vorschriften der DIN ISO 281 zur Berechnung der Tragzahl dürfen nicht vernachlässigt werden, denn die berechnete Tragzahl ist nur für die Lager aussagekräftig, welche aus heute allgemein verwendetem, hochwertigem, gehärtetem Wälzlagerstahl nach bewährten Herstellverfahren gefertigt sind. Dabei darf die Härte des verwendeten Stahls von 58 HRC [Schl10] nicht unterschreiten. Werden Werkstoffe mit geringerer Härte als 58 HRC verwendet, wird die Tragzahl nochmals um einen Faktor  $f_H$  gemindert. Da die Brinell-Härte des verwendeten Materials bei 310-325 HB liegt [Udde06], was nach [DIN14] einer Rockwell-Härte von 33-34,5 HRC entspricht, ist diese Minderung bei der Lebensdauerberechnung unumgänglich. Der Faktor  $f_H$  wird anhand der Abbildung 7 ermittelt und dann in die Formel (7) eingesetzt um die geminderte Tragzahl zu errechnen.

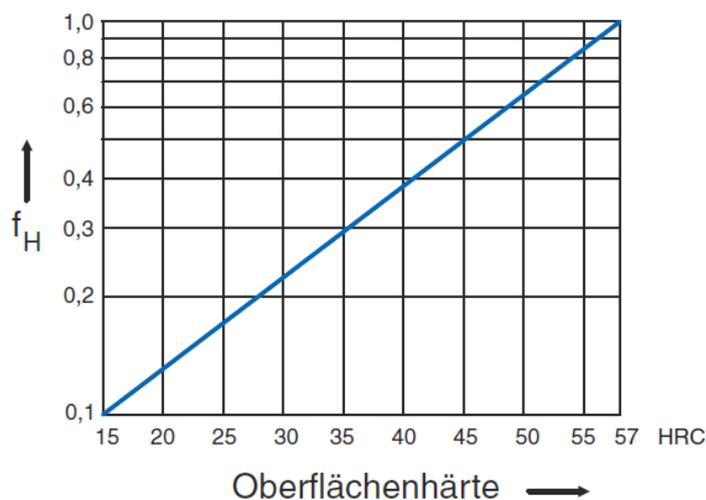


Abbildung 7: Faktor  $f_H$  zur Abminderung der Tragzahl bei verminderter Oberflächenhärte [Schl10]

$$C = f_H \cdot C_{(58HRC)} \quad (7)$$

Für die Berechnung wurde  $f_H = 0,28$  verwendet, und ergab somit geminderte Tragzahl  $C = 917 N$ . Die Neuberechnete Lebensdauer beträgt lediglich  $L_h = 489 h$ . Diese erwartete Lebensdauer entspricht leider nicht den Vorgaben für ein industrielles Getriebe. Wird diese Lebensdauer während des Lebensdauerversuches erreicht – ist es dennoch ein nennenswerter Erfolg. In der Tabelle 4 ist die Lebensdauer in Abhängigkeit vom Abtriebsmoment und der Härte des für die Getriebeelemente verwendeten Materials dargestellt.

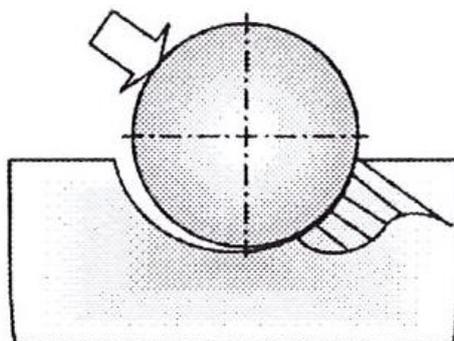
**Tabelle 4: Lebensdauer des Getriebes in Stunden in Abhängigkeit von der Härte des verwendeten Materials und des Abtriebsmoments, bei einer nominellen Drehzahl von 1500 U/min.**

Härte, HRC Drehmoment, Nm	33	37	47	54	58
10	3916	5845	33034	91327	178374
20	489	731	4129	11416	22297
30	145	216	1223	3382	6606
40	61	91	516	1427	2787
50	31	47	264	731	1427

Anmerkung: Ein Jahr besteht aus  $24 \cdot 365 = 8760$  Stunden

Ausgehend aus der Tabelle 4 wird ersichtlich, dass eine verminderte Härte (unter 58 HRC) sich sehr stark auf die Lebensdauer des Getriebes auswirkt. Ein Vergleich der Lebensdauer bei 20 Nm Abtriebsdrehmoment verdeutlicht dies. Unter Verwendung eines Stahls mit 58 HRC hat das Getriebe eine nominelle Lebensdauer von 22297 Stunden, was 2,55 Jahren entspricht. Wird ein weicherer Stahl für die gleiche Konstellation verwendet (33 HRC), so sinkt die nominelle Lebensdauer auf 489 Stunden, und entspricht 2 Wochen, 6 Tagen und 9 Stunden.

Die oben aufgeführte Berechnung der Lebensdauer ist nur eine theoretische Überlegung, bei welcher die Spitzenlasten nicht berücksichtigt werden. Die Spitzenlasten treten an den Kanten der aufeinandertreffenden Körper auf. Die Abbildung 8 zeigt die Druckverteilung bei Krafteinwirkung auf eine in einer abgerundeten Laufbahn liegenden Kugel. Deutlich ist die am Rand der Laufbahn entstehende Druckspitze. Diese Spitzenlasten können für eine Rissbildung unter der Oberfläche ursächlich sein. Wenn sich der Riss aus dem inneren des Körpers weiter an die Oberfläche vordrängt, können größere Schäden durch Materialausbruch an der Oberfläche der Kugel oder der Laufbahn auftreten.



**Abbildung 8: Flächenpressung einer Kugel auf der Laufbahn [Teut05]**

## 4.2 Theoretische Betrachtung des Wirkungsgrades

Der mechanische Wirkungsgrad bezeichnet die Effizienz einer mechanischen Anlage, in unseren Betrachtungen bezieht sich das auf ein Getriebe. Dabei stellt der Wirkungsgrad ein Verhältnis zwischen der Nutzleistung am Abtrieb  $P_{ab}$  und der bereitgestellten Leistung am Antrieb  $P_{an}$  und wird häufig in Prozent angegeben (Formel (8)).

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} \cdot 100\% \quad (8)$$

Im Idealfall würde der Wirkungsgrad 100% betragen, doch bei den realistischen Anwendungen erreicht ein Getriebe wegen verschiedenen Verlusten nie diesen idealen Wert. Unterschiedliche Getriebetypen haben manchmal auch ganz unterschiedliche Vergleichswerte für Wirkungsgrad. Die Abtriebsleistung resultiert sich aus der Subtraktion der Verlustleistung von der Antriebsleistung (Formel (9)). Theoretische Berechnung des Wirkungsgrades erfolgt durch die Formel (10) bzw. (11) unter Einbeziehung der zusammengesetzten Verlustleistung. Die Verlustleistung setzt sich aus Verzahnungsverlustleistung, Lagerverlustleistung, Dichtungsverlustleistung und sonstigen Verlusten zusammen [Wimm06].

$$P_{ab} = P_{an} - P_v \quad (9)$$

$$\eta = \frac{P_{an} - P_v}{P_{an}} \cdot 100\% \quad (10)$$

$$\eta = \left(1 - \frac{P_v}{P_{an}}\right) \cdot 100\% \quad (11)$$

$$P_v = P_{VZO} + P_{VZP} + P_{VLO} + P_{VLP} + P_{VD} + P_{VX} \quad (12)$$

$\eta$	Wirkungsgrad	$P_{VZP}$	lastabhängige Verzahnungsverlustleistung
$P_{ab}$	Abtriebsleistung	$P_{VLO}$	lastunabhängige Lagerverlustleistung
$P_{an}$	Antriebsleistung	$P_{VLP}$	lastunabhängige Lagerverlustleistung (lastunabhängige)
$P_v$	Gesamtverlustleistung	$P_{VD}$	Dichtungsverlustleistung
$P_{VZO}$	lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung	$P_{VX}$	sonstige (lastunabhängige) Verlustleistung

Die Verzahnungsverluste genauso wie Lagerverluste können eine lastabhängige und lastunabhängige Komponente enthalten. Zu den lastunabhängigen Verzahnungsverlusten gehören die Ölverdrängungsverluste, Planschverluste und Ventilationsverluste [Schl10].

In der Literatur lassen sich mehrere Formeln zur Bestimmung der einzelnen Verlustleistungskomponenten finden. Ein Überblick über die Bestimmungsmethoden von Verlustleistungen am Schneckengetriebe liefert MAGYAR [Magy12]. Als Ursache der Verluste tritt die Reibung an den Zahnflanken, in den Lagern und an Stellen berührender Dichtungen auf. Zusammen mit den Plansch- Ölverdrängungsverlusten und Ventilationsverlusten führen diese zur Erwärmung des Getriebes [Ste12]. Bei der Berechnung der Planschverluste spielt unter anderem die Viskosität und die Dichte des Schmierstoffes, aber auch die Eintauchtiefe des Zahnrades eine Rolle [Chan02]. Je zähflüssiger das Schmiermittel ist, desto größere Verluste müssen in Kauf genommen werden. Jedoch sinkt die Viskosität mit steigender Temperatur des Schmiermittels und so kann der Leistungsverlust des kalten Getriebes ein Vielfaches vom Leistungsverlust des warmgelaufenen Getriebes, das auf die Viskosität zurück zu führen ist, darstellen.

Bei mehrstufigen Getrieben werden bei der Wirkungsgradberechnung die Wirkungsgrade einzelner Stufen multipliziert. So ergibt sich bei einer Anordnung von fünf baugleichen Stirnradgetrieben mit einem Wirkungsgrad von 98% ein Gesamtwirkungsgrad des Getriebesystems von  $\eta = 0,98^5 = 0,90$ . Bei den Untersuchungen an Getrieben wird versucht günstige Schmierbedingungen zu erforschen bei denen der Wirkungsgrad nicht reduziert wird, aber auch die Lebensdauer der Maschinenelemente nicht beeinträchtigt wird.

Abgesehen von dem Schmiermittel, hat die Getriebebauart einen entscheidenden Einfluss auf den Wirkungsgrad. Bei einem Stirnradgetriebe und bei einem Schneckengetriebe herrschen unterschiedliche Reibungsarten im Getriebe. Bei einem Schneckengetriebe gleitet das Schneckenrad auf der Schnecke. Die beiden Maschinenelemente werden durch den Schmierfilm teilweise voneinander getrennt und so das Material gegen den Verschleiß geschützt, jedoch geht viel Leistung durch die Gleitreibung verloren. Im Unterschied zu den Zahnradgetrieben entstehen bei dem untersuchten Getriebe keine Gleitreibungsanteile zwischen der Schnecke den Kugeln und dem Rad. Zum reinen Abrollen und Abwälzen der Kugeln im Getriebe kommt eine Bohrbewegung hinzu. Man spricht bei dieser Art der

Reibung vom Rollbohren. Die einzelnen Reibungsarten nach dem kinematischen Zustand sind in der Abbildung 9 erfasst.

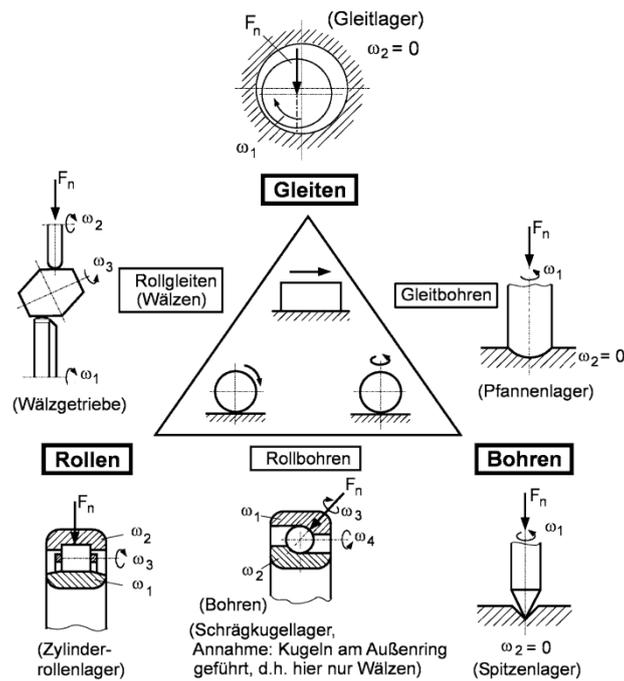


Abbildung 9: Reibungsarten bei Bewegungsreibung [Steil2]

## 5. Prüfaufbau

Für die Wirkungsgradmessung, sowie für die Lebensdauerversuche wurde das Kugelschneckengetriebe auf dem 30 kW elektrischen Verspannungsprüfstand am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik an der TU Kaiserslautern untersucht. Im folgenden Kapitel wird das dazugehörige Konzept beschrieben.

### 5.1 Konzept

Der für die Untersuchungen konzipierte Prüfstand besteht aus einem zwischen der Antriebsmaschine und der Abtriebsmaschine verspanntem Kugelschneckengetriebe, Adapterflanschen und Messeinrichtungen. Die räumliche Anordnung der Komponenten kann der schematischen Darstellung auf der Abbildung 10 entnommen werden.

Die zwei baugleichen Motoren sind jeweils für den An- und Abtrieb zuständig. Jeder Motor ist über eine Kupplung mit dem Drehmomentflansch und dem Getriebe verbunden. Der Versuchsaufbau liegt auf einem luftgelagerten Prüfstandsfundament.

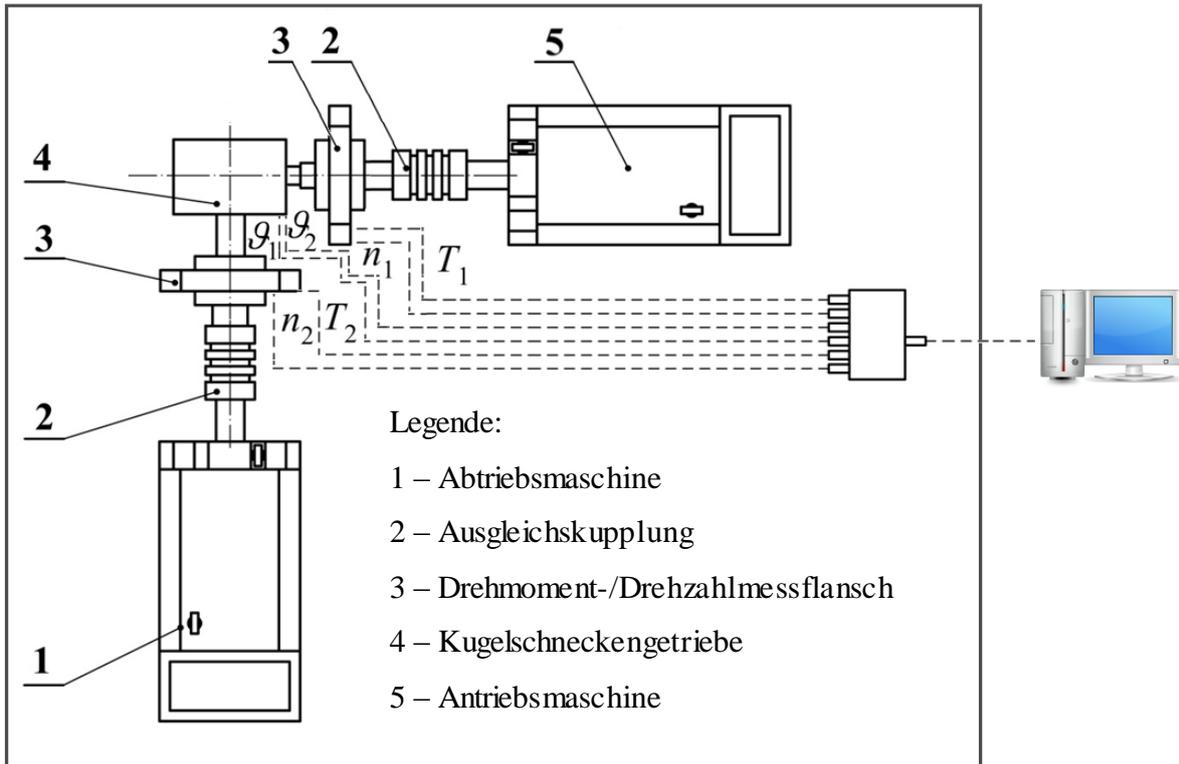


Abbildung 10: Schematischer Prüfaufbau

Auf der Abbildung 11 ist der komplett aufgebaute Prüfstand ohne Schutzkäfig zu sehen.

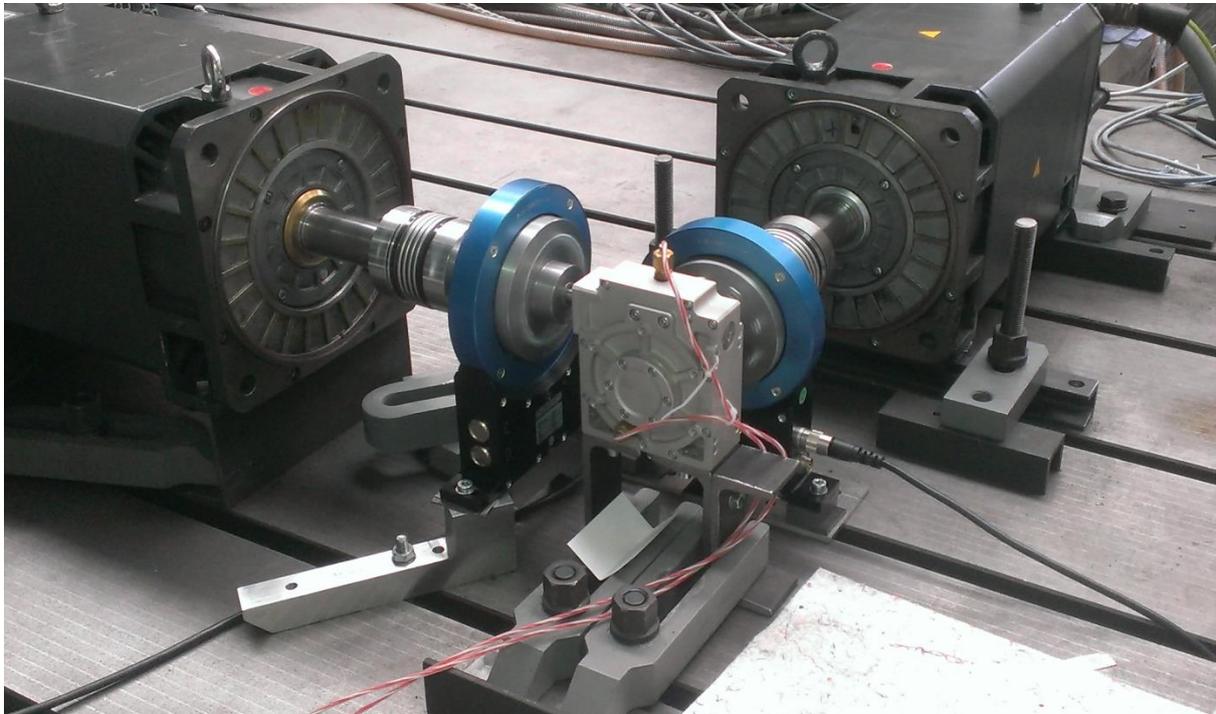


Abbildung 11: Prüfstand ohne Schutzkäfig

## 5.2 Antriebsmaschinen

Als Antrieb- und Abtriebsmaschine werden zwei elektrische Asynchronmotoren des Typs 1PH7 von Siemens verwendet. Jede Maschine wird über einen Frequenzumrichter betrieben, welche über einen Steuerrechner bedient wird. Die technischen Daten der Motoren sind in der Tabelle 5 zusammengefasst.

**Tabelle 5: Technische Daten der eingesetzten Asynchronmotoren am Lehrstuhl MEGT [Siem07]**

<b>Eigenschaften</b>	<b>Antrieb/Abtrieb</b>
Typ-Bezeichnung	Siemens 1PH7137-2HG03-0BJ3
Nennmoment [Nm]	108
Nennzahl [min <sup>-1</sup> ]	4500
Max. Antriebsmoment [Nm]	195
Max. Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	8000
Antriebs-/Bremsleistung (S1) [kW]	30
Max. Antriebs-/Bremsleistung (S6 -25%) [kW]	54
Kühlungsart	Luftkühlung, Fremdlüfter

Die Steuerung der beiden Motoren erfolgt über das Programm DynoTest von DynoTec mit einem bedienfreundlichen Layout. Die Einstellungen werden direkt auf dem Bildschirm vorgenommen. So zum Beispiel die Regelungsart (Drehzahl- bzw. Drehmoment-Steuerung), die Regelparameter, genauso wie die Grenzen, können auf dem Hauptbildschirm eingegeben werden. Abbildung 12 zeigt den Hauptbildschirm des Programms.

