



Diplomarbeit

Reduzierung des Umkehrspiels eines KUKA KR 500-3 MT Industrieroboters

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Master of Science unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl. Ing. Dr. Bleicher

(Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Simone Lehner

0726946 (066 445)

Wichtelgasse 6/14

1160 Wien

Wien, im Juli 2014

Simone Lehner

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

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

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

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

Wien, im Juli 2014

Simone Lehner

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich als Erstes bei Herrn Professor Bleicher bedanken, der sich für mich die Zeit nahm, die Fülle an interessanten Diplomarbeitsthemen, die das Institut für Fertigungstechnik zu bieten hat, mit mir durchzugehen und dieses Thema zu finden.

Des Weiteren möchte ich mich bei den Kollegen am Labor für Produktionstechnik für das tolle Arbeitsklima und die hervorragende Zusammenarbeit bedanken. Besonderer Dank gilt dabei Thomas Mikats, meinem Hauptansprechpartner, und Michael Nirtl, der für mich die Messungen an der Koordinatenmessmaschine - teilweise bis spät in die Nacht hinein- durchführte.

Zu guter Letzt bin ich meiner Familie und meinen Freunden sehr dankbar, die mich einerseits bei dieser Arbeit, aber auch während meines gesamten Studiums, unterstützen und mir mit Rat und Tat zur Seite standen.

Kurzfassung

Die Anforderungen an Industrieroboter im Bezug auf ihre Genauigkeit in Positionieraufgaben sind im letzten Jahrzehnt stark gestiegen. Deutliche Verbesserungen konnten durch den Einsatz von leistungsstarken Präzisionsgetrieben, beispielsweise von der Firma Nabtesco, erzielt werden. Sie meistern schnelle und genaue Positionieraufgaben mit einem minimalen Umkehrspiel von weniger als einer Winkelminute. Jedoch fordern manche spezielle Fachbereiche, wie im vorliegenden Fall die Oberflächenbearbeitung von Tiefziehformen für Karosserieteile der Daimler AG, noch größere Präzisionen. Selbst kleinste Ungenauigkeiten am Getriebe der ersten Roboterachse verursachen ein Umkehrspiel, welches aufgrund des langen Roboterarms des KUKA KR 500-3 MT zu relativ großen Positionierfehlern führt. Diese wirken sich negativ auf die Oberfläche der bearbeiteten Tiefziehformen aus.

Aus diesem Grund wird in vorliegender Diplomarbeit nach Lösungsansätzen gesucht, die das Umkehrspiel dieses Roboters weiter reduzieren. Auf der einen Seite gibt es die Möglichkeit der äußeren Vorspannung. Dabei wird mit Hilfe von Zahnriemen, Keilriemen, Kette oder Seil das Karussell des Roboters permanent vorgespannt, um bei einer Richtungsumkehr keinen Leerlauf des Motors und ein damit verbundenes Spiel zuzulassen. Auf der anderen Seite könnten auch Änderungen am Robotergetriebe vorgenommen werden, um das Spiel direkt am Ursprung zu reduzieren und aufwändige äußere Konstruktionen zu vermeiden.

Eine Auswahl an möglichen Lösungsvarianten wird in vorliegender Arbeit vorgestellt, ausgelegt und miteinander verglichen, um anschließend das beste Konzept auszuwählen und umsetzen zu können.

Abstract

In the past few years industrial robots and especially their ability to operate precisely became more and more important. So far there are already some great improvements on the market, for example the precision gears from Nabtesco, which are used for rapid and precise positioning movements and have minimal backlash below one angular minute. Nevertheless, some operations require an even higher positioning accuracy like the machine hammer peening technology, which is used at the Daimler Company to smooth the surface of deep drawing molds for body parts. This technology is carried out by a large industrial robot (KUKA KR 500-3 MT) with its long robot arm which turns even little backlash into a major positioning problem, which leads to inaccuracies at the surface finishing.