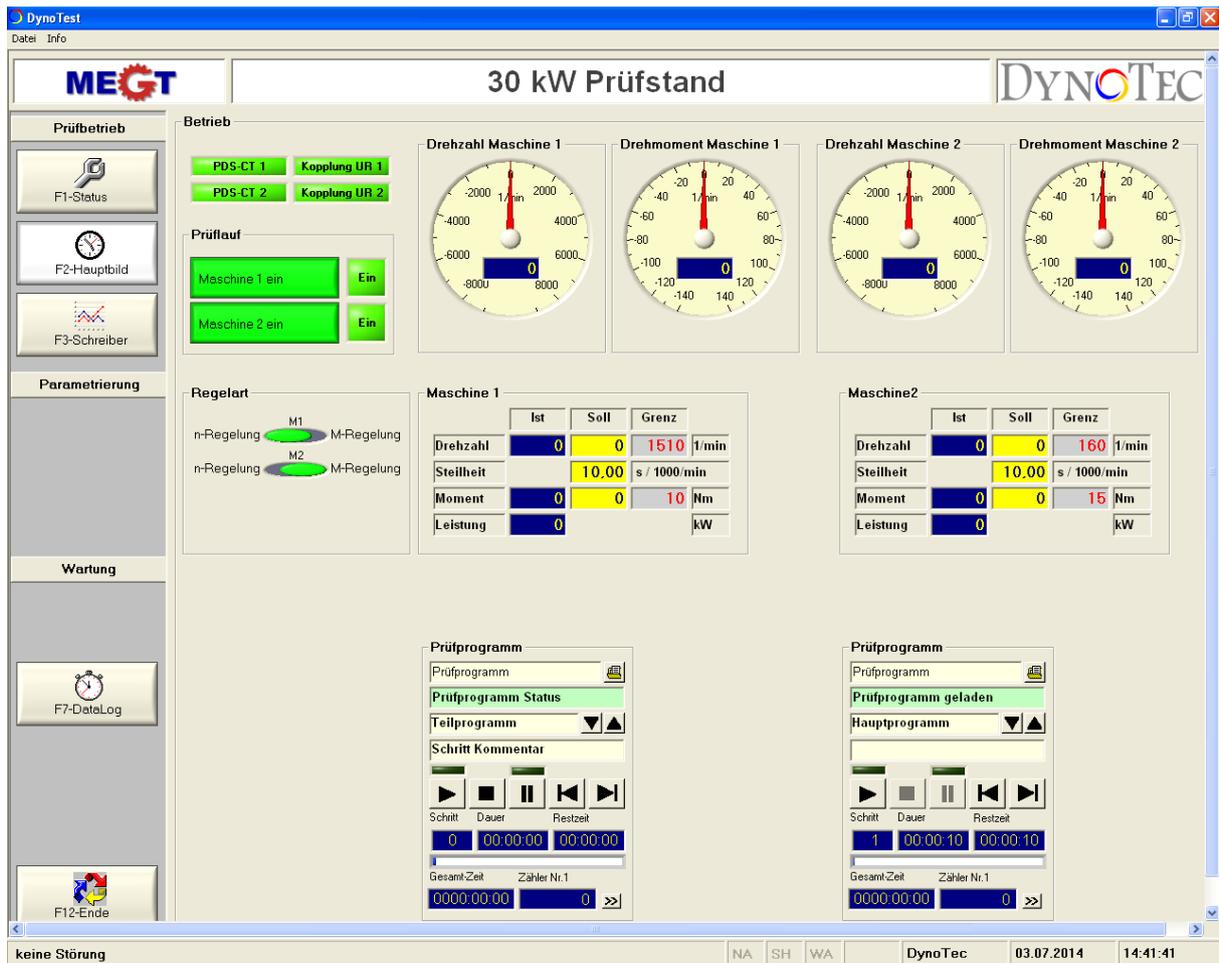


Abbildung 12: Hauptbildschirm des DynoTest Programms

### 5.3 Prüfling - Kugelschneckengetriebe

Das zur Untersuchung genommene Kugelschneckengetriebe – die Entwicklung von István Bogár – wurde vom Entwickler zur Verfügung gestellt. Eigenschaften des Kugelschneckengetriebes sind der Tabelle 6 zusammengefasst.

Tabelle 6: Eigenschaften des untersuchten Getriebes

Getriebebauart		Kugelschneckengetriebe
Übersetzung		1:10
Lagerungsart:	Antrieb	Kugellager mit Nadellager
	Abtrieb	Kugellager
Schmierung		Ölsumpf
Kraftübertragung		über Kugeln Ø 4mm
Kontaktart		Punktkontakt
Anzahl der im gleichzeitigen Eingriff befindlichen Kugeln		6
Gesamtzahl der Kugel		24

Die Antriebsschnecke sowie das Rad sind aus Stahl gefertigt (Verkaufsbezeichnung IMPAX). Die physikalischen Eigenschaften des Stahls aus dem Datenblatt sind in der untenstehenden Tabelle 7 zusammengefasst.

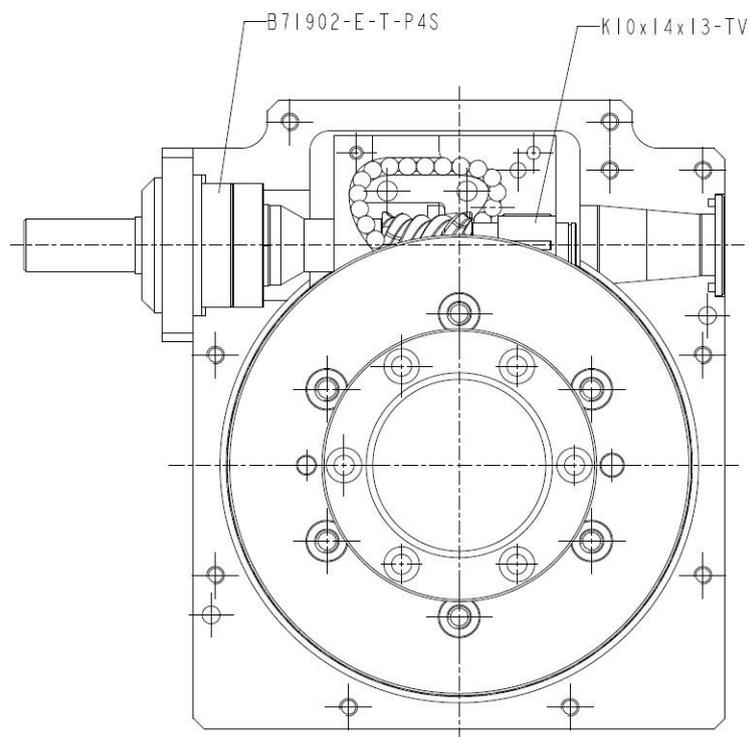
Tabelle 7: Physikalische und mechanische Eigenschaften des Stahls IMPAX [Udde06]

Temperatur	20°C	200°C
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	7800	7750
Wärmeausdehnungskoeffizient pro °C ab 20°C	-	$12,7 \cdot 10^{-6}$
Wärmeleitzahl [W/m·°C]	29	30
Elastizitätsmodul		
[N/mm <sup>2</sup> ]	205000	200000
Spezifische Wärmekapazität [J/kg·°C]	460	-
Härte, HB	310-325	-
Druckfließgrenze, Rc0,2 N/mm <sup>2</sup>	850-1000	-

Bei dem zuerst untersuchten Getriebe waren die Kugeln aus Stahl gefertigt. Nach der Optimierung des Getriebes wurden Kugeln aus Siliziumkarbid verwendet.

Die Antrieb- und die Abtriebswelle sind achsversetzt angeordnet. Daher müssen die Achshöhen der elektrischen Maschinen angepasst werden. Das Getriebegehäuse wurde mit Hilfe von Stahlschienen und Spanneisen auf dem Fundament befestigt.

Das Getriebe ist so aufgebaut, dass die Antriebswelle insgesamt drei Lager besitzt. Im Bild 13 links ist die Welle durch eine Anordnung von zwei angestellten Spindellagern B71902-E-T-P4S fest gelagert. Die beiden Lager nehmen radiale sowie axiale Kräfte auf. Das Nadellager K10x14x13 TV auf der rechten Seite im Bild 13 ist in dem Kugelrückführungsgehäuse montiert und nimmt nur radiale Kräfte auf.

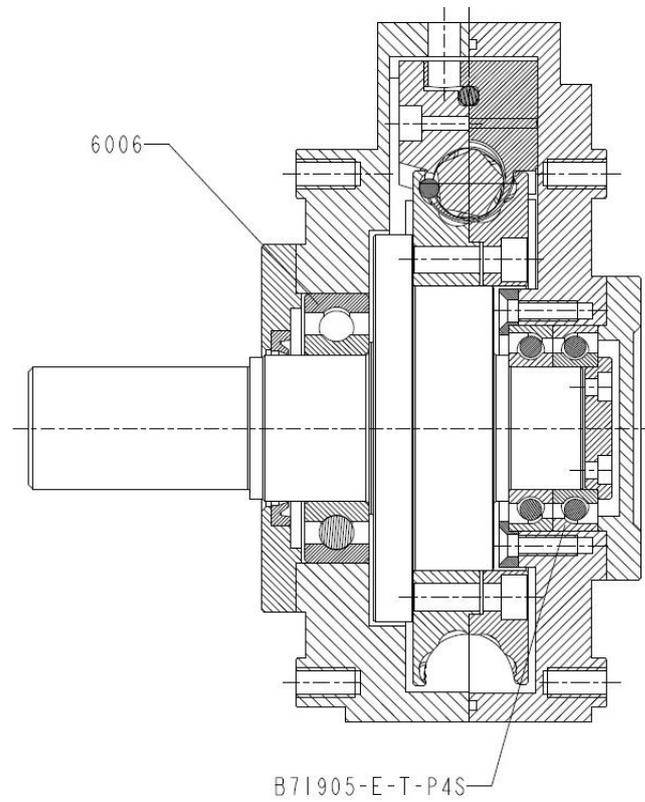


**Abbildung 13: Getriebe im Schnitt 1** [Boga14]

Die Abtriebswelle ist von beiden Seiten im Gehäuse gelagert, durch eine Fest-Los-Lager Anordnung. Das Festlager ist durch zwei in O-Anordnung angestellten B71905-E-T-P4S Spindellager gebildet. Als Los-Lager fungiert ein 6006 Rillenkugellager. Die Lageranordnung ist im Bild 14 zu sehen.

An das vorgelegte Getriebe wurden hohe Erwartungen gestellt. Zum einen wird ein Wirkungsgrad über 95% erwartet. Dies würde über dem Wirkungsgrad vergleichbarer Schneckengetriebe liegen. Auch eine Lebensdauer von mindestens 400 Stunden für den

Prüfling wurde theoretisch ermittelt. Die berechnete Lebensdauer gilt es in Praxisversuchen zu erreichen.



**Abbildung 14: Getriebe im Schnitt 2 [Boga14]**

Für die Schmierung des Kugelschneckengetriebes wird Getriebeöl verwendet. Das Getriebe 1 wurde mit 20 ml HTX 1000 Öl von BP gefüllt. Dieses Öl zeichnet sich durch eine hohe kinematische Viskosität aus. Das Getriebe 2 wurde mit 20 ml SAE-80W Getriebeöl von Liqui Moly gefüllt. Nach dem Abschluss der Wirkungsgradmessung, unmittelbar vor der Lebensdaueruntersuchung wurde das Öl im Getriebe 2 durch gleiches, frisches Öl ersetzt. Tabelle 8 liefert Übersicht über die Herstellerangaben der verwendeten Öle.

Tabelle 8: Übersicht über verwendete Schmierstoffe [BPLi08] [Liqu14]

	Getriebe 1	Getriebe 2
Ölsorte	BP Enersyn HTX 1000	SAE 80W GL4 Liqui Moly
Dichte bei 15°C, [g/cm³]	0,88	0,89
Kinematische Viskosität bei 40°C, [mm²/s]	1000	95,2
Kinematische Viskosität bei 100°C, [mm²/s]	85	11
Viskositätsindex	165	100
Flammpunkt, [°C]	230	212
Pour Point, [°C]	-36	-27

#### 5.4 Weitere Bausteine des Prüfstandsbaus

Zwischen den Motoren und dem Getriebe waren weitere Maschinenelemente verbaut:

- Kupplung
- Adapterflansch Motorseite
- Messflansch
- Adapterflansch Getriebeseite
- Spannsatz

Die Welle des Motors wurde mit Hilfe einer Ausgleichkupplung mit dem Adapterflansch verbunden. Der Adapterflansch wurde für die Montage des Messflansches ausgelegt und dementsprechend gefertigt. Auf der anderen Seite wurde das Messflansch mit einem weiteren Adapter verschraubt, welches für die Kopplung mit der Getriebewelle über ein Ringspannelement ausgelegt war. Für jede Getriebeseite wurde diese Anordnung wiederholt.

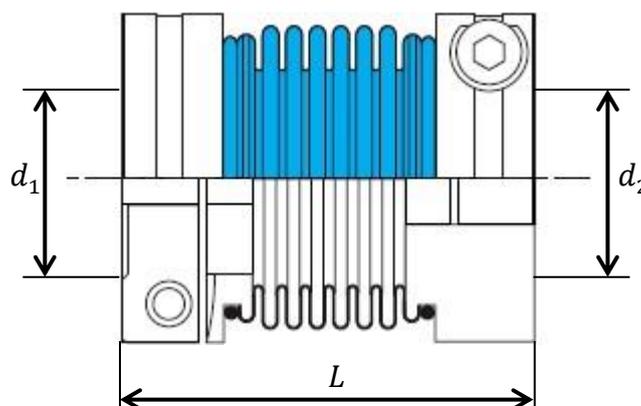


Abbildung 15: Metallbalgkupplung [Ludw14]

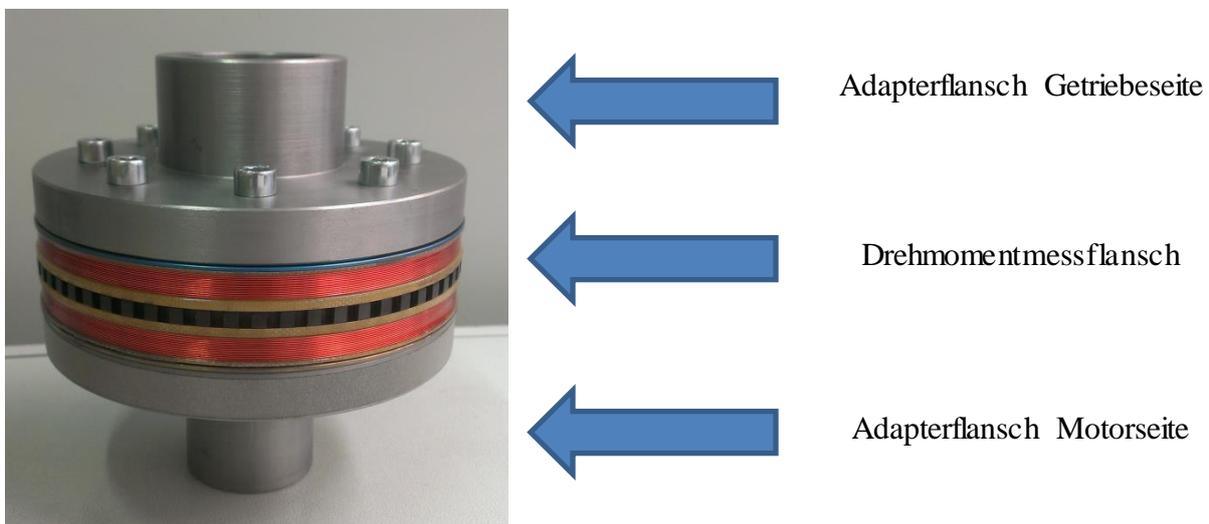
Bei der eingebauten Kupplung handelt es sich um eine spielfreie drehsteife biegenachgiebige Metallbalgkupplung, die den kleinen Versatz der Wellen ausgleichen soll (Abbildung 15). Die herstellerangaben über die verwendete Kupplungen sind in der Tabelle 9 zusammengefasst.

**Tabelle 9: Technische Daten der verwendeten Kupplungen [Rwan14]**

<b>Eigenschaften</b>		<b>Kupplung Antrieb</b>	<b>Kupplung Abtrieb</b>
Bezeichnung		R+W BKL 150 42 38	R+W BKC 150 42 40
Abmessungen	$d_1$ [mm]	42	42
	$d_2$ [mm]	38	40
	$L$ [mm]	92	78
Übertragbarer Drehmoment [Nm]		150	150
Zulässiger Wellenversatz	axial [mm]	2	2
	lateral [mm]	0,2	0,2

Bei Prüfstands Aufbau wurden die Wellen mit Hilfe des optischen Messgerätes OPTALIGN ausgerichtet um Unwucht zu vermeiden.

Die vier Adapterflansche wurden am Lehrstuhl MEGT dimensioniert und hergestellt. Die getriebeseitigen Adapterflansche sind getriebespezifische Teile, die motorseitigen Adapterflansche lassen sich dagegen für weitere Prüfaufbauten mit dem verwendeten Messflansch nutzen.



**Abbildung 16: Zusammengebaute Mess- und Adapterflansche**

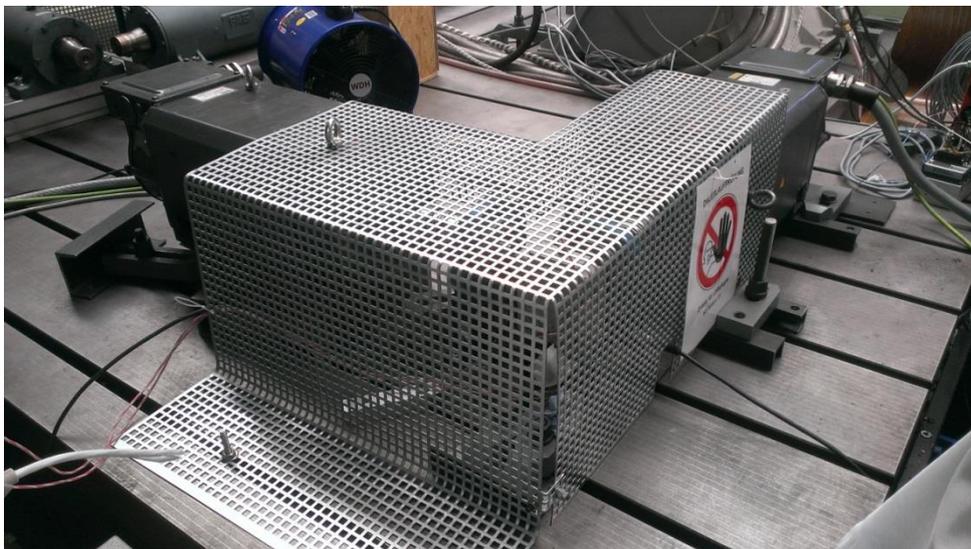
Der Messflansch – als rotierendes Teil des Drehmoment- und Drehzahlsensors – wurde zwischen dem beiden Adapterflanschen mit sechs M6 Schrauben pro Seite verspannt. Beim Festziehen der Schrauben wurde das von dem Hersteller angegebene Anzugmoment von 14

Nm eingehalten. Die zusammengebaute Mess- und Adapterflansche sind in Abbildung 16 dargestellt. Die kraftschlüssige Verbindung zwischen dem getriebeseitigen Adapterflansch und der Getriebewelle erfolgt mittels eines Ringspannelements. Die dazugehörigen Daten sind in der Tabelle 10 zusammengefasst.

**Tabelle 10: Technische Daten der verwendeten Ringspannelemente [Spie14] [Ktrk11]**

<b>Eigenschaften</b>		<b>Ringspannelement Antrieb</b>	<b>Ringspannelement Abtrieb</b>
Bezeichnung		Clampex KTR 105	Spieth DSM 25.37
Abmessungen [mm]	$d_{in}$	12	25
	$d_{out}$	22	37
	$L$	14	26
Max. Drehmoment [Nm]		21	184

Während des Prüfbetriebes ist der Antriebsstrang Drehzahlen bis zu 2500 U/min ausgesetzt. Für die langzeitige Lebensdaueruntersuchung als Schutz gegen sich plötzlich lösende Teile, wurde ein Schutzkäfig konstruiert. Dieser diente ebenso dem Schutz des Prüfstands vom unsachgemäßen Eingreifen während der Versuche. Der Käfig bestand aus einem Stahlgitter mit der Lochung 10 mm und Blechdicke 1 mm. Die Befestigung erfolgte an den Motorenhäusen sowie direkt am Fundament. Die Lochung im Käfig ermöglichte die notwendige Kühlung der Motoren.



**Abbildung 17: Prüfstand mit Stahlkäfig**

Somit war für ausreichenden Schutz während der Versuchsdurchführung gesorgt. Der gesamte Aufbau ist auf der Abbildung 17 zu sehen.

## 5.5 Messtechnik

Die messtechnischen Einrichtungen am Prüfstand bestehen aus Sensoren, Datenleitungen und Messkarten für die Signalerfassung. Die anschließende Verarbeitung der Messsignale erfolgt am Steuer-PC im dazu geeigneten Programm. Das Konzept der Messdatenerfassung wurde mehrmals in Folge des Aufbaus des Prüfstandes überarbeitet und verbessert.

### 5.5.1 Sensorik

Die installierten Sensoren sollen die Messdaten des Versuchsaufbaus erfassen. Dazu gehören die in einer Einheit erfassten Drehmoment- und Drehzahlsensor, sowie externe Temperatursensoren. Diese werden nachfolgend detailliert beschrieben. Darüber hinaus verfügen die elektrischen Antriebsmaschinen über eigene Drehzahl- und Temperatursensoren, die für die Steuerung der Maschinen notwendig sind. Diese und weitere messtechnische Einrichtungen, die unmittelbar zu den elektrischen Antriebsmaschinen gehören und einen Teil der Steuerung darstellen, werden nicht weiter erläutert.

#### 5.5.1.1 Drehmoment und Drehzahl

Für die Wirkungsgradmessung ist die Erfassung des Drehmoments und der Drehzahl am Antrieb und am Abtrieb notwendig.

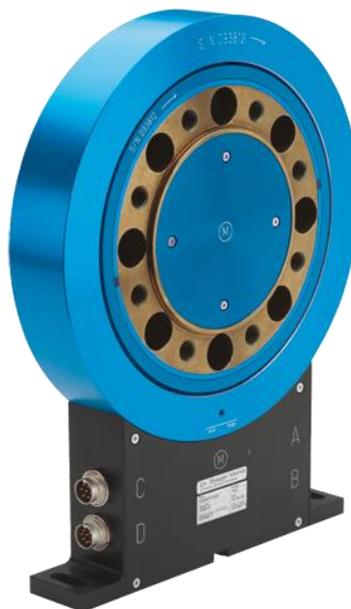


Abbildung 18: Drehmomentsensor Typ 4504A50 [Kist14]

Die Torsionsmoment-Messung erfolgt mit je zwischen den beiden Adapterflanschen angebrachten Drehmoment-Messflanschen des Typs 4504A50 der Fa. Kistler (Abbildung 18). Der Sensor ist 2-teilig, besteht aus einem Rotor und einem Stator. Der Messflansch arbeitet nach dem Dehnungsmessstreifen-Prinzip und verfügt über einen Messbereich von  $\pm 50\text{Nm}$ . Der Rotor wird zwischen den beiden Adapterflanschen montiert. Der Stator wird auf dem Fundament montiert und empfängt drahtlos das Messsignal. Somit läuft der Rotor lagerlos und verschleißfrei im Stator. Über ein Kabel werden Messsignale vom Stator an die Messbox übertragen. Von der Messbox werden die Signale an die Messkarte über BNC-Kabel zur Messdatenerfassung übertragen. Das Messsignal wird in Form vom analogen Spannungssignal zwischen  $-10$  und  $10\text{ V}$  übertragen.