To prevent those problems this thesis searches for additional concepts to reduce the backlash of this specific industrial robot. On the one hand it is possible to add an external prestressing on the robot, for example with a gear or a fan belt, a chain or a rope. Those should help to reduce the lost motion of the drive motor of the robot when its direction is inverted. On the other hand it could also help to make alterations on the gear itself which would have the benefit of solving the backlash problem at its origin and it would also prevent complex additions.

Various solutions to reduce the backlash will be gathered, discussed and calculated in this thesis to find the best concept, which is going to be realized at the end.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	7
1.1	Problemstellung	7
1.2	Zielsetzung.....	7
2	Grundlagen	8
2.1	Industrieroboter	8
2.1.1	Allgemeines	8
2.1.2	Aufbau	9
2.2	Spielfreie Getriebe.....	11
2.2.1	Harmonic-Drive-Getriebe	11
2.2.2	Zykloidgetriebe	12
2.3	Umkehrspiel	13
2.3.1	Definition.....	13
2.3.2	Arten von Umkehrspiel im Getriebe	13
2.3.3	Umkehrspiel bei Robotern	14
2.3.4	Messung des Umkehrspiels.....	15
3	Methodik.....	17
3.1	Fehleridentifikation	17
3.2	Reduzierung des Spiels	17
4	Externe Vorspannsysteme	19
4.1	Zahnriementrieb	20
4.1.1	Ausführungsformen	20
4.1.2	Berechnung des Zahnriementriebs.....	22
4.1.3	Konkrete Ausführung.....	24
4.2	Keilriementrieb	25
4.2.1	Berechnung des Keilriementriebs	26
4.2.2	Ausführung des Keilriementriebs	27
4.3	Kettentrieb.....	27
4.3.1	Berechnung des Kettentriebs	27
4.3.2	Ausführungsmöglichkeit des Kettentriebs.....	30

4.4	Seiltrieb	31
4.4.1	Berechnung des Seiltriebs.....	31
4.4.2	Konkrete Ausführung.....	33
4.4.3	Faserverbund-Seil	33
4.5	Zusammenfassung.....	34
5	Konzeption interner Maßnahmen.....	37
5.1	Verwendete statische Messmethoden.....	37
5.1.1	Messprinzipien.....	37
5.1.2	Messaufbau	39
5.1.3	Berechnungen	40
5.2	Bestimmung der Ausgangssituation.....	42
5.2.1	Aufbau und Funktionsprinzip des Getriebes	42
5.2.2	Erste statische Messungen.....	44
5.2.3	Geometrische Vermessung des Getriebes	46
5.3	Interne Lösungskonzepte	59
5.3.1	Beschichtung	59
5.3.2	Neufertigung	61
5.3.3	Aufschumpfen der vorhandenen Verzahnung auf neue Welle	62
5.3.4	Verzahnung teilen und spielfrei zusammensetzen.....	64
5.3.5	Zusammenfassung	68
6	Lösungsumsetzung und Ergebnisse	70
6.1	Erster Lösungsansatz.....	70
6.2	Erste chemische Vernicklung.....	72
6.3	Zweite chemische Vernicklung.....	76
6.4	Geometriedaten nach Optimierung	79
7	Zusammenfassung und Ausblick	80
8	Verzeichnisse.....	82
8.1	Literaturverzeichnis	82
8.2	Abbildungsverzeichnis.....	85
8.3	Tabellenverzeichnis.....	86
8.4	Diagrammverzeichnis.....	86