Der verwendete Drehmomentmessflansch bietet die Möglichkeit der gleichzeitigen Drehzahlerfassung. Diese Möglichkeit galt es auszunutzen, um den Versuchsaufbau nicht mit zusätzlichen Drehzahlerfassungsgeräten unnötig zu vergrößern. Jedoch traten bei der Erfassung der Drehzahlen der beiden Wellen Unregelmäßigkeiten auf. Mit großer Sorgfalt wurde versucht diese Unregelmäßigkeiten zu eliminieren.

Anfangs wurde das Drehzahlsignal von dem in den Drehmomentflansch integrierten Drehzahlsensor ausgelesen. Der Messflansch des Typs 4504A50B10000N1 gibt ein TTL Signal (mit der Amplitude  $5\text{V}$ ) aus. Zuerst erfolgte die Erfassung des Signals durch eine analoge Messkarte des Typs SICONN-USB2 Basic von Fa. Geitmann. Das Spannungssignal wurde durch eine Frequenzanalyse bearbeitet, wobei die Frequenz ausgelesen wurde. Da der Sensor  $60$  Impulse pro Umdrehung ausgibt wurden keine weiteren Umformungsschritte notwendig, weil die Frequenz des erfassten Signals direkt mit der Drehzahl pro Minute übereinstimmte. Bei dieser Erfassungsvariante wurde das Signal Softwareseitig analysiert, und brachte wenig verlässliche Ergebnisse. Wenn bei den geringeren Drehzahlen bis  $500\text{ U/min}$ , keine Unregelmäßigkeiten festgestellt wurden, traten bei den Drehzahlen um  $2000\text{ U/min}$  periodische Sprünge bei beiden Drehzahlmessreihen (Antrieb und Abtrieb) gleichzeitig auf. Bei  $2000\text{ U/min}$  ging die Drehzahl kurz auf  $1333\text{ U/min}$  und dann auf etwa  $2666\text{ U/min}$ . Die tatsächliche Änderung der Drehzahl war dabei ausgeschlossen. Eine mögliche Ursache dafür könnte die Softwaremäßige Erfassung der Frequenz sein. Die Timeout Einstellungen im DasyLab-Programm, oder sogar die Taktung der Treiber der analogen Messkarte könnten auch Einfluss auf die Messergebnisse haben.

Für die ersten Versuchsfahrten und Wirkungsgradberechnung wurde die höhere Drehzahl des Antriebs durch die bekannte Übersetzung und die Drehzahl des Abtriebes ersetzt. Bei späteren Versuchsläufen wurde beschlossen die Messgröße Antriebsdrehzahl nicht durch die Rechengröße zu ersetzen, und anstatt dessen die Signalerfassung zu optimieren. Aus einer vorhergehenden Arbeit am MEGT Lehrstuhl [Tsch13] war bekannt, dass die Drehzahlerfassung mit der digitalen Messkarte NI9423 von National Instruments verlässlich funktioniert. Bei dieser Messkarte wird die Frequenz des digitalen Signals hardwaremäßig, also direkt von der Messkarte erfasst und als Wert an die Software DasyLab übergeben. Dies funktionierte jedoch bei besonderer Pin-Belegung, und obwohl die Messkarte 8-Digitaleingänge hat, konnten nur 4-Counter für die Frequenzerfassung belegt werden.

Die in [Tsch13] verwendeten Sensoren erzeugen ein HTL (Amplitude 24V) Signal, im Gegensatz zu den hier beschriebenen Sensoren, die ein TTL (Amplitude 5V) Signal ausgeben. Die Messkarte NI9423 war also für die Erfassung von HTL Signalen konzipiert, und eignete sich nicht direkt dazu, ein TTL Signal zu erfassen. Um die Messkarte NI9423 mit den vorliegenden Sensoren zu benutzen wurde eine einfache Verstärkerschaltung entwickelt und umgesetzt.

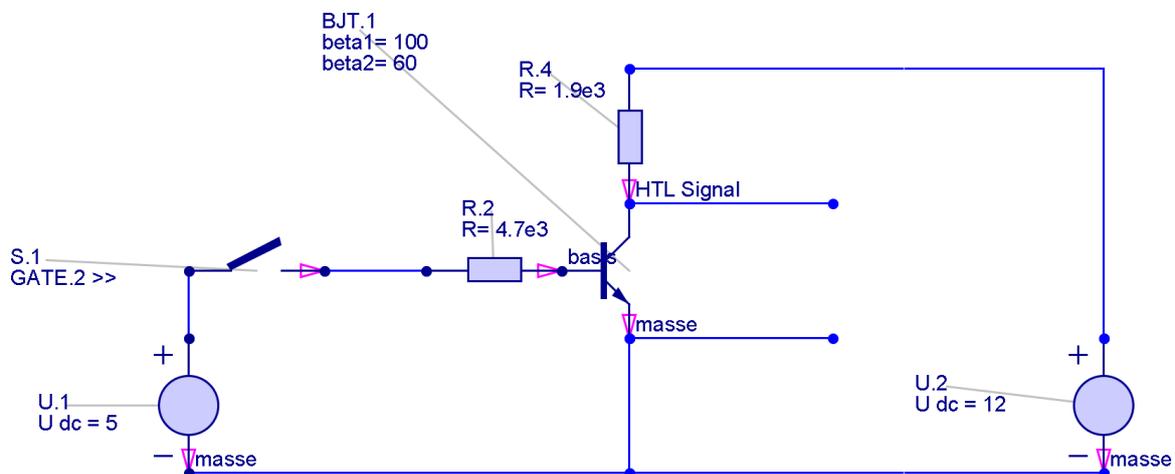


Abbildung 19: Schaltbild für TTL2HTL Verstärker

Mit Hilfe der Schaltung von der Abbildung 19 wird ein TTL in ein HTL Signal übersetzt. Nach dem Einbau dieser Schaltung konnte ein störungsfreies Signal erfasst werden, so dass die periodischen Sprünge eliminiert werden konnten. Der komplette Umbau der

Drehzahlerfassung, mit der Integration der Verstärkerschaltung in die Stromversorgungsbox des Drehmomentflansches erfolgte aus mehreren Gründen nicht.

Einerseits, wurde festgestellt dass es für diese Zwecke bereits fertige Lösungen im Handel existieren [Legi14]. Diese Industrielösung könnte eine bessere und sauberere Verstärkung liefern im Vergleich zu der vorgestellten Variante. Weil es keine Vergleichsmöglichkeiten der Industrielösung mit der am Lehrstuhl entwickelten Verstärkung gab, wurde die Stromversorgungsbox nicht verändert. Eine weitere am Lehrstuhl existierende TTL Messkarte NI9401 (Abbildung 20), welche zur Erfassung eines TTL (5V) Signals ausgelegt ist und über 4 Zählereingänge<sup>2</sup> verfügt, eignete sich nicht zum Einsatz aus mehreren Gründen. Die gleichzeitige Erfassung von mehr als einem Zählereingang war in dem DasyLab Programm in der Praxis nicht möglich. Das Problem könnte an dem Treiber für DasyLab liegen, denn eine gleichzeitige Erfassung von 4 Zählereingängen mit einem anderen Programm (LabView) funktionierte tadellos.

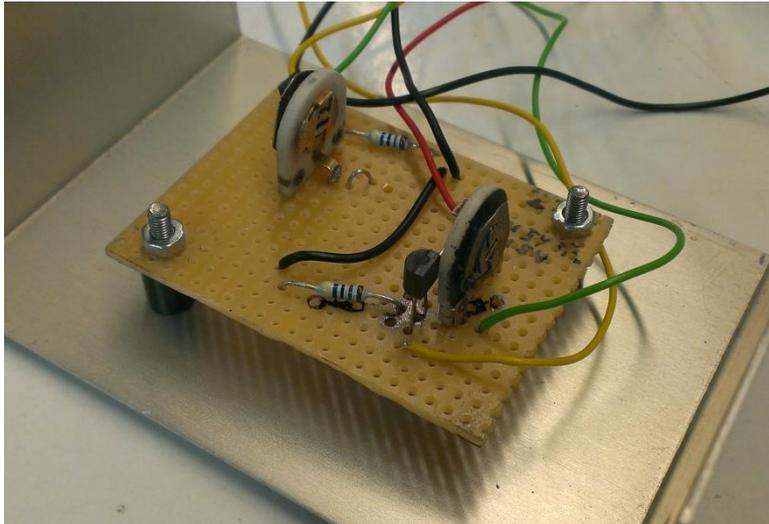


**Abbildung 20: Drehzahlsignalerfassung über Messkarte NI 9401**

Für die Versuche war eine gleichzeitige Erfassung von zwei Zählereingängen unumgänglich, aber ein Umstieg auf ein anderes Programm sollte vermieden werden. Folglich konnte Messkarte NI9401 nicht verwendet werden, und der Messaufbau wurde mit der Messkarte NI9423 vollzogen. Die bereits erstellte Verstärkerschaltung kam hierbei zur Anwendung.

---

<sup>2</sup> Zählereingänge auch Counter genannt, werden benötigt um die Frequenz des TTL-Signal Hardwaremäßig zu erfassen.



**Abbildung 21: TTL2HTL Verstärker**

Das erste Konzept dieser Schaltung wurde überarbeitet, durch Simulationen wurden die Endwerte für die zu verbauende Widerstände ermittelt. Die Simulationsergebnisse sind im Anhang 1 zu finden. Anschließend wurden zwei Verstärkerschaltkreise mit den entsprechenden Bauelementen zusammengelötet und in einer Box (Abbildung 21) verbaut. Dabei wurden für bessere Einstellungsmöglichkeiten variable Widerstände verwendet. Das endgültige Konzept der Drehzahlerfassung ist in der Abbildung 22 vorgestellt.



**Abbildung 22: Drehzahlerfassung über Messkarte NI9423**

Eine weitere Störung trat während der Versuche auf. An einigen Tagen meldete einer der Drehmomentsensoren unstetige Werte. Der Sensor lieferte ein Drehmoment von 50 Nm oder -50 Nm, und kam somit an seine Grenzen. Eine mögliche Überlastung des Drehmomentsensors wurde ausgeschlossen, weil das Getriebe mit einem maximalen Drehmoment von 40 Nm belastet worden war. Die Störungsquellensuche ergab, dass dieses Problem auch ohne eingeschaltete Motoren auftritt, und die Störung ebenfalls von der Status-LED am Stator kommuniziert wird. Laut Datenblatt, erfolgte bei jeder Störung Kommunikation zwischen dem Stator und dem Rotor. Im Normalfall erfolgt eine derartige Kommunikation nur am Anfang der Messung, beim Einschalten des Sensors. Die Störung trat ungefähr alle drei Minuten auf. Es stellte sich heraus, dass auch der Lüfter von der

Klimaanlage am nebenan stehenden Prüfstand ebenfalls alle drei Minuten anläuft. Nach dem Überprüfen der Leitungen war die Störungsquelle identifiziert: der größte Teil der elektrischen Messgeräte waren an derselben Leitung angeschlossen, wie auch die Klimaanlage. Neben den zwei Drehmomentmesssensoren waren auch der Steuerrechner und die Messkarten an derselben Leitung angeschlossen. Nach dem Aufteilen der Stromverbraucher auf andere Steckdosen war das Problem beseitigt. Als Ursache der Störung wurde die kurzzeitig unterbrochene Stromversorgung der Messgeräte aufgrund der Stromstärkenschwankungen im Versorgungsnetz identifiziert. Jede Unterbrechung der Stromversorgung des Sensors führt zur erneuten Initialisierung des Rotors am Stator. Für die weiteren Untersuchungen ist es empfehlenswert mehrere Steckdosen für die Stromverbraucher zu benutzen, um die eventuellen Messstörungen bei empfindlichen Messgeräten zu vermeiden.

#### **5.5.1.2 Temperatur**

Zusätzlich zu den Drehmoment- und Drehzahlsensoren wurden Temperatursensoren für die Überwachung der Temperatur des Prüfgetriebes installiert. Die zwei handelsüblichen Pt100-Sensoren mit dem Durchmesser von 6 mm befanden sich im Öleinfüllstutzen und im Ölablassstutzen. Die Temperaturmesswerte wurden während der Versuche aufgezeichnet und in die Auswertung mit aufgenommen.

#### **5.5.2 Messdatenerfassung**

Die softwaregestützte Messdatenerfassung erfolgt über den Steuerrechner mit drei daran angeschlossenen Messkarten. Der Aufbau besteht aus einer analogen Messkarte und zwei Messmodulen von National Instruments.

##### **5.5.2.1 Messkarten**

Die Messkarte SICONN-USB2 Basic der Fa. Geitmann reicht für die Erfassung von bis zu 16 analogen Messsignalen. Mit Hilfe dieser wurden die analogen Messsignale der Drehmomentsensoren erfasst. Für die Erfassung der anderen Messgrößen wurde ein Chassis von National Instruments NI cDAQ 9174 mit zwei eingebauten Messkarten verwendet. In der endgültigen Zusammenstellung war die Karte NI9423 für die Erfassung der Drehzahl zuständig. Die bei der Erfassung der Drehzahl aufgetretenen Schwierigkeiten und die Lösung des Problems sind im Kapitel 5.5.1.1 beschrieben. Für die Temperaturmessung war die Messkarte NI9217 zuständig. Die Messkarten sind auf den Abbildungen 23 und 24 zu sehen.



Abbildung 23: Messkarte SICONN-USB2 Basic [Geit14]



Abbildung 24: Messmodul für die Signalerfassung von National Instruments. Beinhaltet digitale Messkarte und Temperaturmesskarte [Nico13]

### 5.5.2.2 Messprogramm

Bei analogen Signalen handelt es sich um einen  $\pm 10V$  Anschluss, wobei das ankommende Spannungssignal skaliert wird und daraus ein Wert entsteht. Die Skalierung erfolgt über die Software und muss immer auf jeden Sensor abgestimmt werden. Bei einem digitalen Signal handelt es sich um ein 24V bzw. 5V Anschluss, bei welchem die Anzahl der Flanken in einer bestimmten Zeit, also die Frequenz gezählt wird. Von der Frequenz wird auf den Messwert zurückgeschlossen. Die Daten von der Messkarte werden mithilfe der Software DasyLab 9 erfasst, skaliert, am Bildschirm in Echtzeit ausgegeben und weiterverarbeitet. Die Auswahl des Messprogramms wurde durch die Treiber der verwendeten Messkarten eingeschränkt. So funktioniert die Messkarte der Fa. Geitmann nur mit der DasyLab der Version 9.

Während der Versuche wurden die gemessenen Werte aufgezeichnet und in je einer Datei abgespeichert. Die Abbildung 25 zeigt die Benutzeroberfläche und das erstellte Layout für die Versuchsdurchführung auf dem Bildschirm.

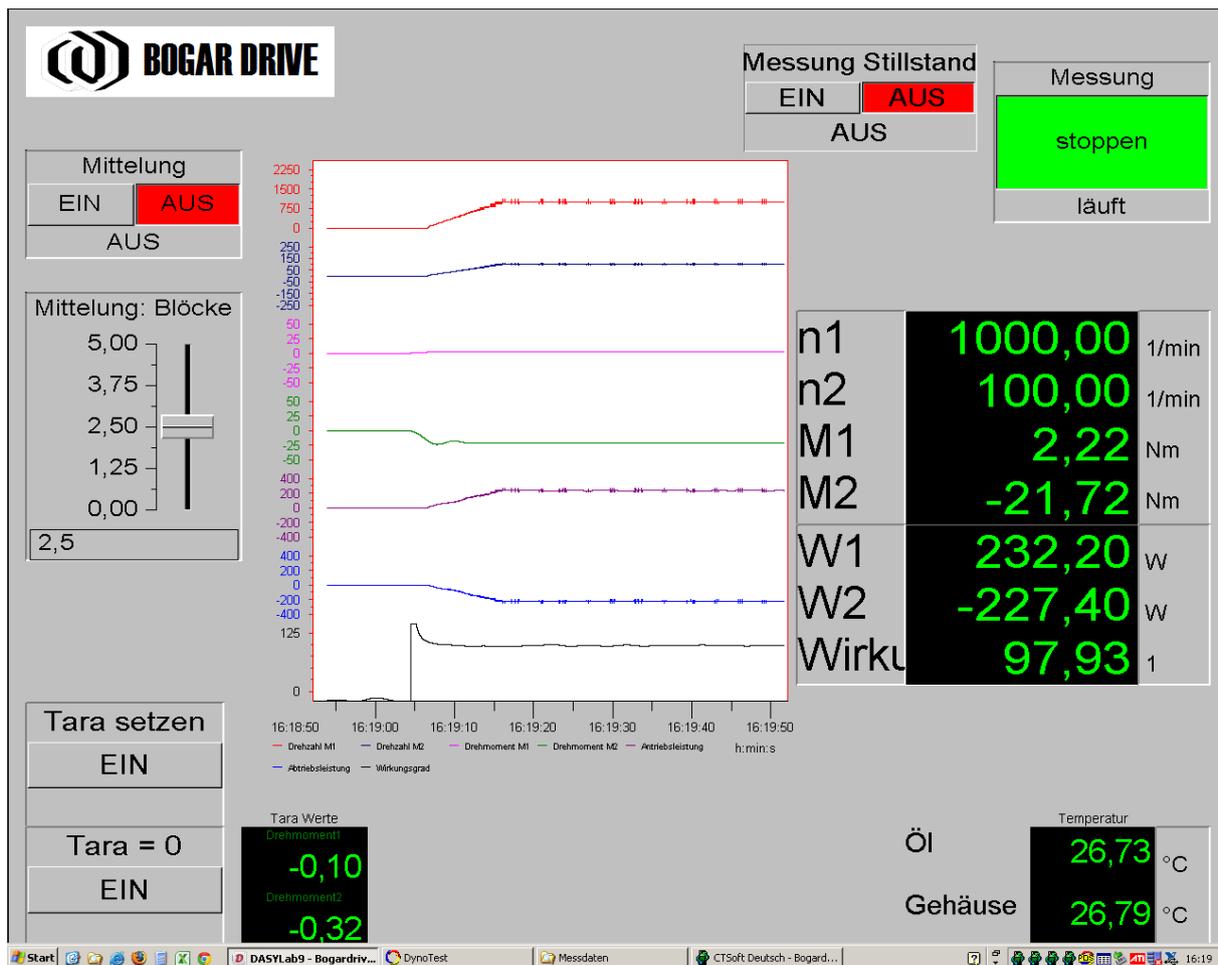


Abbildung 25: Benutzeroberfläche des DasyLab 9

Die Erfassung des Drehmomentes erfolgt mit analogem Spannungssignal, welches mit dem Tiefpassfilter um das „Rauschen“ bereinigt wird. Damit die Erfassung der Daten synchron mit allen anderen verläuft, werden die Datenströme gemittelt, so dass auf allen Kanälen in einer bestimmten Zeit gleich viele Datensätze vorhanden sind. Das Temperatursignal wird nach der Erfassung ebenfalls gemittelt. Die Erfassung der Drehzahl wurde bereits im Kapitel 5.5.1.1 angesprochen. Die Drehzahlen wurden im Messprogramm nur gemittelt. Parallel zur Messung wird die Leistung mithilfe der Multiplikation des Drehmomentes und der Drehzahl jeweils für Antrieb und Abtrieb mit der Formel (13) ermittelt.

$$P_{an} = M_{an} \cdot n_{an} \cdot 2\pi \quad (13)$$

Der Wirkungsgrad kann mit der Formel (14) berechnet werden. Da bei den ersten Versuchen die Drehzahlerfassung nicht einwandfrei funktionierte, wurde der Wirkungsgrad mit Hilfe der bekannten Übersetzung vereinfacht mit der Formel (15) ermittelt.

Da an der Antriebsmaschine Leistung abgegeben wird, hat sie ein negatives Vorzeichen. Damit der Wirkungsgrad nicht negativ bleibt, wird das negative Vorzeichen nochmals hinzugefügt.

$$\eta = - \frac{P_{ab}}{P_{an}} \quad (14)$$

$$\eta = - \frac{M_{ab}}{M_{an} \cdot i} \quad (15)$$

Die zeitgleiche Ausgabe der Mess- sowie der berechneten Daten erfolgt am Bildschirm, ergänzend werden diese Daten in einer externen Datei protokolliert. In der Tabelle 11 sind alle Messgrößen sowie aus den Messdaten berechnete Größen zusammengestellt.

**Tabelle 11: Übersicht der Mess- und Rechengrößen**

<b>Messgröße</b>	<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>
Antriebsdrehzahl	$n_{an}$	U/min
Abtriebsdrehzahl	$n_{ab}$	U/min
Antriebsdrehmoment	$M_{an}$	Nm
Abtriebsdrehmoment	$M_{ab}$	Nm
Temperatur Ölsumpf	$T_s$	°C
Temperatur Führungsschiene	$T_f$	°C
<b>Rechengröße</b>		
Leistung am Antrieb	$P_{an}$	W
Leistung am Abtrieb	$P_{ab}$	W
Wirkungsgrad	$\eta$	%

Für den zweiten Teil der Untersuchungen, die Lebensdauerbestimmung, wurde eine Zeituhr mit in das Messprogramm integriert. Die Uhr zählte, sobald sich die Antriebsachse zu drehen begann und eine Drehzahl von 100 U/min erreichte. Dies war erforderlich, weil die Lebensdaueruntersuchungen nicht an einem Tag mit einem Anlauf durchgeführt wurden, sondern innerhalb von zwei Wochen mit mehreren Anläufen verliefen.

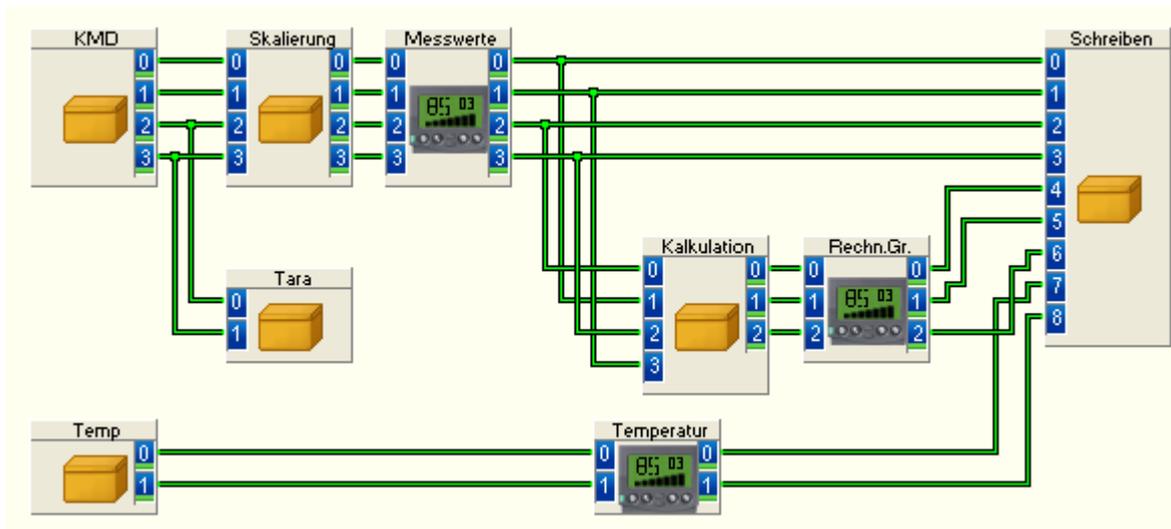


Abbildung 26: Messprogramm Übersicht

In der Abbildung 26 ist ein Überblick über das Messprogramm dargestellt. Die Drehmoment- und Drehzahlmesswerte werden erfasst, danach skaliert und am Bildschirm ausgegeben. Mit den erfassten Messwerten wird die Kalkulation der Leistung, und des Wirkungsgrades ausgeführt und ebenfalls am Bildschirm ausgegeben. Die Temperatur wird ebenfalls zur Kontrolle am Bildschirm angezeigt. Anschließend werden alle Mess- und Rechengrößen in einer Datei protokolliert. Blackbox „Tara“ ist für das Trieren der Drehmoment-Messung verantwortlich. Die Kalkulationsschritte sind in der Abbildung 27 aufgezeigt.

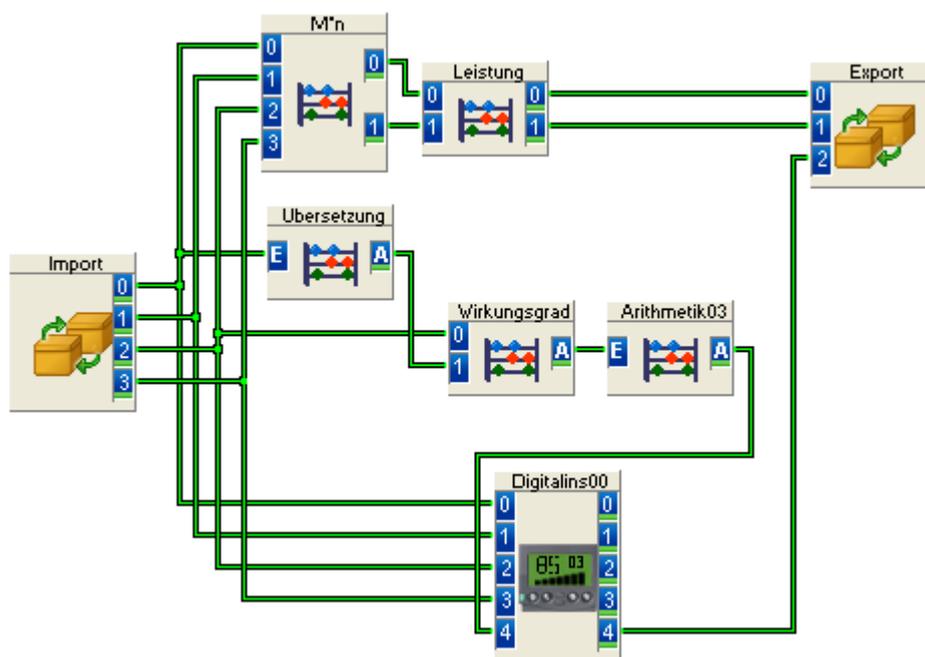


Abbildung 27: Kalkulationsschritte im Messprogramm

## 6. Durchführung der Messungen

Der Durchlauf der Messungen bestand aus mehreren Schritten. Vor dem Einschalten der Elektromotoren wurden die Getriebewellen auf ihre ordentliche Funktion durch kurzes drehen mit der Hand überprüft. Im nächsten Schritt wurde das Tarieren durchgeführt. Dabei wurden die Messwerte der Drehmomentmessflansche genullt. Erst nach diesem Schritt wurden die Motoren am Umrichter mit Strom versorgt. Danach wurde die Regelungsart im Steuerprogramm ausgewählt, und die Motoren zur Regelung freigegeben. Nach der Freigabe der Regelung wurden die entsprechende Drehzahl am Antrieb, sowie das entsprechende Drehmoment am Abtrieb eingestellt. Da die Steuerung der Motoren über keinen eigenen Drehmomentsensor verfügt, wird das vorgegebene Drehmoment anhand der Stromstärke ermittelt. Diese Ermittlung war unzuverlässig, reichte jedoch für die Steuerung aus. In der Praxis musste beim Drehmoment ein höherer Wert im Steuerprogramm eingegeben werden, als für die Versuchsreihe benötigt wurde. Für die Messung und Auswertung war nur der vom Drehmomentmessflansch gelieferte Wert von Bedeutung. Die Reihenfolge der Untersuchungen und deren Durchführung wird in den Kap. 6.1-6.3 erklärt.

### 6.1 Wirkungsgradmessung, Getriebe 1

Die Wirkungsgradmessung erfolgte unter verschiedenen Drehzahlen und Lastverhältnissen. Die Drehzahlen wurden dabei von 500 U/min bis 2500 U/min in 500 U/min Schritten variiert, und das Abtriebsdrehmoment wurde von 10 Nm bis 40 Nm in 10 Nm Schritten variiert. Jeder einzelne Betriebspunkt wurde drei Mal zu unterschiedlichen Zeiten angefahren und 60 Sekunden lang vermessen. Abschließend wurden die gemessenen Werte von jedem Versuch gemittelt und nach den Betriebspunkten sortiert. Die Ergebnisse der drei Messungen eines Betriebspunktes wurden nochmals gemittelt.

Um die eventuelle Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehrichtung der Antriebswelle zu erfassen, wurden die Versuche für jeden Betriebspunkt bei rechtsdrehender sowie bei linksdrehender Antriebswelle gemessen.

Für die statische Wirkungsgradmessung wurde das Drehmoment bei der festgehaltenen Antriebswelle und angelegtem Drehmoment am Abtrieb gemessen. Realisiert wurde das durch die Vorgabe der Drehzahl 0 U/min am Antrieb und eines Drehmoments von 10, 20, 30 und 40 Nm. Die statische Wirkungsgradmessung benötigt einer genaueren Beurteilung, welche im Kap. 7.1.4 erläutert wird.

Die Wirkungsgrade der so gemessenen einzelnen Betriebspunkte sind im Kapitel 7.1 dargestellt.

Zuerst stand ein Kugelschneckengetriebe mit Kugeln aus Stahl zur Untersuchung. Dieses Getriebe wurde am beschriebenen Prüfstand untersucht, jedoch wurde nach den Versuchsreihen im abgelassenen Getriebeöl eine Reihe an metallischen Partikeln entdeckt. Diese Partikeln waren sehr klein und gleichmäßig im Öl verteilt. Nach der Demontage durch den Erfinder wurde festgestellt, dass die Kugeln deformiert waren und Abnutzungsspuren abrasiven Ursprungs enthielten. Als denkbare Ursache war zu hohe Flächenpressung im Kontaktbereich identifiziert. Daraufhin wurde versucht den Kontaktbereich durch die Verwendung von härteren Materialien zu optimieren. Die Kugeln aus Stahl wurden durch die Kugeln aus Keramik (Silizium-Karbid) ersetzt. Mit diesem Getriebe wurden die Versuche zur Wirkungsgraduntersuchung wiederholt.

## **6.2 Wirkungsgradmessung, Getriebe 2**

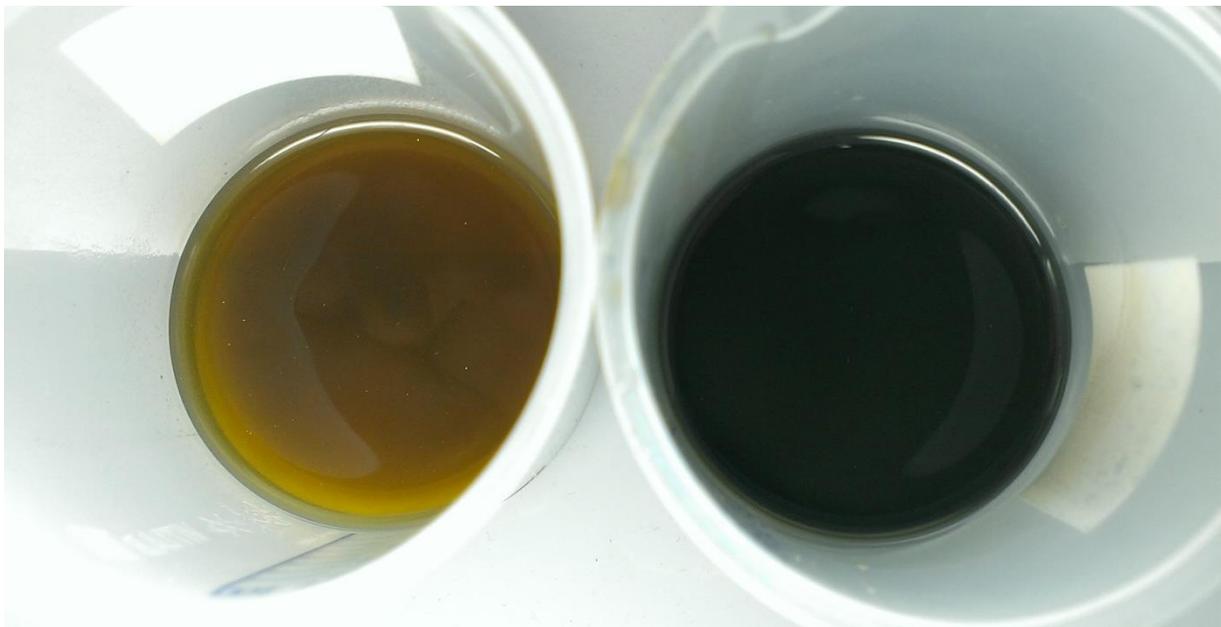
Das Getriebe 2 wurde ausgehend von den Untersuchungen mit dem Getriebe 1 hingegen optimiert, dass die kraftübertragenden Kugeln aus Stahl durch Kugeln aus Silizium-Karbid ersetzt wurden. Mit dem neuen Getriebe wurde die Messung der jeweiligen Betriebspunkte wiederholt. Die Anzahl der Betriebspunkte wurde jedoch verkleinert. Die Drehzahl wurde dabei nur noch bis 2000 U/min variiert und umfasste jetzt Drehzahlen 500, 1000, 1500 und 2000 U/min. Der Abtriebsdrehmoment wurde ebenfalls geändert: das Maximum für den Bremsmoment wurde auf 30 Nm festgelegt. Somit wurden folgende Bremsmomente während der Versuche eingestellt: 10, 20 und 30 Nm. Ausgehend aus den Versuchen mit dem ersten Getriebe wurde nur eine Drehrichtung der Antriebswelle festgelegt. Bei dem Getriebe 2 wurde die Antriebswelle nur gegen den Uhrzeigersinn gedreht. Die Ergebnisse der Messungen finden sich im Kapitel 7.2.

## **6.3 Lebensdaueruntersuchung, Getriebe 2**

Anschließend wurde die Lebensdauer des Getriebes 2 untersucht. Dazu wurde das bestehende Messprogramm etwas abgeändert, so dass die erfassten Messdaten im Programm gemittelt, und je ein Datensatz pro Minute ausgegeben und abgespeichert wurde. Die Lebensdaueruntersuchung sollte voraussichtlich 400 Stunden andauern. Die ersten Stunden wurden unter ständiger Beobachtung gefahren. Während dieser Stunden wurde der Prüfstand zweimal angehalten, zwecks Kontrolle und Überprüfung, aber auch um den Prüfstand nicht

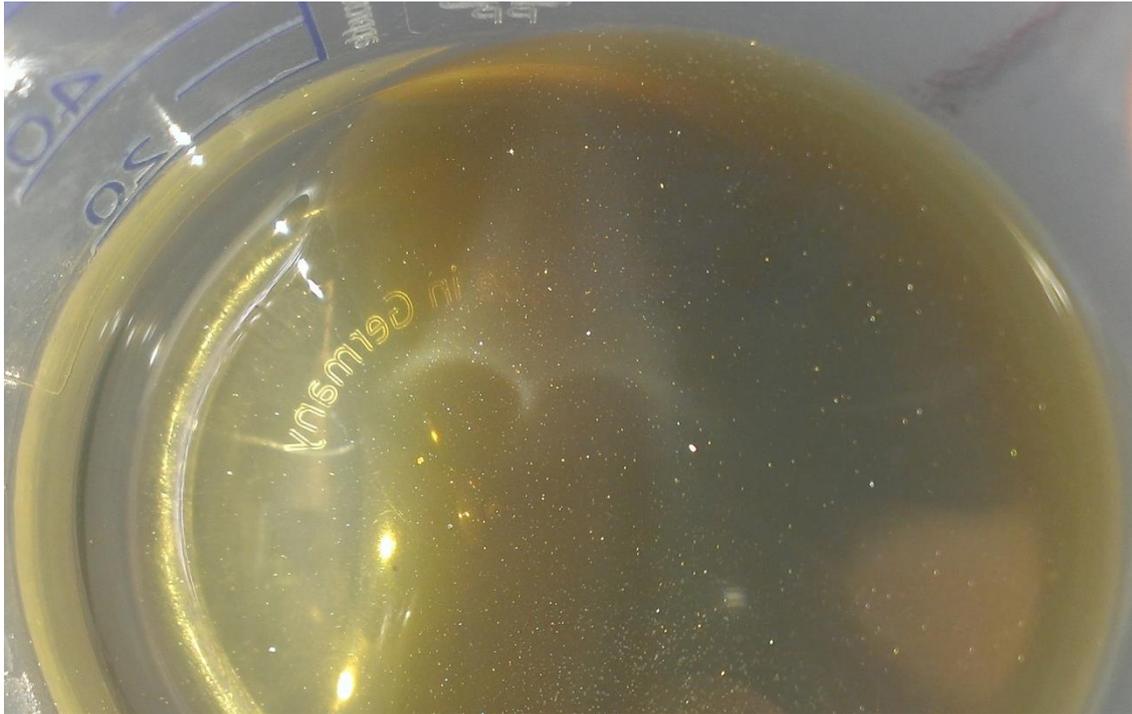
unbeaufsichtigt nachts laufen zu lassen. Diese Anhalte sind bei 10 und 12 Stunden im Temperaturverlauf als Zacken deutlich zu erkennen. Des Weiteren wurde der Prüfstand bei 46 Stunden Laufzeit angehalten. Dies erfolgte automatisch durch das Steuerprogramm. Der Grund für die Automatische Abschaltung konnte nicht genau ermittelt werden. Vieles deutete auf die Überhitzung der Bremsmaschine hin. Nach einem Neustart des Steuer-/Messrechners wurde der Versuch fortgeführt. Während der 85. Versuchsstunde wurden Geräusche ausgehend vom Getriebe wahrgenommen, und der Versuch wurde abgebrochen.

Nach der Überprüfung wurden Geräusche auch bei kleineren Drehgeschwindigkeiten festgestellt. Daraufhin wurde das Getriebe abgebaut, das Öl abgelassen und zwecks Demontage das Getriebe an den Entwickler verschickt worden. In der Abbildung 28 sind die Proben des abgelassenen Öls zu sehen.



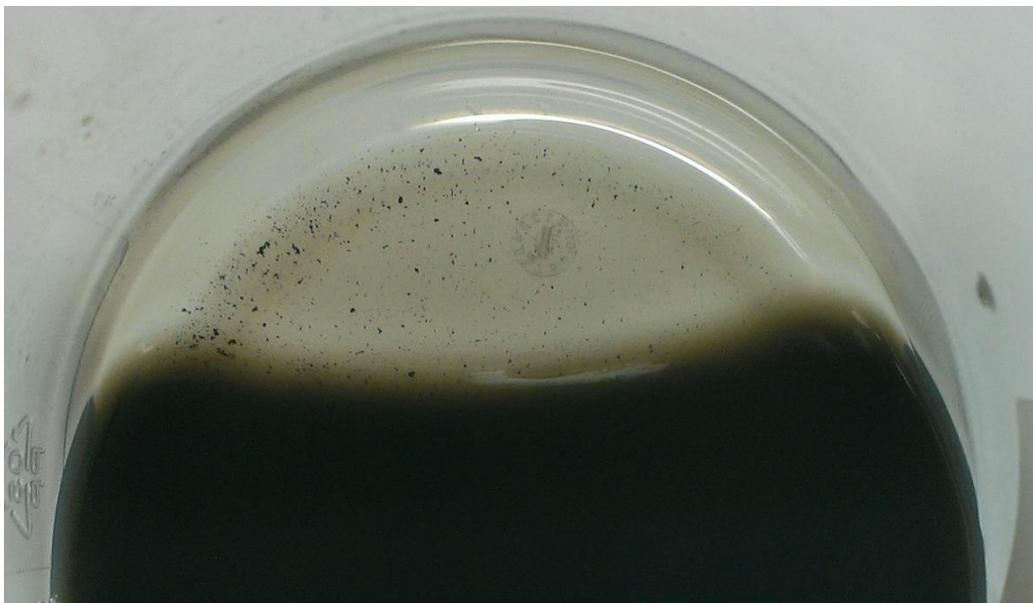
**Abbildung 28:** Abgelassenes Öl aus Getriebe 2. Links - nach Wirkungsgradmessung, rechts - nach Lebensdaueruntersuchung

Links im Bild ist das Öl aus Getriebe 2 nach der erfolgten Wirkungsgradmessung. Die Farbe des Öls ist gelb-braun, im Öl befinden sich einige glitzernde metallische Partikel. Diese Partikel sind noch deutlicher bei der Aufnahme mit Blitz auf der Abbildung 29 zu sehen.



**Abbildung 29: Öl aus Getriebe 2 nach Wirkungsgradmessung**

Die rechte Probe zeigt das Öl aus Getriebe 2 nach der Lebensdaueruntersuchung. Die Farbe des Öls ist schwarz. Auf der weiteren Abbildung 30 sind schwarze Partikel im Öl erkennbar.



**Abbildung 30: Öl aus Getriebe 2 nach Lebensdaueruntersuchung**

Nach dem Abbruch der Lebensdaueruntersuchung wurden keine weiteren Versuche mehr aufgenommen. Leider wurden die erwarteten 400 Stunden Lebensdauer nicht erreicht, sondern lediglich volle 85 Stunden. Dies zeigt dass entweder die theoretischen Betrachtungen

auf Basis der Wälzlager nicht ganz zutreffend waren, oder aber auch die Berechnung der theoretischen Lebensdauer nicht fehlerfrei war. Möglicherweise basiert der frühe Ausfall des Getriebes darauf, dass die vorhergehenden Wirkungsgradmessungen auf höheren Lasten basierten, als die Auslegung des Getriebes das vorsah. Anschließend folgt die Auswertung der erfassten Messergebnisse.

## 7. Auswertung der Messergebnisse

Nach der Durchführung der Messungen wurden die mitgeschriebenen Messwerte analysiert und ausgewertet. Nachfolgend erfolgt die Unterteilung in die Versuchsphasen: Getriebe 1, Getriebe 2 und Lebensdaueruntersuchung bei dem Getriebe 2.

### 7.1 Wirkungsgradmessung Getriebe Nr. 1

Das erste Getriebe mit den Kugeln aus Stahl wurde auf dem Prüfstand untersucht. Neben dem Ändern der Drehrichtung am Antrieb wurde die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl und von der Last untersucht.

Die Ergebnisse der Messungen für das Getriebe 1 bei der Drehung der Antriebswelle im Uhrzeigersinn sind in der Tabelle 12 zusammengefasst. Dabei fehlt die Angabe für den Betriebspunkt bei 2500 U/min und einer Last von 40 Nm, weil dieser ausgehend aus den Abnutzungsspuren des Getriebes (metallische Partikel im abgelassenen Öl) nicht mehr angefahren wurde.

Tabelle 12: Versuchsergebnisse Getriebe 1, rechtsdrehend

Wirkungsgrad $\eta$ [%]		Antriebsdrehzahl $n_1$ [U/min]					
		0	500	1000	1500	2000	2500
Abtriebs- drehmoment $M_2$ [Nm]	10	97,55	91,72	89,92	88,38	88,21	89,42
	20	97,44	94,91	93,88	93,20	92,68	92,07
	30	99,43	95,28	94,56	93,77	93,53	90,70
	40	99,55	96,89	96,60	95,81	96,15	X

In der Tabelle 13 sind die entsprechenden Ergebnisse für die Drehung der Antriebswelle gegen den Uhrzeigersinn dargestellt.