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Der Einsatz von Industrierobotern wird in modernen Unternehmen zunehmend wichtiger, da diese die hohen Qualitätsanforderungen an Erzeugnisse erfüllen und die Wirtschaftlichkeit durch automatisierte Fertigungsabläufe steigern [1]. Werden Roboter als Werkzeugmaschinen eingesetzt, so kommen weitere Vorteile, wie geringere Anschaffungskosten, höhere Flexibilität, großer Arbeitsraum und eine bessere Zugänglichkeit zu Werkstücken, hinzu. Industrieroboter sollen hohe Verfahrgeschwindigkeiten mit einer hohen Positioniergenauigkeit vereinen, die auch nach mehreren Wiederholungen der Positioniervorgänge aufrecht erhalten bleibt [2]. Außerdem erfordert der Einsatz als Werkzeugmaschine eine präzise Bahnsteuerung zur Einhaltung hoher Genauigkeiten. Dies erfordert möglichst spielfreie Getriebe in den Robotern, wie zum Beispiel Harmonic-Drive- oder Zykloidgetriebe, die bei der Drehrichtungsumkehr nur minimalen Einfluss auf die Positioniergenauigkeit und die Bahntreue haben. Jedoch ist ein gewisses Spiel in der Antriebsachse nicht gänzlich auszuschließen und so müssen bei besonders hohen Ansprüchen an die Genauigkeit weitere Maßnahmen zur Reduzierung des Umkehrspiels gefunden werden.

1.2 Zielsetzung

Es soll ein geeignetes Vorspannsystem für einen Industrieroboter KUKA KR 500-3 MT konzipiert und konstruktiv ausgearbeitet werden, um das Umkehrspiel in der ersten Roboterachse um circa 40 Prozent zu reduzieren. Dies kann entweder extern, beispielsweise durch Umschlingungs- oder Seiltriebe, erfolgen oder durch eine interne Lösung direkt im Robotergetriebe der ersten Achse. Die einzelnen Konzepte sollen bezüglich ihrer Vor- und Nachteile sorgfältig ausgearbeitet und miteinander verglichen werden.

2 Grundlagen

2.1 Industrieroboter

2.1.1 Allgemeines

Ein Industrieroboter ist laut [3, p. 6] ein „*automatisch gesteuerter, frei programmierbarer Mehrzweck-Manipulator, der in drei oder mehr Achsen programmierbar ist und zur Verwendung in der Automatisierungstechnik entweder an einem festen Ort oder beweglich angeordnet sein kann.*“

Es gibt viele verschiedene Bauformen für Industrieroboter, wie beispielsweise den Portalroboter, den Horizontal-Knickarmroboter oder den Vertikal-Knickarmroboter. Der klassische Industrieroboter ist hierbei letzterer [2].

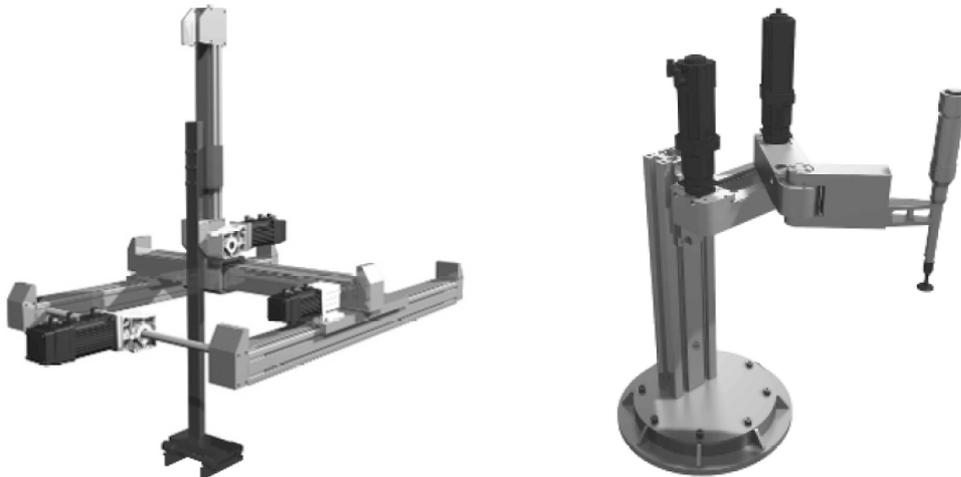


Abbildung 1: Prinzipdarstellung von Portalroboter (links) und Horizontal-Knickarmroboter (rechts) [2]

Vertikal-Knickarmroboter (siehe Abbildung 2) zeichnen sich dadurch aus, dass sie sehr universell einsetzbar sind, weil sie mit ihren sechs Bewegungsachsen alle Freiheitsgrade im Raum einstellen können [2]. Deshalb wird diese Bauform auch in hoher Stückzahl in vielen Fertigungen eingesetzt. Als Sicherheitseinrichtung sind in der Regel alle Antriebe mit Haltebremsen ausgestattet, um ein Absinken des Roboterarms im stromlosen Zustand zu verhindern.