Tabelle 13: Versuchsergebnisse Getriebe 1, linksdrehend

Wirkungsgrad $\eta$ [%]		Antriebsdrehzahl $n_1$ [U/min]				
		500	1000	1500	2000	2500
Abtriebs- drehmoment $M_2$ [Nm]	10	97,64	96,92	96,65	95,95	95,09
	20	97,24	97,21	97,22	96,70	94,95
	30	96,80	96,94	97,00	96,64	80,02
	40	96,99	97,20	97,47	97,11	85,48

### 7.1.1 Abhängigkeit von der Drehrichtung

Um herauszufinden, ob die Drehrichtung des Kugelschneckengetriebes auf den Wirkungsgrad Einfluss hat, wurde das Getriebe in beide Drehrichtungen (im Uhrzeigersinn und gegen den Uhrzeigersinn) angetrieben. Die Drehrichtung bestimmt auch die Belastung der Antriebswelle. Beim Antrieb im Uhrzeigersinn werden die Kugeln zwischen den Zahnrädern nach rechts in der dargestellten Ansicht in Abbildung 31 transportiert. Bei dem Antrieb in der dem Uhrzeigersinn entgegengesetzten Richtung werden die Kugeln im Bild nach links transportiert.

Bei der Antriebsrichtung im Uhrzeigersinn wurden Wirkungsgrade zwischen 88% und 97% gemessen. Bei der entgegengesetzten Richtung dagegen, wurden Wirkungsgrade zwischen 96% und 98% gemessen. Eine graphische Darstellung der Messergebnisse liefern die folgenden zwei Abbildungen 32 und 33.

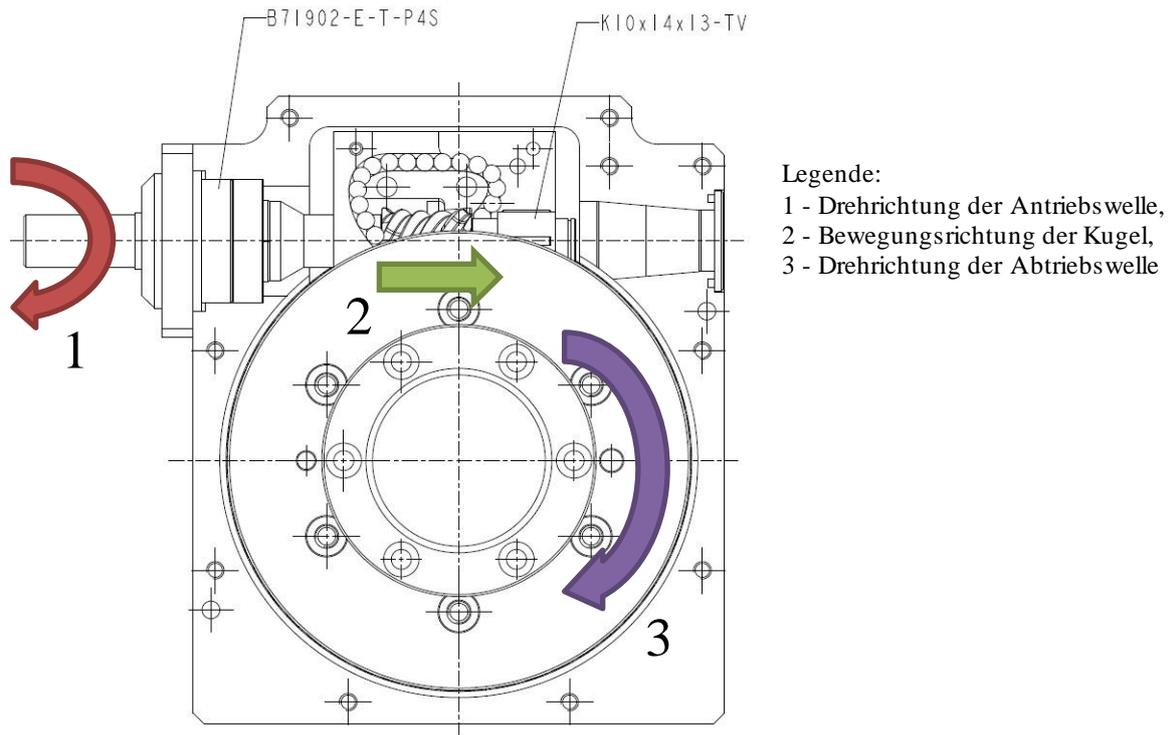


Abbildung 31: Kugelschneckengetriebe im Schnitt mit Drehrichtung und Kugelverlauf [Boga14]

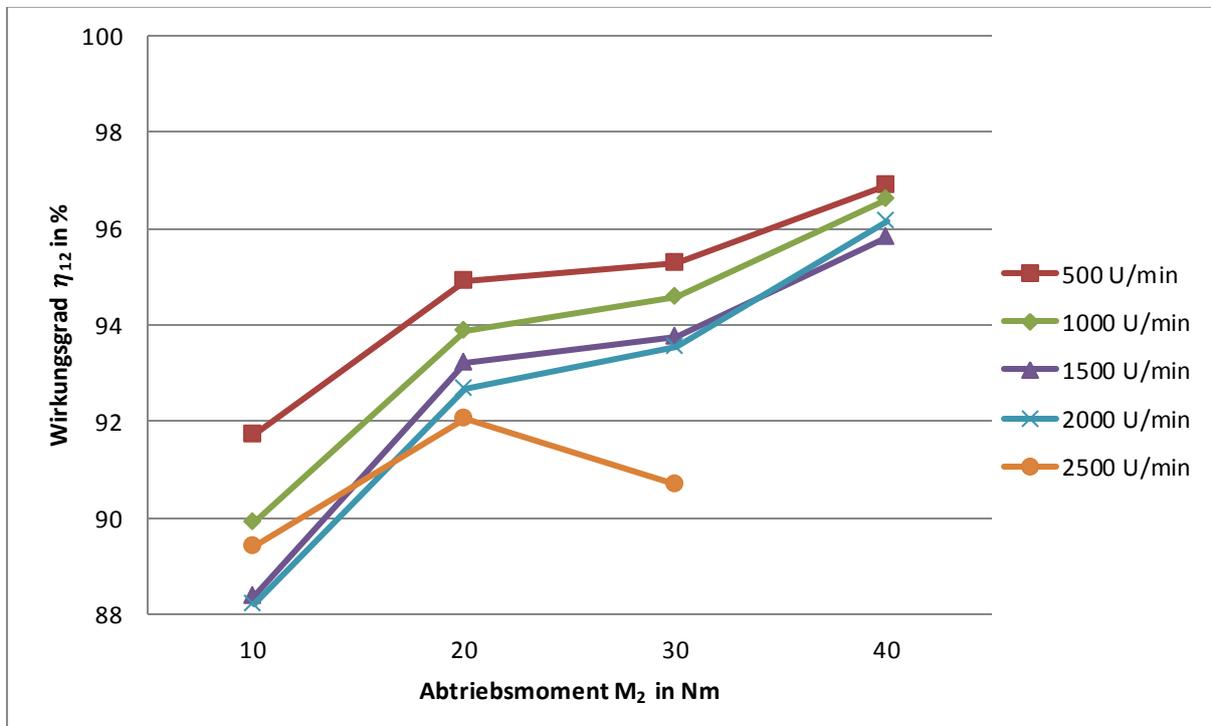


Abbildung 32: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 1, Antrieb rechtsdrehend

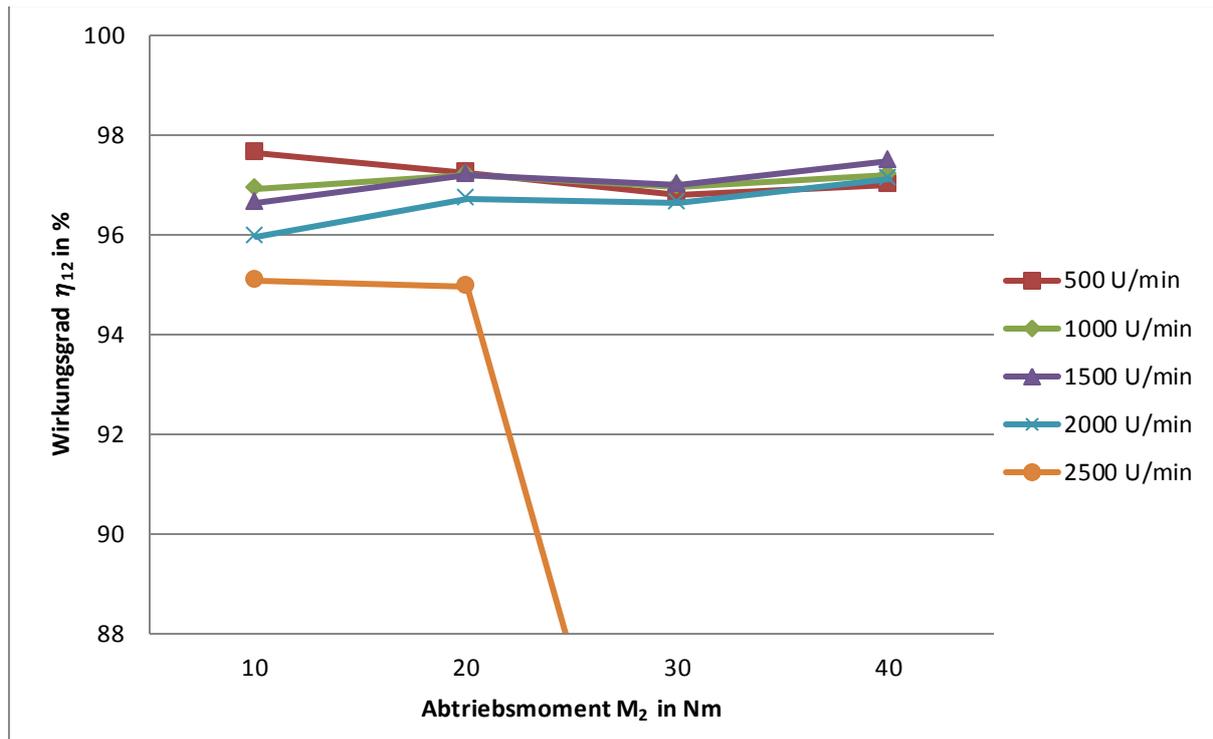


Abbildung 33: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 1, Antrieb linksdrehend

Wenn in der Abbildung 32 eine deutliche Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl sowie von der Last zu erkennen ist, so sind die Verläufe der Wirkungsgrade auf der Abbildung 33 weniger gestreut und zeigen keine Abhängigkeit von der Last an. Die Versuche mit der Drehzahl über 2000 U/min wurden dabei eliminiert, weil bei diesen Drehzahlen die ersten Anzeichen der Beschädigung des Getriebes auftraten, und die Messergebnisse durch die defekten Getriebeelemente negativ beeinflusst wurden.

Die Unterschiede des Wirkungsgrades bei links- und rechtsdrehender Antriebswelle sind auf die unterschiedliche Beanspruchung der Zahnräder im Bereich des Eingriffs mit den Kugeln zu erklären.

### 7.1.2 Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl

Wird der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl betrachtet, so ergibt sich aus der Abbildung 34 eine Tendenz zur Senkung des Wirkungsgrades mit steigender Drehzahl. Zu erklären ist diese Tendenz mit den zunehmenden Planschverlusten bei Steigerung der Drehzahl. Diese Tendenz ist bei allen verwendeten Abtriebsdrehmomenten deutlich erkennbar.

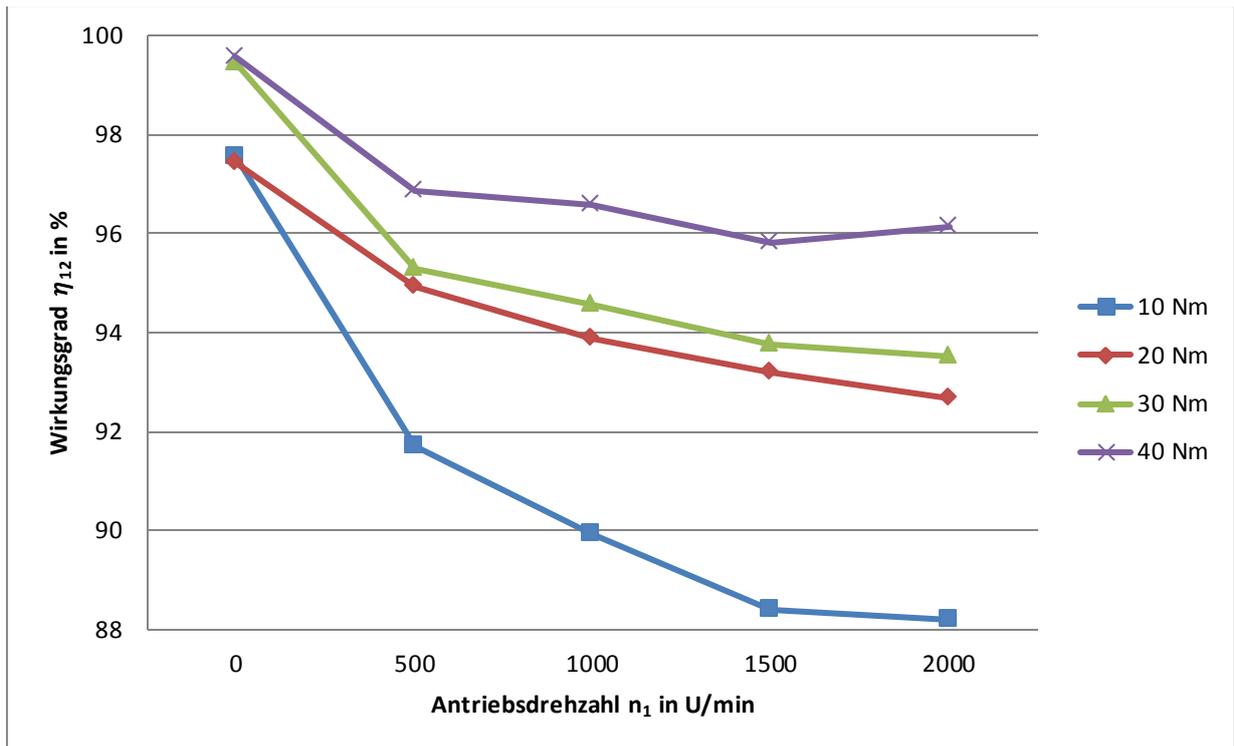


Abbildung 34: Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl, Getriebe 1, Antrieb rechtsdrehend

Die Abbildung 35 zeigt den Wirkungsgradverlauf bei linksdrehender Antriebswelle. Im Stillstand hat das Getriebe einen geringeren Wirkungsgrad als bei drehendem Getriebe.

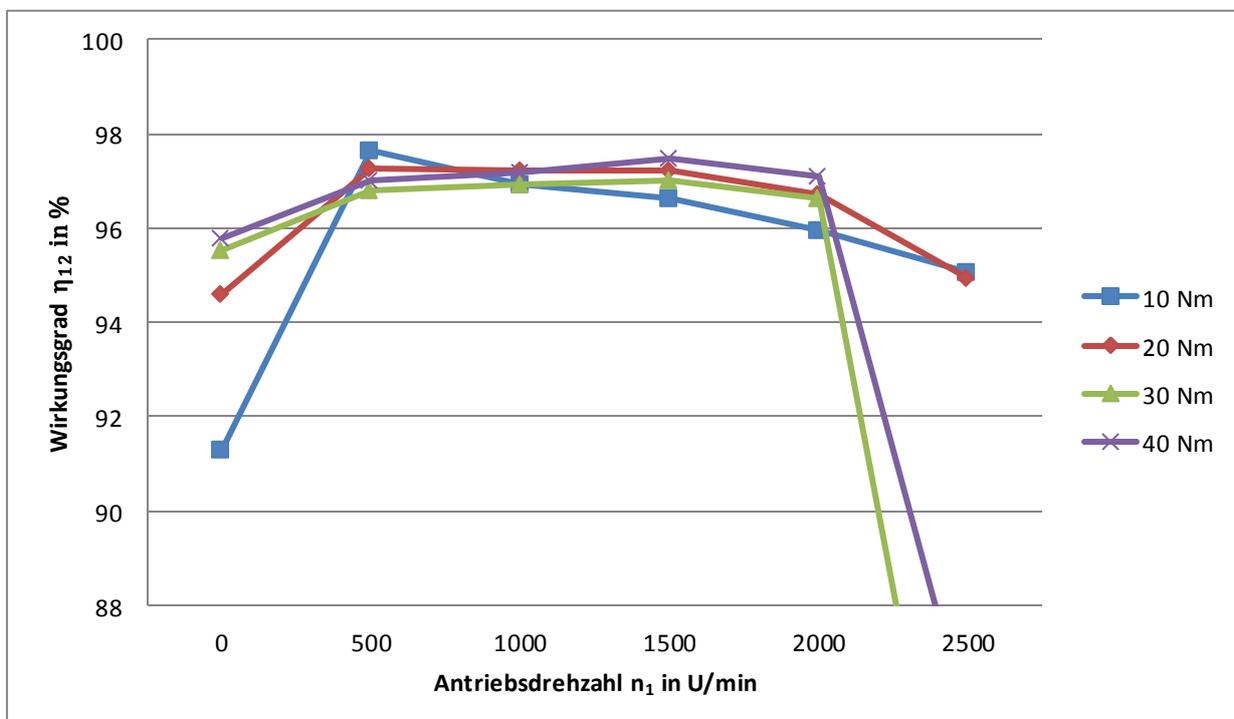


Abbildung 35: Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl, Getriebe 1, Antrieb linksdrehend



Die in den Antriebs- sowie Abtriebsstrang gemessenen Drehmomente wurden für die Berechnung des Wirkungsgrades verwendet. Gleichzeitig wurde das Getriebe durch die Vorgabe der Null-Drehzahl an der Antriebsmaschine gebremst. Diese Antriebskonstellation ist in der Abbildung 36 dargestellt. Somit erfolgte der Antrieb des Getriebes von der umgekehrten Seite, Leistungsfluss erfolgte von Maschine 2 zur Maschine 1. Dies wurde bei der Berechnung entsprechend berücksichtigt in dem ein Kehrwert des Wirkungsgrades in einem Zusatzschritt gebildet wurde.

Dabei ist zwischen den beiden Wirkungsgraden  $\eta_{12}$  und  $\eta_{21}$  zu unterscheiden, die wie folgt berechnet werden:

$$\left(\frac{M_1}{M_2}\right)_{P_1 < 0} = -\frac{\eta_{21}}{i_{12}} \quad (16)$$

$$\left(\frac{M_1}{M_2}\right)_{P_1 > 0} = -\frac{1}{\eta_{12} \cdot i_{12}} \quad (17)$$

$$\eta_{12} = -\frac{M_2}{M_1 \cdot i_{12}} \quad (18)$$

$$\eta_{21} = -\frac{M_1 \cdot i_{12}}{M_2} \quad (19)$$

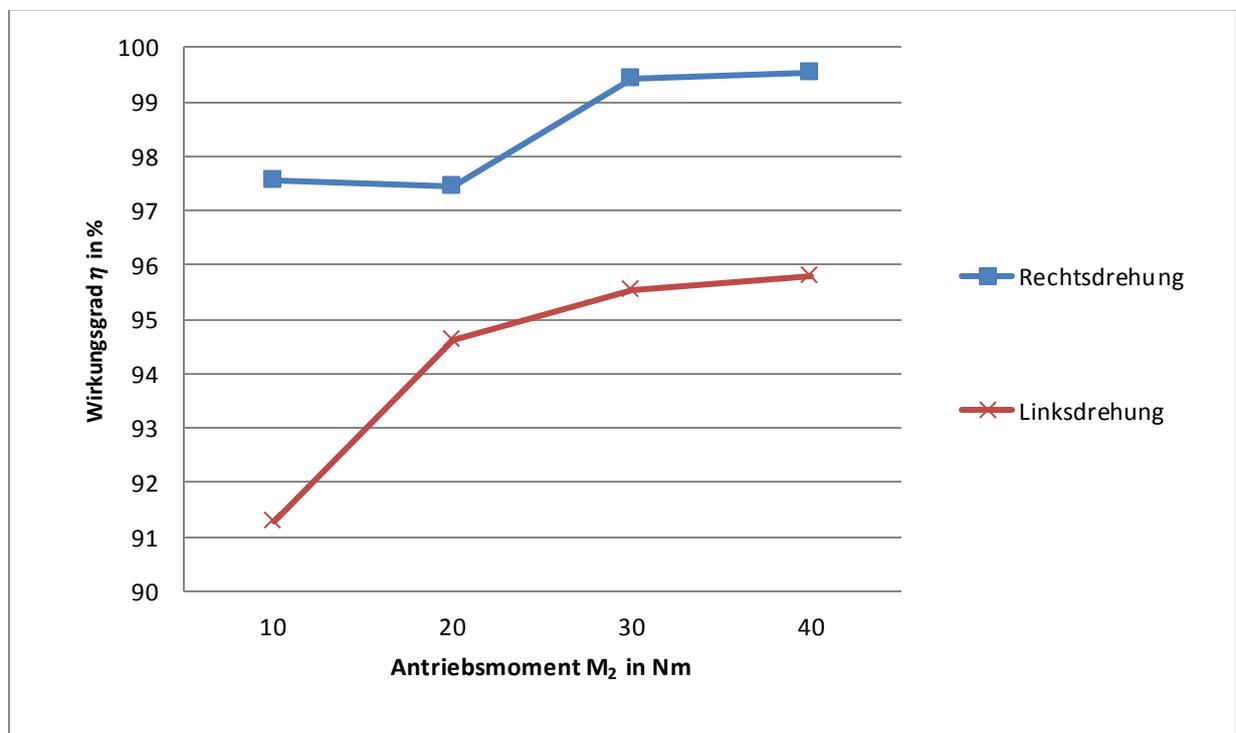


Abbildung 37: Statischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 1

Im Vergleich zu den vorigen Kapiteln 7.1.1-7.1.3 wo der Wirkungsgrad  $\eta_{12}$  beim Leistungsfluss von der Welle 1 zur Welle 2 ermittelt wurde, geht es in diesem Kapitel um den Wirkungsgrad  $\eta_{21}$  mit dem Leistungsfluss von der Welle 2 zu der Welle 1. Eine Gegenüberstellung der Wirkungsgrade beim Leistungsfluss von der Maschine 1 zu Maschine 2, sowie in umgekehrter Richtung ist in Abbildung 37 zu sehen. Die Verläufe der Wirkungsgrade bei einer Rechts- und Linksdrehung unterscheiden sich wenig voneinander. In beiden Fällen steigt der Wirkungsgrad mit dem steigenden Drehmoment. Der bei einer Rechtsdrehung erreichte Wirkungsgrad liegt insgesamt um etwa 4 % über dem Wirkungsgrad bei einer Linksdrehung. Bei den Statischen Versuchen sind die Planschverluste ausgeschlossen, der Wirkungsgradverlust resultiert sich aus der Verzahnungsverlustleistung. Die Verzahnungsverluste hängen wie bereits im Kapitel 7.1.1 angesprochen wurde, von der Drehrichtung der Welle. Diese Erscheinung kann Grund für weitere Untersuchungen an diesem Getriebe sein.