Abbildung 2: Prinzipdarstellung eines Knickarmroboters [2]

Des Weiteren ist für das Antriebssystem von Robotern eine hohe Zuverlässigkeit, eine einfache Handhabung im Servicefall und eine enge Abstimmung mit dem Robotersteuerungssystem enorm wichtig. Außerdem spielen niedrige Kosten und die Integration von Sicherheitsfunktionen zur Realisierung von sicheren Roboterkonzepten eine entscheidende Rolle [2].

Die im Roboter verbauten Getriebe sollen nach Möglichkeit spielarm gestaltet werden, da bei auftretendem Umkehrspiel die Positioniergenauigkeit deutlich beeinträchtigt wird [2]. Für Übersetzungen bis $i=100$ werden deshalb meist Planetengetriebe oder vereinzelt auch spielarme Konstruktionen von Stirnrad- und Kegelradantrieben eingesetzt. Bei Roboterjunkten mit höheren Übersetzungen finden dann spezielle Getriebeformen ihren Einsatz, wie zum Beispiel Harmonic-Drive- oder Zykloidgetriebe, die große Steifigkeiten und hohe Übersetzungen in einer Getriebestufe erreichen.

2.1.2 Aufbau

Bei dem in der vorliegenden Arbeit zu optimierenden Roboter handelt es sich konkret um einen Vertikal-Knickarmroboter der KUKA Roboter CEE GmbH, der bei der Daimler AG im Center für Betriebsmittel des Werks Sindelfingen zur Oberflächenbearbeitung von Tiefziehformen für Karosserieteile mit der Technologie des maschinellen Oberflächenhämmerns eingesetzt wird.

Dieser Industrieroboter, mit der Bezeichnung KUKA KR 500-3 MT, ist ein Schwerlastroboter und besteht aus folgenden Komponenten (siehe [4] und Abbildung 3):

- Zentralhand
- Arm
- Schwinge
- Karussell
- Grundgestell
- Gewichtsausgleich
- Elektro-Installation

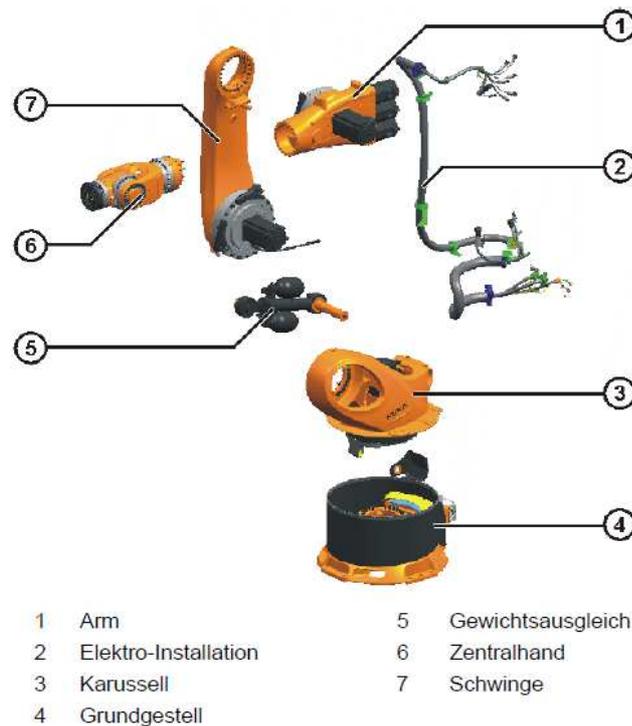


Abbildung 3: Hauptbaugruppen des KUKA KR 500-3 MT [4]

Die Zentralhand ist für eine Nenntaglast von 500 kg ausgestattet und umfasst die Achsen 4, 5 und 6 (siehe Abbildung 4). Drei an der Rückseite des Arms angebrachte Servomotoren treiben die Zentralhand über Verbindungswellen an. Über eine standardisierte mechanische Schnittstelle ist die Zentralhand mit dem Arm verbunden und kann leicht ausgewechselt werden.