## **7.2 Wirkungsgradmessung Getriebe Nr.2**

Das Getriebe Nr. 2 ist baugleich mit dem Getriebe 1. Im Vergleich zum Getriebe 1 sind die Kugeln des neuen Getriebes nicht mehr aus Stahl, sondern aus Silizium-Karbid. Diese Neuerung sollte die gewünschte Lebensdauer erhöhen. Die Messungen an diesem Getriebe waren nicht mehr so umfangreich und beschränkten sich nur auf die linksdrehende Antriebswelle, sowie Antriebsdrehzahlen zwischen 500 U/min und 2000 U/min in Schritten von 500 U/min und Abtriebsdrehmomente von 10, 20 und 30 Nm. Jeder Betriebspunkt wurde drei Mal vermessen, wobei aus jeweils drei Messungen ein Mittelwert gebildet wurde. Die Linksdrehung der Antriebswelle wurde ausgehend aus den Ergebnissen des ersten Getriebes gewählt, weil diese Anordnung besseren Wirkungsgrad lieferte. In der Tabelle 14 sind die Ergebnisse der Wirkungsgradmessung vorgestellt.

Tabelle 14: Versuchsergebnisse Getriebe 2, linksdrehend

Wirkungsgrad $\eta$ [%]		Antriebsdrehzahl $n_1$ [U/min]			
		500	1000	1500	2000
Abtriebs- drehmoment $M_2$ [Nm]	10	98,43	96,07	93,31	93,41
	20	97,78	97,15	97,01	94,93
	30	96,81	96,79	95,87	96,31

### 7.2.1 Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Drehzahl

In der Abbildung 38 sind die Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit von der Drehzahl bei unterschiedlichen Drehmomenten dargestellt.

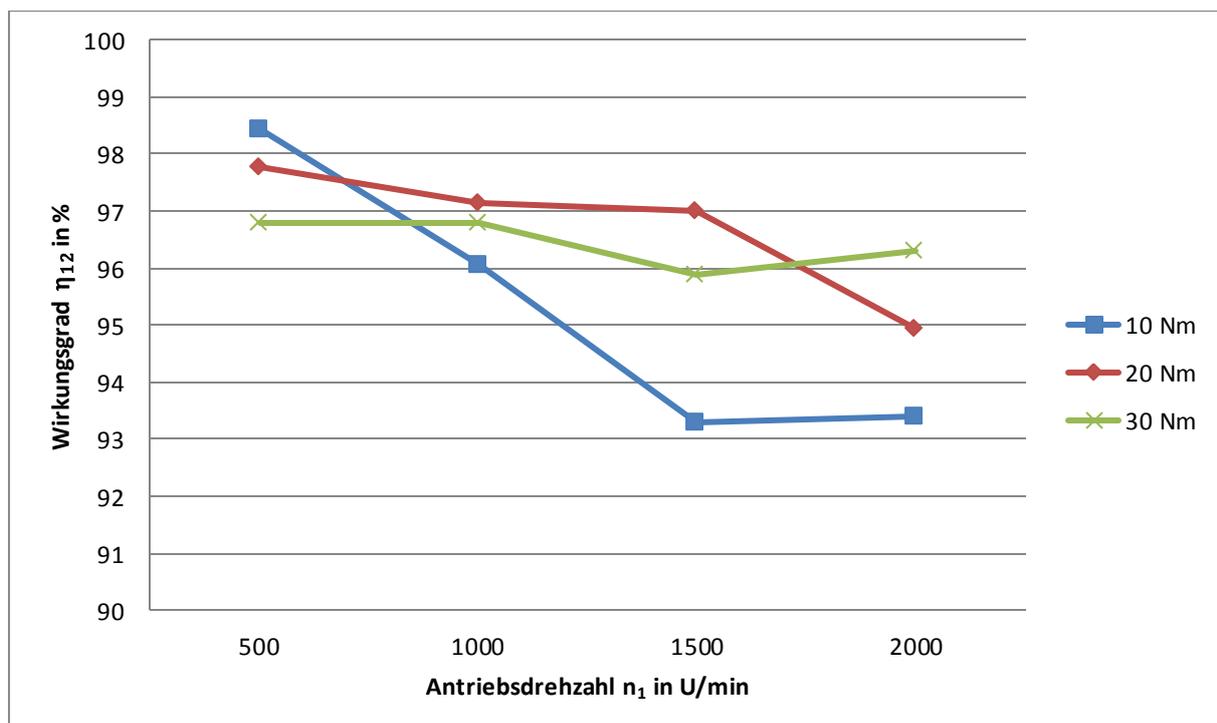


Abbildung 38: Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl, Getriebe 2, Antrieb linksdrehend

Der maximale Wirkungsgrad wird bei 500 U/min erreicht und nimmt mit der steigenden Drehzahl ab. Diese Aussage trifft Versuche mit 10 Nm und 20 Nm Drehmoment. Bei 30 Nm Drehmoment ändert sich der Wirkungsgrad nur signifikant zwischen 97% und 96%. Der Wirkungsgradverlauf wie beim Getriebe 1 aus der Abbildung 27 wird nicht exakt

widerspiegelt, jedoch wird die Wirkungsgradminderung bei steigender Drehzahl auch hier deutlich angezeigt.

### 7.2.2 Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Last

Abbildung 39 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von dem jeweiligen Bremsmoment bei unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen. Eine Tendenz im Wirkungsgradverlauf in Abhängigkeit vom Drehmoment ist an dieser Stelle nicht fest zu stellen. Zu erkennen ist die große Streuung der Wirkungsgrade bei geringer Last (10 Nm). Diese Streuung wird mit dem steigenden Drehmoment geringer und beträgt bei 30 Nm etwa 1% im Gegensatz zu 5% bei 10 Nm.

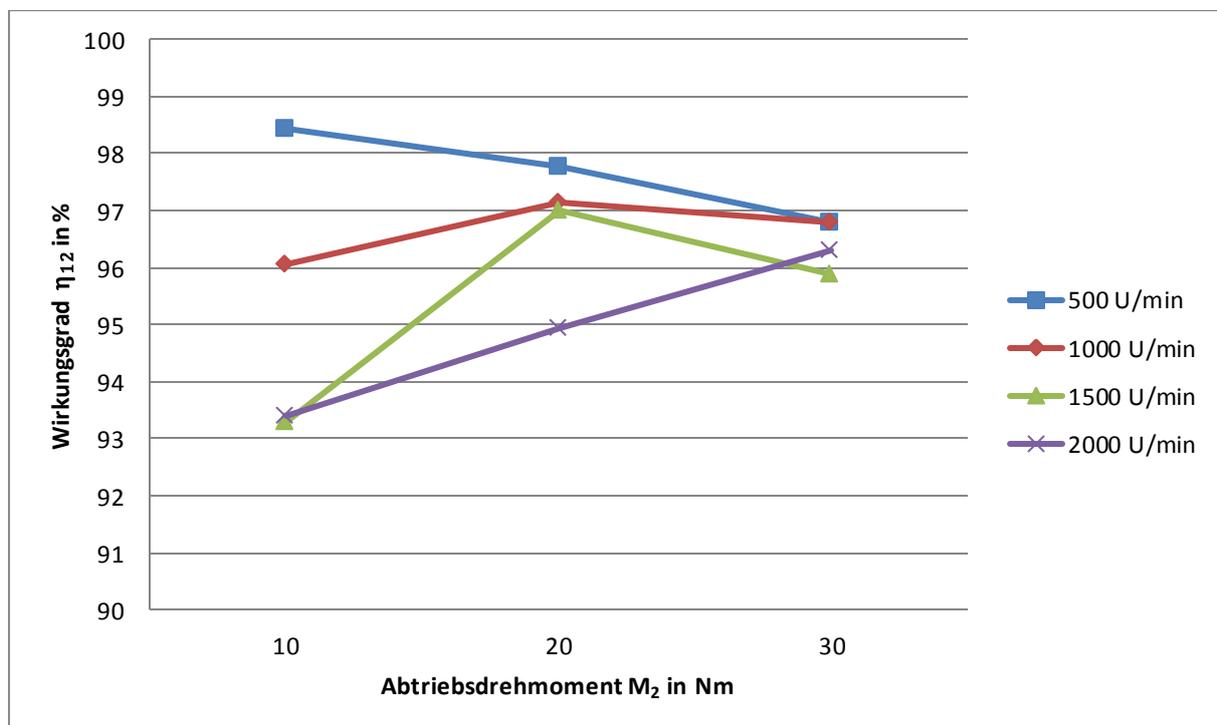


Abbildung 39: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 2, Antrieb linksdrehend

### 7.3 Lebensdaueruntersuchung Getriebe Nr.2

Im letzten Abschnitt der Versuchsdurchführung wurde die Lebensdaueruntersuchung durchgeführt. Während der Untersuchung wurde die Drehzahl konstant bei 1500 U/min gehalten. Die Abbildung 40 liefert die während der Messung aufgenommenen Werte, darunter Wirkungsgrad in %, Temperatur der Führung, Temperatur des Ölsumpfes, jeweils in °C und die Antriebs- und Bremsmomente in Nm.

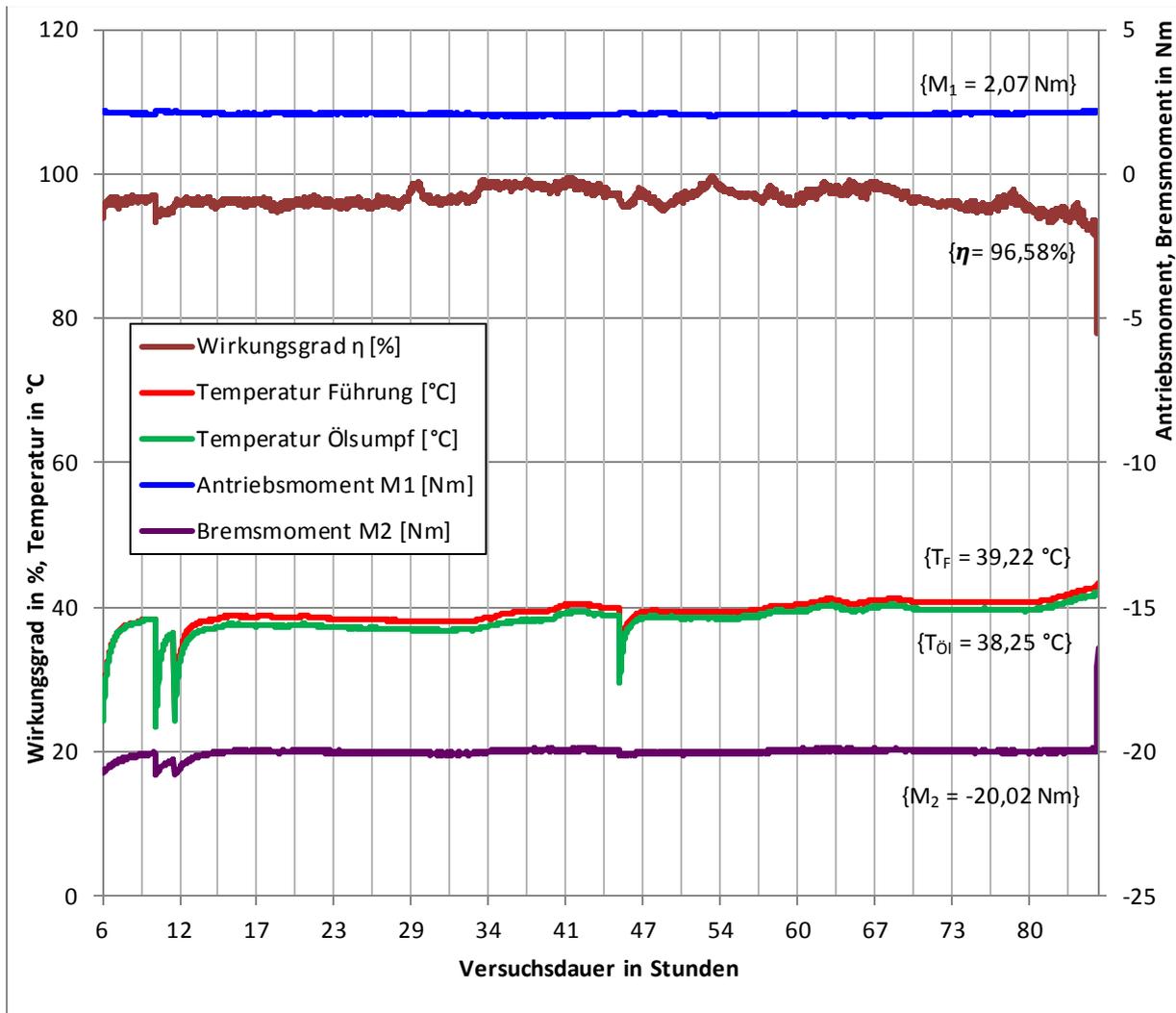


Abbildung 40: Lebensdaueruntersuchung. Überblick

Anmerkung: in den geschweiften Klammern sind die jeweiligen Mittelwerte angegeben.

Im Temperaturverlauf sind mehrere Einbrüche erkennbar. Diese Tatsache ist darauf zurückzuführen, dass der Prüfstand angehalten worden war, und erst nach einigen Stunden wieder in Betrieb genommen wurde. In dieser Zeit kühlte sich das Getriebe ab. Nach dem Einschalten des Prüfstandes erreichte das Getriebe bald wieder die Arbeitstemperatur. Zwischen den Temperaturen der Führung und des Ölsumpfes gab es keinen großen Unterschied. Gleichzeitig fällt auf, dass der Abtriebsmoment von der Betriebstemperatur abhängig ist. Bei etwa 10 und 12 Stunden sind die Temperatureinbrüche sowie der Anstieg des Abtriebsdrehmomentes (mit negativem Vorzeichen) festzustellen. Der Anstieg des Abtriebsdrehmomentes lässt auch einen Anstieg des Wirkungsgrades erwarten, jedoch ist der Wirkungsgrad zwischen 10 und 12 Stunden nicht angestiegen, und ist im Gegenteil gesunken.

Die Zeit-Achse beginnt bei 6 Stunden, weil vor dem Dauerlauf das Getriebe bereits 6 Stunden bei unterschiedlichen Betriebspunkten beansprucht wurde.

Eine vergleichbare Gegenüberstellung des Antriebsmomentes und des Bremsmomentes liefert die Abbildung 41. Die linke Achse gibt den Wirkungsgrad in % an. Die rechte Achse zeigt das Antriebsmoment und den Bremsmoment um den Übersetzungsfaktor 10 verkleinert. Aus dieser Darstellung erkennt man, dass der Wirkungsgrad zwischen 33 und 43 Stunden den höchsten Wert annimmt, und bei der 54. Stunde diesen nochmals erreicht. Ab der 78. Stunde sinkt der Wirkungsgrad. Bei gleichbleibendem Bremsmoment, wird ein höheres Antriebsmoment eingeleitet. In der letzten Versuchsstunde fällt der Wirkungsgrad drastisch ab. Zu diesem Zeitpunkt kommen ungewöhnliche Geräusche aus dem Getriebe. Der Versuch wird an dieser Stelle abgebrochen.

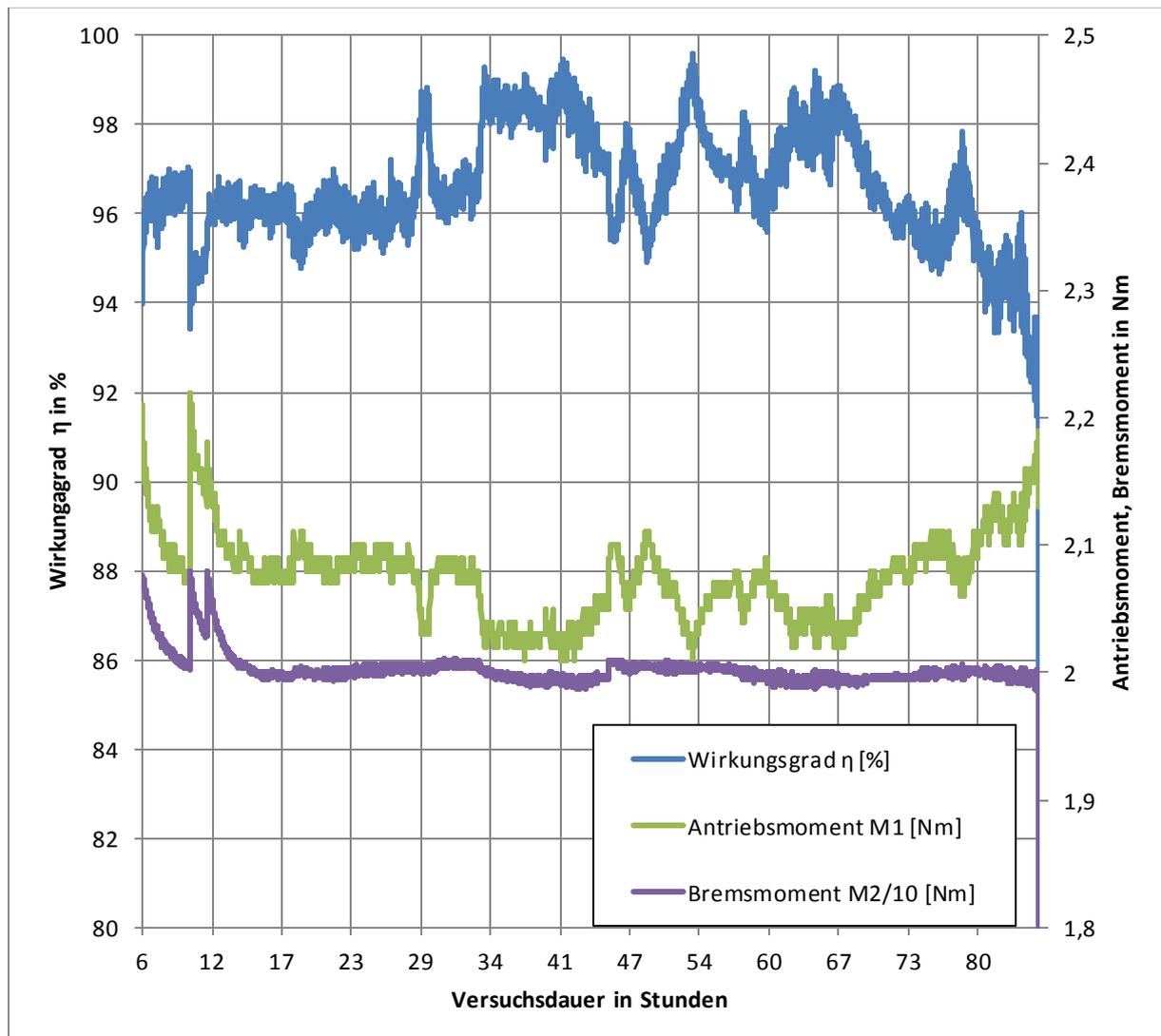


Abbildung 41: Lebensdaueruntersuchung. Wirkungsgrad, Antriebsmoment und Bremsmoment im Vergleich

Eine detailliertere Betrachtung der letzten Stunde liefert die Abbildung 42. Innerhalb von wenigen Minuten sinken das Bremsmoment sowie der Wirkungsgrad auf unter 80 %.