Der Arm dient als Bindeglied zwischen Zentralhand und Schwinge. Angetrieben wird der Arm durch den Motor der Achse 3, welcher über eine Vorstufe in das Getriebe zwischen Arm und Schwinge eingreift.

Die Schwinge ist zwischen Karussell und Arm angeordnet und im Karussell einseitig in einem Getriebe gelagert, welches über eine Vorstufe von einem bürstenlosen Servomotor angetrieben wird.

Das Karussell ist über das Getriebe der ersten Achse mit dem Grundgestell verbunden und führt die Drehbewegung dieser Achse aus. Die beiden Motoren (bürstenlose Servomotoren) der ersten und zweiten Achse sitzen am Karussell und treiben über zwischengeschaltete Vorstufengetriebe die Hauptgetriebe an.

Das Grundgestell ist mit dem Fundament verschraubt und in seinem Inneren befinden sich die Schnittstellen der Elektro-Installation und der Energiezuführung. Über das Getriebe der ersten Achse ist es mit dem Karussell verbunden.

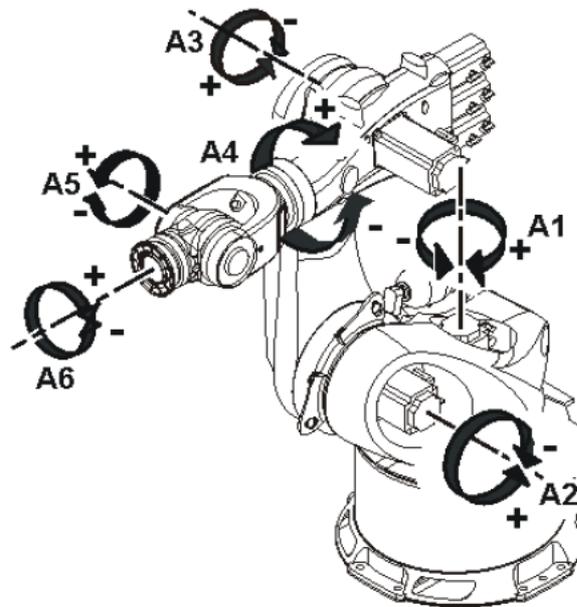


Abbildung 4: Roboterachsen des KUKA KR 500-3 MT [4]

2.2 Spielfreie Getriebe

Hierbei handelt es sich um Präzisionsgetriebe, die vor allem in der Robotik, im Maschinen- und Werkzeugbau, aber auch in der Medizintechnik Verwendung finden und sich durch große Zahneingriffsbereiche und ein geringes Spiel auszeichnen. Die beiden wichtigsten Vertreter sind das Harmonic-Drive- und das Zykloidgetriebe. Sie besitzen einen hohen Wirkungsgrad, eine lange Lebensdauer, eine kompakte Bauweise, eine hohe Steifigkeit und ein minimales Spiel von unter einer Winkelminute [5].

2.2.1 Harmonic-Drive-Getriebe

Bei Harmonic-Drive-Getrieben (siehe [6]) gibt es einen elliptisch geformten Wave Generator, der in eine verformbare Stahlbüchse mit Außenverzahnung, dem Flexspline, eingefügt wird und seine Form an diesen überträgt. Dreht sich der Wave Generator, so wird der Flexspline kontinuierlich umgeformt und die Drehbewegung durch die Verzahnung an den Circular Spline, dem äußersten Ring mit Innenverzahnung, übertragen. Aufgrund der Ellipsenform des Wave Generators entstehen zwei gegenüberliegende, relativ große Zahneingriffsbereiche zwischen Flexspline und Circular Spline, die für ein minimales Umkehrspiel sorgen (siehe Abbildung 5 und Abbildung 6).