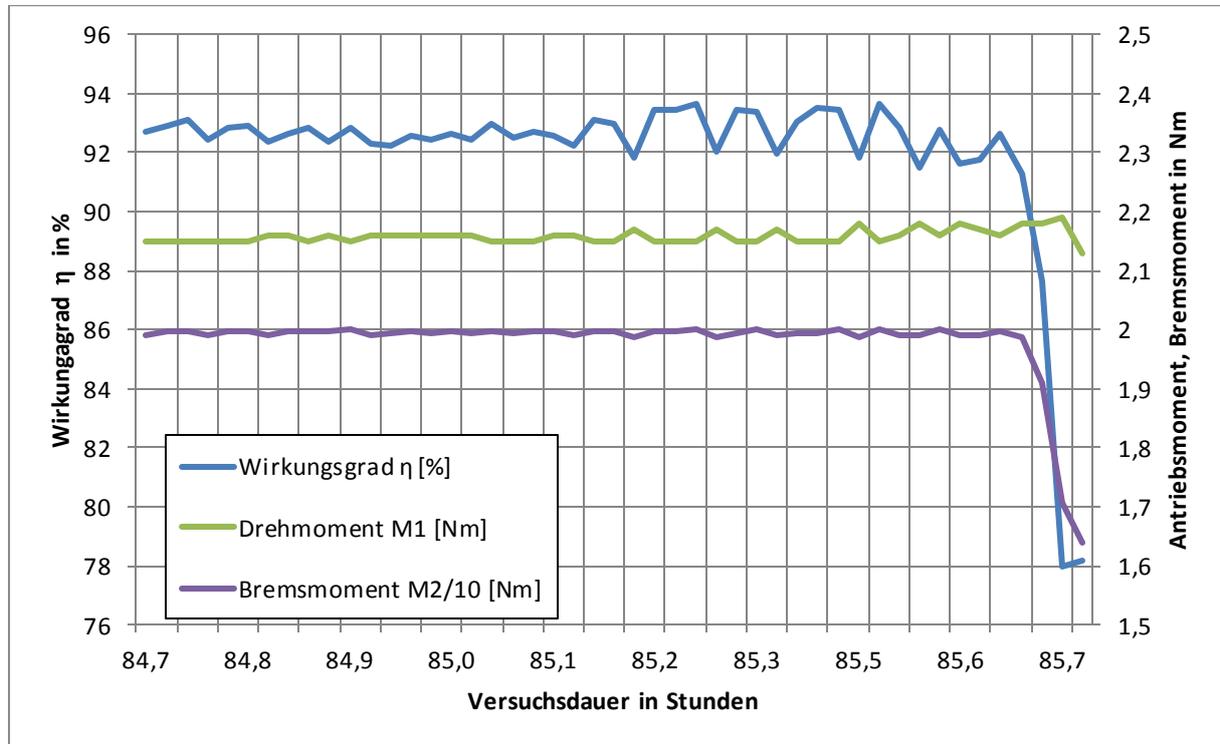


Abbildung 42: Lebensdaueruntersuchung. Letzte Stunde

Nach dem Abbruch der Lebensdaueruntersuchung wurde das Getriebe abgebaut und an den Erfinder zurückgeschickt, zwecks Demontage und der Schadensbeurteilung des Getriebes.

Im Kapitel 4.1 wurde darauf hingewiesen, dass die theoretisch berechnete und tatsächlich erreichte Lebensdauer stark voneinander abweichen können. Die erwartete Lebensdauer lag bei 489 Stunden, erreicht wurden 85 Stunden. Als mögliche Ursache für eine derart große Abweichung könnte eine ungenügende Berücksichtigung der Spitzenlasten sein.

Mit der tatsächlich erreichten Lebensdauer kann man die Größenordnung der tatsächlich auf die Kugel einwirkenden Kraft ermitteln. Dazu wird die Formel (1) nach der äquivalenten dynamischen Belastung umgestellt.

$$P = \frac{C}{\sqrt[p]{L_{10}}} \quad (20)$$

Unter Berücksichtigung der Formeln (2), (6) und (7) sowie des Lebensdauerexponenten  $p = 3$  (Punktkontakt) errechnet sich die auf die Kugel wirkende Kraft wie folgt:

$$F = \frac{C_{(58HRC)} \cdot f_H}{\sqrt[p]{L_h \cdot \frac{n \cdot 60}{10^6}}} \quad (21)$$

Für die durchgeführten Versuche gelten folgende Größen:

$$n = 1500 \frac{U}{min}$$

$$p = 3$$

$$L_h = 85 \text{ Stunden}$$

$$C_{(58HRC)} = 3276 \text{ N}$$

Die Kraft, die auf die Kugel gewirkt haben muss, um das Getriebe nach 85 Stunden zu zerstören, beträgt 465 N.

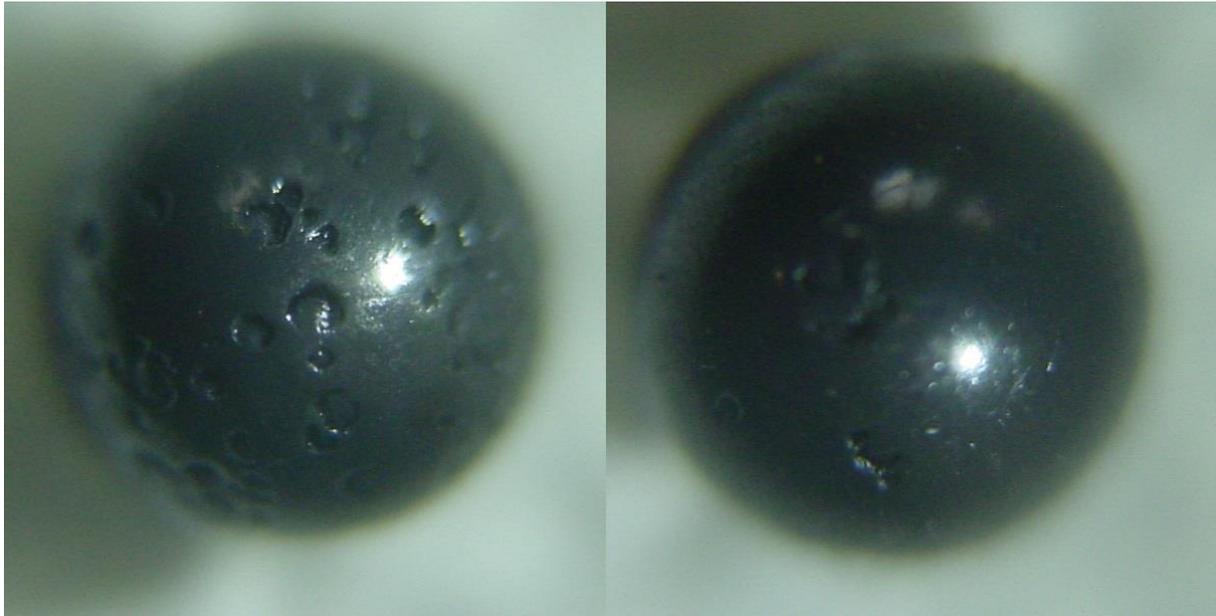
Diese Kraft entspricht der äquivalenten dynamischen Belastung unter Annahme der im Datenblatt des verwendeten Stahls angegebenen Härte von umgerechnet 33 HRC [Udde06], [DIN14].

Diese Überlegung soll zeigen, wie stark sich die auftretenden Spitzenbelastungen im Kontakt der Kugel mit der Kugellaufbahn von den errechneten Kräften unterscheiden können. Diese Abweichung kann einerseits auf einen Fehler bei der theoretischen Ermittlung der maximalen Belastung der Kugel hinweisen. Andererseits kann diese Abweichung darauf hindeuten, dass die an den Kanten der Kugellaufbahn auftretenden Spitzenlasten ein vielfaches der errechneten Kräfte betragen können.

## 8. Schadenauswertung

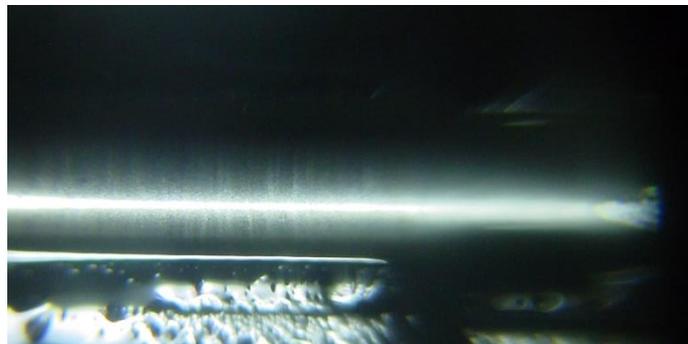
Die Demontage des Getriebes und anschließende Dokumentation des aufgetretenen Schadens erfolgte durch den Erfinder des Kugelschneckengetriebes. Nachfolgend sind die einzelnen Bestandteile des Getriebes mit den dazugehörigen Schäden fotodokumentiert.

Abbildung 43 zeigt die beschädigten Kugeln aus Silizium-Karbid. Diese haben einige Krater auf der Oberfläche. Von den insgesamt 24 Kugeln im Getriebe haben 14 Kugel einen bis vier Krater auf der Oberfläche, zwei Kugeln haben mehr als vier Krater und eine Kugel ist vollständig mit Kratern überzogen. Die sieben restlichen Kugeln weisen keinen Schaden auf.



**Abbildung 43: Kugel mit Krater. Links die am meisten zerstörte Kugel, rechts eine der zwei wenigerbeschädigten Kugel [Boga14]**

Alle verbauten Kugellager sind intakt geblieben. Auch das Nadellager K10x14x13 TV überstand die Versuche ohne Beschädigungen. Die Nadellagerlauffläche ist in Abbildung 44 zu sehen.



**Abbildung 44: Lauffläche des Nadellagers K10x14x13 TV [Boga14]**

Das große Rad weist ebenfalls keine Schadenserscheinung auf, die Kugellaufflächen sind glatt und ohne Beschädigungen, wie es auf der Abbildung 45 zu erkennen ist.



**Abbildung 45: Großes Kugelschneckengetriebe-Rad [Boga14]**

Zerstört war dagegen die Schnecke. Auf der Abbildung 46 links ist die Schnecke zu sehen, und rechts eine vergrößerte Aufnahme der Schnecke. Es ist erkennbar, dass an den Flanken der Schnecke Abbrüche vorhanden sind. An den Flanken fehlt das Material, welches durch Krafteinwirkung abgebrochen wurde.



**Abbildung 46: Schnecke des Kugelschneckengetriebes [Boga14]**

Die Zerstörung der Schnecke trat viel früher auf, als es in Kap. 4.1 berechnet wurde. Berechnete Lebensdauer für dieses Getriebe beträgt 489 Stunden, während der Untersuchung wurde eine tatsächliche Lebensdauer von 85 Stunden erreicht. Der große Unterschied

zwischen dem berechneten und dem tatsächlich erreichten Wert lässt sich dadurch erklären, dass bei der Lebensdauerberechnung die Spitzenlasten an den Kanten der aufeinandertreffenden Körper (Kugel und Kugellaufbahn) nicht berücksichtigt waren (vgl. Abbildung 8).

Das Kugelrückführungselement weist ebenfalls Verschleißspuren auf. Auf der Abbildung 47 links ist das Kugelrückführungselement abgebildet. Rechts im Bild ist die vergrößerte Aufnahme auf welcher durch Abrasion hervorgerufener Verschleiß erkennbar ist. Dieser konnte durch die Beförderung der metallischen Partikel neben den Kugeln durch das Kugelrückführungselement entstehen. Die metallischen Partikel konnten zuvor von der Schnecke abgebrochen sein.



**Abbildung 47: Kugelrückführungselement** [Boga14]

In diesem Kapitel dargestelltes Schadensbild deutet auf die unzureichende Materialfestigkeit der Schnecke hin. Durch den vorzeitigen Bruch der Schneckenflanken gelangen Partikel in das Öl und in den Zwischenraum zwischen der Schnecke, den Kugeln und dem Rad. Diese Partikel beeinträchtigen die Bildung des Schmierpalts und verschlechtern den Reibungszustand im Getriebe.

## 9. Messfehlerbetrachtung

Bei der vorliegenden Arbeit wurden Messungen und Berechnungen durchgeführt, die unter anderem dadurch verzerrt werden konnten, dass während des Versuchsverlaufs einige Fehler nicht ausgeschlossen werden konnten. Es gilt diese Fehler bei der Durchführung des Versuches zu identifizieren und falls möglich zu eliminieren. Folgende Fehlerquellen wurden identifiziert:

- Systematische Fehler bei der Drehmomentenerfassung

- Systematische Fehler bei der Drehzahlerfassung
- Zufällige Fehler
- Rundungsfehler der erfassten Messgrößen
- Fortpflanzungsfehler bei der Ermittlung des Wirkungsgrades

Zu den systematischen Fehlerquellen bei der Erfassung des Drehmomentes zählt die Messgenauigkeit des Messgerätes. Der verwendete Drehmomentmessflansch besitzt Genauigkeitsklasse 0,1. Bei einer angegebenen Linearitätsabweichung von  $\pm 0,05\%$  (bezogen auf dem Messbereich von 50 Nm), kann das gemessene Drehmoment um 0,025 Nm von dem tatsächlichen Wert abweichen. Bei dem Antrieb wurden Drehmomente zwischen 1 Nm und 4 Nm gemessen. Bei dem kleinsten Messwert kann somit die Abweichung schon  $\pm 2,5\%$  des gemessenen Wertes betragen [Kist14].

Des Weiteren ist eine Empfindlichkeit der Messwerte abhängig von der Umgebungstemperatur mit  $\pm 0,01\%/^{\circ}\text{C}$  (bezogen auf den Messbereich) angegeben. Dies entspricht  $\pm 0,005\text{ Nm}/^{\circ}\text{C}$ . Die Referenztemperatur des Drehmomentmessflansches beträgt  $22\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . In der Halle, wo die Versuche durchgeführt wurden ändert sich die Temperatur abhängig von der Tageszeit, von der Intensität der Sonneneinstrahlung, aber auch von der Anzahl der gleichzeitig laufenden Versuche in der Versuchshalle. Tatsächlich schwankte die Temperatur in der Halle zwischen  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  morgens und bis zu  $30^{\circ}\text{C}$  nachmittags. Die durch die Temperaturänderung hervorgerufene Abweichung des Messgerätes beträgt bis zu

$$6^{\circ}\text{C} \cdot 0,005 \frac{\text{Nm}}{^{\circ}\text{C}} = 0,03\text{ Nm}$$

Addiert man die Linearitätsabweichung mit der Abweichung durch den Temperatureinfluss erhält man  $\pm 0,055\text{ Nm}$ . Dies entspricht bereits einer Abweichung von  $\pm 5,5\%$  von dem kleinsten zu messenden Wert.

Systematische Fehler bei der Drehzahlerfassung waren bereits am Anfang der Versuche festgestellt. Die gemessenen Drehzahlen lieferten kein zufriedenstellendes Ergebnis, was zu Überarbeitung des Drehzahlerfassungskonzeptes geführt hatte. Die Dokumentation der erfolgten Optimierung ist detailliert im Kap. 5.5.1.2 beschrieben. An dieser Stelle bleibt zu erwähnen, dass das endgültige Konzept bei weitem nicht optimal ist, es reichte jedoch für die punktuelle Erfassung der Drehzahl aus. Bei weiterer Verwendung des gleichen Aufbaus zur Drehzahlerfassung ist eine entsprechende Messkarte bzw. ein entsprechender Signalumsetzer aus dem Handel empfehlenswert.

Die Messung der Drehzahl erfolgt durch das Zählen der Flanken des Messsignals, wobei 60 Flanken einer Umdrehung der Welle entsprechen. Bei dieser Erfassung können nur durch die Taktung der Messdatenerfassenden Soft- bzw. Hardware die Messwerte beeinflusst werden. In der Regel wird die Drehzahl mit einer Abweichung von  $\pm 1$  U/min erfasst.

Zufällige Fehler bei der Messung basieren darauf, dass es in Realität unmöglich ist die vollständig identischen Versuchsbedingungen zum Messen in einem und demselben Betriebspunkt herzustellen. Um diese Fehler jedoch zu minimieren wurden die Messungen an einem Betriebspunkt dreimal durchgeführt. Aus den Ergebnissen wurden der Mittelwert sowie die Standardabweichung errechnet. Der Mittelwert  $\mu$  aus drei Messungen ist repräsentativ für den gewählten Betriebspunkt. Die Präzision der Messung beschreibt die Standardabweichung  $\sigma$ . Der Mittelwert sowie die Standardabweichung für die Messung in einem Betriebspunkt werden nach den folgenden Formeln (22) und (23) bestimmt [DIN95].

$$\mu = \frac{1}{n}(x_1 + x_2 + \dots + x_n) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (22)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2} \quad (23)$$

Die festgestellten Abweichungen finden sich in der Tabelle 15.

**Tabelle 15: Festgestellte Abweichungen**

Messgröße	Abweichung
Antriebsdrehmoment	$\pm 0,10$ Nm
Abtriebsdrehmoment	$\pm 0,44$ Nm
Antriebsdrehzahl	$\pm 2,75$ U/min
Abtriebsdrehzahl	$\pm 2,62$ U/min

Zur weiteren Verwendung werden die Messgrößen teilweise abgerundet und die abgerundeten Werte für weitere Berechnungen verwendet. Um derartige Fortpflanzung der Fehler zu eliminieren wurden alle Zwischenschritte bei der Berechnung im Messprogramm, sowie

während der nachträglichen Auswertung mithilfe der Tabellenkalkulation ohne Aufrundungen durchgeführt. Lediglich die Endergebnisse wurden bis auf zwei Dezimalstellen abgerundet. Trotzdem wurden bei der Berechnung der Standardabweichung der ermittelten Wirkungsgrade für die jeweiligen Betriebspunkte, teilweise Abweichungen von  $\pm 2,5\%$  und einmalig sogar  $4,2\%$  festgestellt. Der Mittelwert der Standardabweichung der Wirkungsgradberechnung liegt jedoch bei  $1,5\%$ .

## 10. Verbesserungsvorschläge

Verbesserungen bezüglich des Getriebes sind bei der Materialauswahl notwendig. Die Versuche haben gezeigt, dass das untersuchte Getriebe den ausgesetzten Belastungen nicht unbeschadet standhalten kann. Die kraftübertragenden Bauteile wie Kugel und Schnecke waren beschädigt. Bei der Schnecke kann eine Verbesserung erreicht werden, in dem ein härteres Material zur Schneckenherstellung genommen wird. Eine Wärmenachbehandlung der hergestellten Schnecke um eine bessere Materialhärte zu erreichen wäre ebenfalls empfehlenswert. Eine Verbesserung der Eigenschaften der Kugel ist eventuell durch Auswahl eines härteren Werkstoffes möglich. Eine Qualitätssteigerung erfolgte bereits während der Versuche, so wurden anstatt von Stahlkugeln Silizium-Karbid Kugeln verwendet, doch auch diese wurden im Laufe der Tests beschädigt. Eine qualitativere Siliziumlegierung wäre für eine Optimierung in Betracht zu ziehen. Ebenso würde eine Vergrößerung des Kugeldurchmessers für eine längere Lebensdauer sprechen. Allerdings hängt diese Maßnahme mit der kompletten Überarbeitung des Getriebes zusammen. Dabei würde eventuell ein neues Getriebe mit größeren Dimensionen entstehen.

Eine weitere Maßnahme zur Senkung der Spannungsspitzen ist die Kopfrücknahme. Dieses Verfahren wird bereits bei Herstellung von hochbelasteten Ritzeln in Zahnradgetrieben angewandt [Thys14]. In der Literatur finden sich Untersuchungen der Einflüsse der Kopfrücknahme auf das Verhalten des Getriebes bei Zahnrädern [Palm12] [Mark11]. Eine derartige Modifikation des Getriebes ist auch bei einem Kugelschneckengetriebe denkbar, jedoch wurde es bisher nicht weitgehend untersucht.

Für den Prüfstand zur Wirkungsgradmessung an Getrieben wurden ebenfalls Optimierungen in Betracht gezogen. So ist für eine einwandfreie Messdatenerfassung ein Messsystem von National Instruments bestens geeignet, sobald aber weitere fremde Messkarten installiert werden, ist die zeitgleiche Erfassung der Messdaten wegen der möglichen Taktunterschiede

der beiden Messsysteme nicht gegeben. Daher die Empfehlung an dieser Stelle möglichst mit einem Messsystem zu arbeiten. Vor allem wenn die zeitliche Veränderung der Messdaten bei der Messung eine wichtige Rolle für die Untersuchung spielt. Bei den durchgeführten Messungen waren die Messdaten stark gemittelt, sodass eine zeitliche Veränderung dieser eine untergeordnete Rolle gespielt hatte.

Für die Ausführung der Versuche die über einen längeren Zeitraum ohne Beobachtung laufen müssen, so wie das bei einer Lebensdaueruntersuchung der Fall ist, sollte ein Mechanismus zur automatischen Abschaltung mit eingebaut werden. Die verwendeten Asynchronmotoren schalten sich bei einer unerwarteten Drehzahl- bzw. Drehmomentsteigerung, oder wenn eines der Parameter außerhalb des festgesetzten Bereiches einen Wert annimmt aus. Jedoch kann es oft nicht ausreichen um die elektrischen Maschinen zum richtigen Zeitpunkt anzuhalten. So war bei diesem Versuch in erster Linie ein kratzendes Geräusch ein Indiz dafür, dass der Prüfling nicht mehr korrekt funktioniert. Alle anderen Parameter waren bis dahin in den vorgegebenen Grenzen geblieben und gaben keine Anzeichen dafür, dass das Getriebe einen Schaden erfahren hat. Lediglich ein geringer Anstieg der Temperatur konnte darauf hin deuten, dass das Getriebe einen höheren Verschleiß erfährt. Daraus resultiert der Vorschlag, bei nachfolgenden Versuchen die Temperatur als Abschaltkriterium für den Versuch bei dem Betrieb ohne Aufsicht einzuführen. Die Koppelung des Abschaltkriteriums an eine bestimmte Temperatur oder eine Temperaturdifferenz zur Umgebungstemperatur könnte bei diesem Versuch die Maschinen rechtzeitig abschalten ohne weitere Schäden am Prüfling zu verursachen. Ebenso ist eine Koppelung des Abschaltkriteriums nicht nur an ein Temperaturniveau sondern an die Geschwindigkeit der Temperaturveränderung denkbar. Denn bei einem langandauernden Betrieb eines Getriebes erwärmt sich das Getriebeöl innerhalb weniger Stunden auf die Arbeitstemperatur, und steigt später nur noch geringfügig an. Ein schneller Anstieg der Temperatur nach dem Erreichen der Beharrungstemperatur deutet auf eine erhöhte Wärmezufuhr, hervorgerufen durch erhöhte Reibung im Getriebeinneren.

Weiterhin kann das Getriebe mit einem Schwingungssensor überwacht werden. Die Schwingungen des intakten laufenden Getriebes werden durch die Schwingungen des defekten Getriebes überlagert, und so kann ziemlich genau der Zeitpunkt des Auftretens des Defektes festgestellt werden.

## 11. Zusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der experimentellen Untersuchung eines neuartigen Kugelschneckengetriebes. Dabei wurde im Rahmen des Projekts ein neuentwickeltes Kugelschneckengetriebe untersucht. Das Kugelschneckengetriebe ist eine Erfindung welche das Prinzip der Wälzlager zur Drehmomentübertragung anwendet.

Nach dem im Kapitel „Stand der Technik“ zunächst die Zahnradgetriebe klassifiziert, und deren Vor- und Nachteile erläutert werden, erfolgt die Beschreibung des Kugelschneckengetriebes, deren Funktionsweise, sowie bekannte Vor- und Nachteile dieses Getriebes.

Im Kapitel „Theoretische Grundlagen“ werden die grundsätzlichen Überlegungen bezüglich der Bestimmung der Lebensdauer des Kugelschneckengetriebes vorgestellt. Auch die Ermittlung des Wirkungsgrades des Getriebes wird erläutert.

Das Kapitel „Prüfaufbau“ beschreibt den realisierten Prüfstand, den Antrieb und Abtrieb. Anschließend werden alle notwendigen Messeinrichtungen beschrieben.

Im nächsten Kapitel wird die Durchführung der Messungen erklärt. Die Messungen werden an zwei Getrieben durchgeführt und teilen sich in Wirkungsgradmessungen und Lebensdaueruntersuchungen auf. Hier finden sich auch die ausgewählten Ergebnisse der Messungen wieder. Auswertung der Messungen erfolgt im Kapitel 7.

An dem Kugelschneckengetriebe mit einer Übersetzung von 1:10 wurde ein mittlerer Wirkungsgrad von über 96% während der Untersuchungen gemessen. In Abhängigkeit von der Drehzahl und von der Last ändert sich dieser unterschiedlich. Der Trend geht zu dem mittleren Wirkungsgrad von 96,5% bei einer Last von 30 Nm. Bei einer niedrigeren Last streuen sich die gemessenen Werte stärker um diesen Wert.

Die am Prüfstand erreichte Lebensdauer beträgt 85 Stunden bei 2000 U/min und einer Last von 20 Nm. Dieses Ergebnis unterschreitet die rechnerisch ermittelte Lebensdauer von 477 Stunden. Mögliche Ursachen für diese Abweichung werden im Kapitel 4.1 und Kapitel 9 diskutiert.

Im Kapitel „Schadenauswertung“ erfolgt die Beurteilung der Schäden am Getriebe, die während der Lebensdaueruntersuchung entstanden sind. Anschließend werden die möglichen

Fehler betrachtet. Die Messunsicherheiten werden beziffert und andere mögliche Fehlerquellen werden eingegrenzt.

Die Verbesserungsvorschläge für das Kugelschneckengetriebe, sowie für den Prüfstand zur Lebensdaueruntersuchung werden im Kapitel 10 diskutiert. Anzumerken ist, dass die Methoden der Lebensdauerberechnung bei dieser Art des Getriebes noch genauer untersucht werden sollten, um eine bessere Genauigkeit der Aussagen zur erwarteten Lebensdauer treffen zu können.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Stirnradgetriebe [Bund14].....	4
Abbildung 2: Schneckengetriebe [Mfgc14] .....	4
Abbildung 3: Kegelradgetriebe [Thye07] .....	4
Abbildung 4: Radpaarung mit sich kreuzenden Achsen (Hyperboloidgetriebe) [Link96] .....	5
Abbildung 5: Kugelgetriebe [Boga07] .....	7
Abbildung 6: Kugelgetriebe. Darstellung ohne des Antriebsrades [Boga07] .....	8
Abbildung 7: Faktor $fH$ zur Abminderung der Tragzahl bei verminderter Oberflächenhärte [Sch110] .....	14
Abbildung 8: Flächenpressung einer Kugel auf der Laufbahn [Teut05] .....	15
Abbildung 9: Reibungsarten bei Bewegungsreibung [Ste12] .....	18
Abbildung 10: Schematischer Prüfaufbau.....	19
Abbildung 11: Prüfstand ohne Schutzkäfig .....	19
Abbildung 12: Hauptbildschirm des DynoTest Programms .....	21
Abbildung 13: Getriebe im Schnitt 1 [Boga14] .....	23
Abbildung 14: Getriebe im Schnitt 2 [Boga14] .....	24
Abbildung 15: Metallbalgkupplung [Ludw14] .....	25
Abbildung 16: Zusammengebaute Mess- und Adapterflansche .....	26
Abbildung 17: Prüfstand mit Stahlkäfig.....	27
Abbildung 18: Drehmomentsensor Typ 4504A50 [Kist14].....	28
Abbildung 19: Schaltbild für TTL2HTL Verstärker.....	30
Abbildung 20: Drehzahlsignalerfassung über Messkarte NI 9401 .....	31
Abbildung 21: TTL2HTL Verstärker.....	32
Abbildung 22: Drehzahlerfassung über Messkarte NI9423 .....	32
Abbildung 23: Messkarte SICONN-USB2 Basic [Geit14].....	34
Abbildung 24: Messmodul für die Signalerfassung von National Instruments. Beinhaltet digitale Messkarte und Temperaturmesskarte [Nico13] .....	34
Abbildung 25: Benutzeroberfläche des DasyLab 9 .....	35
Abbildung 26: Messprogramm Übersicht.....	37
Abbildung 27: Kalkulationsschritte im Messprogramm .....	37
Abbildung 28: Abgelassenes Öl aus Getriebe 2. Links - nach Wirkungsgradmessung, rechts - nach Lebensdaueruntersuchung .....	40
Abbildung 29: Öl aus Getriebe 2 nach Wirkungsgradmessung .....	41

---

Abbildung 30: Öl aus Getriebe 2 nach Lebensdaueruntersuchung .....	41
Abbildung 31: Kugelschneckengetriebe im Schnitt mit Drehrichtung und Kugelverlauf [Boga14] .....	44
Abbildung 32: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 1, Antrieb rechtsdrehend .....	44
Abbildung 33: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 1, Antrieb linksdrehend .....	45
Abbildung 34: Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl, Getriebe 1, Antrieb rechtsdrehend .....	46
Abbildung 35: Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl, Getriebe 1, Antrieb linksdrehend .....	46
Abbildung 36: Antriebskonstellation bei der statischen Wirkungsgradmessung.....	47
Abbildung 37: Statischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 1 .....	48
Abbildung 38: Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl, Getriebe 2, Antrieb linksdrehend .....	50
Abbildung 39: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Drehmoment, Getriebe 2, Antrieb linksdrehend .....	51
Abbildung 40: Lebensdaueruntersuchung. Überblick.....	52
Abbildung 41: Lebensdaueruntersuchung. Wirkungsgrad, Antriebsmoment und Bremsmoment im Vergleich .....	53
Abbildung 42: Lebensdaueruntersuchung. Letzte Stunde .....	54
Abbildung 43: Kugel mit Krater. Links die am meisten zerstörte Kugel, rechts eine der zwei wenigerbeschädigten Kugel [Boga14] .....	56
Abbildung 44: Lauffläche des Nadellagers K10x14x13 TV [Boga14].....	56
Abbildung 45: Großes Kugelschneckengetriebe-Rad [Boga14].....	57
Abbildung 46: Schnecke des Kugelschneckengetriebes [Boga14] .....	57
Abbildung 47: Kugelrückführungselement [Boga14].....	58

**Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Getriebebauarten [Witt13] .....	5
Tabelle 2: Für die Berechnung der dynamischen Tragzahl verwendeten Werte .....	12
Tabelle 3: Für die Berechnung des Faktors $f_c$ verwendeten Werte .....	13
Tabelle 4: Lebensdauer des Getriebes in Stunden in Abhängigkeit von der Härte des verwendeten Materials und des Abtriebsmoments, bei einer nominellen Drehzahl von 1500 U/min.....	15
Tabelle 5: Technische Daten der eingesetzten Asynchronmotoren am Lehrstuhl MEGT [Siem07] .....	20
Tabelle 6: Eigenschaften des untersuchten Getriebes .....	22
Tabelle 7: Physikalische und mechanische Eigenschaften des Stahls IMPAX [Udde06] .....	22
Tabelle 8: Übersicht über verwendete Schmierstoffe [BPLi08] [Liqu14] .....	25
Tabelle 9: Technische Daten der verwendeten Kupplungen [Rwan14] .....	26
Tabelle 10: Technische Daten der verwendeten Ringspannelemente [Spie14] [Ktrk11] .....	27
Tabelle 11: Übersicht der Mess- und Rechengrößen .....	36
Tabelle 12: Versuchsergebnisse Getriebe 1, rechtsdrehend .....	42
Tabelle 13: Versuchsergebnisse Getriebe 1, linksdrehend .....	43
Tabelle 14: Versuchsergebnisse Getriebe 2, linksdrehend .....	50
Tabelle 15: Festgestellte Abweichungen.....	60

## Literaturverzeichnis

### Öffentlich zugängliche Quellen

- [Boga07] BOGÁR, I.: *Roller Transmission and Gearing Mechanism*. Patentschrift HU EP1969254A1 Ungarn, 2007.
- [Chan02] CHANGENET, C., PASQUIER, M.: *Power Losses and Heat Exchange in Reduction Gears: Numerical and Experimental Results*. In: *2nd International Conference on Gears*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2002. (VDI Berichte 1665), S. 603-613
- [DIN10] DIN ISO 281: *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth Verlag, 2010.
- [DIN10-1] DIN SPEC 1281-1: *Wälzlager – Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281 – Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth Verlag, 2010.
- [DIN12] DIN 3975-1: *Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen - Teil 1: Schnecke und Schneckenrad*. Berlin: Beuth Verlag, 2012.
- [DIN14] DIN EN ISO 18265: *Metallische Werkstoffe – Umwertung von Härtewerten*. Berlin: Beuth Verlag, 2014.
- [DIN95] DIN 1319-1: *Grundlagen der Meßtechnik*. Berlin: Beuth Verlag, 1995.
- [Ioan85] IOANNIDES, E., HARRIS, T.A.: *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*. In: *ASME Journal of Tribology (107)*, 1985. S. 367-378
- [Land11] LANDGRAF, R.: *Getriebe mit Rollelementen*. Patentschrift DE10002798B4 Deutschland, 2011.
- [Link96] LINKE, H.: *Stirnradverzahnung*. München, Wien: Carl Hanser, 1996.

- [Magy12] MAGYAR, B.: *Tribo-dynamische Untersuchungen von Zylinderschneckengetrieben*. Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2012.
- [Mark11] MARKOVIĆ, K., FRANULOVIC, M.: *Contact Stresses in Gear Teeth due to Tip Relief Profile Modification*. In: *Engineering Review*, Vol. 31-1, 2011. S.19-26
- [Myer13] MYERS, C. H.: *Worm-gearing*. Patentschrift US1060933 A USA, 1913.
- [Palm12] PALMER, D., FISH, M.: *Evaluation of Methods for Calculating Effects of Tip Relief on Transmission Error, Noise and Stress in Loaded Spur Gears*. In: *GearTechnology*, Januar/Februar 2012. S. 56-67
- [Schl10] SCHLECHT, B.: *Maschinenelemente 2. Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen*. München: Pearson Studium, 2010.
- [Steil2] STEINHILPER, W., SAUER, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 7. Auflage, Band 9*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012.
- [Teut05] TEUTSCH, R.: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*. Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2005.
- [Wimm06] HÖHN, B.R., MICHAELIS, K. UND WIMMER, A.: *Bestimmung des Reibungsverhaltens von Zahnrädern bei Schmierung mit EP-legierten Ölen im Bereich der Misch- und Grenzreibung (Reibungsverhalten EP-Additivsysteme)*. Hamburg: DGMK-Forschungsbericht 608, 2006.
- [Witt13] WITTEL, H., et al.: *Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung · Berechnung · Gestaltung*. 21. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.

**Quellen mit zeitlich beschränkter Zugänglichkeit**

- [Bund14] Bundesverband WindEnergie e.V.: *Maschinenhaus / Antriebsstrang*. <http://www.wind-energie.de/infocenter/technik/konstruktiver-aufbau/maschinenhaus-antriebstrang>, Zugriff: 21. Juli 2014.
- [BPLi08] BP Limited: *BP Enersyn HTX*. [http://www.minaco.ba/bp/bp\\_pdf/TL%20BP/Enersyn%20HTX.pdf](http://www.minaco.ba/bp/bp_pdf/TL%20BP/Enersyn%20HTX.pdf), 2008, Zugriff: 17. September 2014.
- [Geit14] Geitmann GmbH: *SICONN-USB2 Basic (BNC-Buchsen)*. <http://www.geitmann.de/produkte/messkarten/siconn-usb2/produktansicht/siconn-usb2-basic-bnc-buchsen.html>, Zugriff: 03. Juli 2014.
- [Kist14] Kistler: *4504BxB1.VP Drehmoment-Messflansch, kurzbauend, robust, lagerlos - Kistler*. <http://www.kistler.com/de/de/product/torque/4504BxB1>. Zugriff: 02. Juli 2014.
- [Ktrk11] KTR Kupplungstechnik GmbH: *CLAMPEX KTR 105. Betriebs-/Montageanleitung*. <http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/montageanleitungen/40827de000000.pdf>, 2011, Zugriff: 17. September 2014.
- [Legi14] LEG Industrie-Elektronik: *Signalumsetzer für HTL, TTL und RS422 Signale*. <http://www.leg-gmbh.de/html/signalanpassung.html>, Zugriff: 02. Juli 2014.
- [Liqu14] LIQUI MOLY: *Getriebeöl SAE 80W „GL4“*. *Produktinformation*. [http://www.liquimoly.de/liquimoly/mediendb.nsf/gfx2/1401%20Getriebe%C3%B6l%20SAE%2080W.pdf/\\$file/1401%20Getriebe%C3%B6l%20SAE%2080W.pdf](http://www.liquimoly.de/liquimoly/mediendb.nsf/gfx2/1401%20Getriebe%C3%B6l%20SAE%2080W.pdf/$file/1401%20Getriebe%C3%B6l%20SAE%2080W.pdf), Zugriff: 17. September 2014.
- [Ludw14] Ludwig Meister: *Spielfreie drehstarre Metallbalgkupplungen*. <http://www.ludwigmeister.de/produkte/antriebstechnik/kupplungstechnik/Metallbalgkupplungen>, 2014, Zugriff: 28. Juni 2014.

- [Mfgc14] MFG.com Inc.: *Schneckengetriebe*. <http://www.mfg.com/de/manufacturing-knowledge-center/mechanical/schneckengetriebe>, Zugriff: 21. Juli 2014.
- [Nico13] National Instruments Corporation: *NI 9423 Digitaleingangsmodule*. [http://sine.ni.com/images/products/us/040729\\_crio9423\\_1.jpg](http://sine.ni.com/images/products/us/040729_crio9423_1.jpg), 2013, Zugriff: 31. Januar 2014.
- [Rwan14] R+W Antriebselemente GmbH: *BKL Metallbalgkupplung Economy Class mit Klemmnabe*. <http://www.rw-kupplungen.de/produkte/metallbalgkupplungen/bk/bkl/>, Zugriff: 03. Juli 2014.
- [Siem07] Siemens: *Asynchronmotoren IPH7 SINAMICS S*. [http://www.automation.siemens.com/doconweb/pdf/SINUMERIK\\_SINAMICS\\_04\\_2010\\_D/APH7P.pdf](http://www.automation.siemens.com/doconweb/pdf/SINUMERIK_SINAMICS_04_2010_D/APH7P.pdf), 2007. Zugriff: 17. September 2014
- [Spie14] SPIETH-MASCHINENELEMENTE GmbH & Co KG: *Spannsätze Baureihe DSM*. <http://www.spieth-maschinenelemente.de/deutsch/produkte/spannsaetze/baureihe-dsm/>, Zugriff: 03. Juli 2014.
- [Thye07] THYES, M.: *Gear-kegelzahnrad*. <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Gear-kegelzahnrad.svg#mediaviewer/Datei:Gear-kegelzahnrad.svg>, 2007, Zugriff: 21. Juli 2014.
- [Thys14] ThyssenKrupp Rothe Erde GmbH: *Kopfrundung und Kopfflankenrücknahme am Ritzel*. <http://www.thyssenkrupp-rotheerde.com/d/TG/Kopfflankenruecknahme.shtm>, 2014, Zugriff: 26. August 2014.
- [Udde06] Uddeholm: *Uddeholm Impax Supreme*. [http://www.uddeholm.de/german/files/downloads/impax\\_supreme-german\\_061203.pdf](http://www.uddeholm.de/german/files/downloads/impax_supreme-german_061203.pdf), 2006. Zugriff: 17. September 2014.

## Unveröffentlichte Quellen:

[Boga14] BOGÁR, I.: Unveröffentlichte, zur Verfügung gestellte Zeichnungen, Ergebnisse der Messungen, Bilder. 2014

[Tsch13] TSCHUPUSCHTANOW, A.: *Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstandes zur Untersuchung vom Wirkungsgrad am Differentialgetriebe*. Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern. Unveröffentlichte Projektseminararbeit, 2013.

## **Anhang**

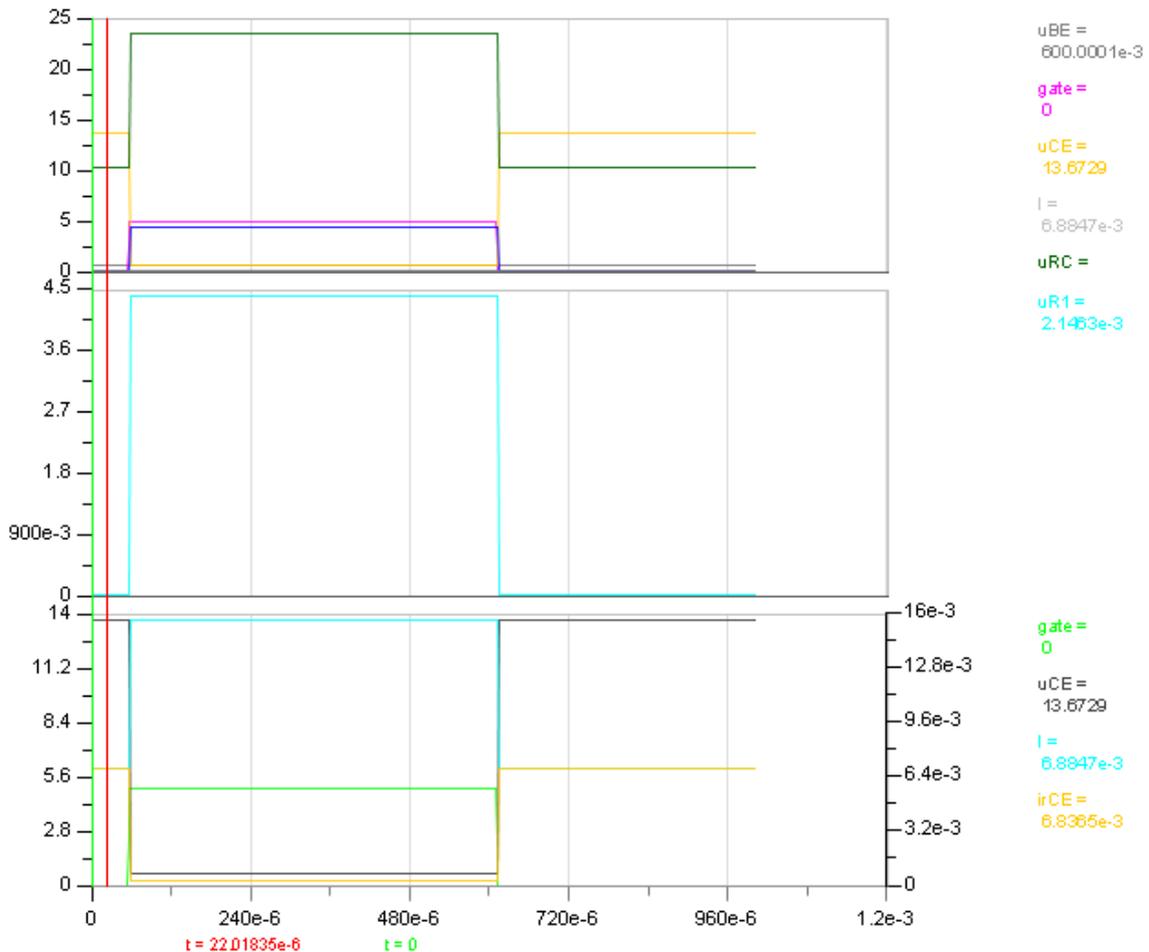
Die Messdaten, die Auswertungen und die Schaltbilder befinden sich auf dem beigelegten Datenträger. Der Anhang gliedert sich in die folgenden vier Bereiche:

1 Simulationsergebnisse der Verstärkerschaltung.

2 Schaltbilder (Dasy Lab)

3 Messdaten

4 Auswertung



### Simulationsergebnisse der Verstärkerschaltung.

An dieser Stelle sind Ergebnisse einer Simulation des Betriebes der Verstärkerschaltung zu finden. In dem Diagramm sind Spannungs- und Stromverläufe am Ausgang der Verstärkerschaltung dargestellt, welche beim Anlegen einer Eingangsspannung von einem TTL-Signal (5 V) induziert werden. Die Verstärkerschaltung ist im Kapitel 5.5.1.1 erklärt.

Beträgt die Eingangsspannung 0V (simuliert durch das Öffnen des Schalters), so liegt die Ausgangsspannung zwischen dem Kollektor und dem Emitter ( $u_{CE}$ ) bei 13,67 V. Dieser Spannungswert entspricht der High-Stellung der HTL-Logik. Wird der Schalter geschlossen, so dass 5V am Eingang anliegen, sinkt die Spannung zwischen dem Kollektor und dem Emitter auf weniger als 1V. Dieser Spannungswert entspricht der Low-Stellung der HTL-Logik. In der Simulation erfolgt die Umschaltung ohne zeitlichen Versatz. Das TTL Signal wird in ein HTL Signal mit Invertierung übersetzt.