Abbildung 5: Aufbau Harmonic-Drive-Getriebe [6]



Abbildung 6: Draufsicht Harmonic-Drive-Getriebe [6]

2.2.2 Zykloidgetriebe

Beim Zykloidgetriebe (siehe Abbildung 7 und [7]) wird die Drehbewegung erst über Stirnräder auf Exzenterwellen (crankshafts) übertragen, die mit zwei Kurvenscheiben (RV gears) verbunden sind. Diese Kurvenscheiben, die zur symmetrischen Lastverteilung um 180° versetzt zueinander angeordnet sind, wälzen sich dann am außen angeordneten Bolzenring ab, der genau eine Teilung mehr besitzt als die Kurvenscheiben. Bei einer vollen Drehung des Exzenters bewegen sich die Kurvenscheiben außermittig genau um eine Teilung weiter (siehe Abbildung 8).

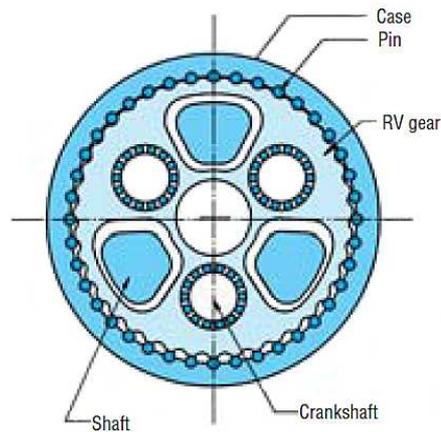


Abbildung 7: Zyklolidgetriebe [7]

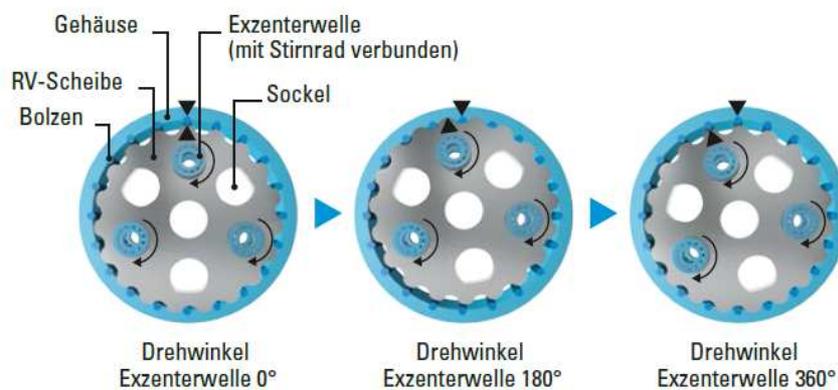


Abbildung 8: Drehbewegung der Zyklolidstufe [8]

2.3 Umkehrspiel

2.3.1 Definition

Als Umkehrspiel wird generell ein kurzfristiger Leerlauf einer Maschine bezeichnet, der sich aufgrund einer Richtungsumkehr ergibt. Obwohl die Eingangswelle bewegt wird, erfolgt keine Kraftübertragung am Ausgang. Dabei hat das Flankenspiel, welches den Abstand zwischen den Rückenflanken zweier Zahnräder darstellt, einen wesentlichen Anteil, da es erst überwunden werden muss, um erneuten Flankenkontakt herstellen zu können. Allerdings ist bei jeder Zahnradpaarung ein gewisses Flankenspiel erforderlich, um Fertigungstoleranzen sowie eventuelle Wärmedehnungen auszugleichen und einen konstanten Schmierfilm zu ermöglichen [9].

2.3.2 Arten von Umkehrspiel im Getriebe

Man unterscheidet zwischen dem Drehflankenspiel j_t und dem Normalflankenspiel j_n . Beim Drehflankenspiel handelt es sich um die Länge des Wälzbogens im Stirnschnitt, die von jedem der beiden Zahnräder - bei festgehaltenem Gegenrad - zurückgelegt wird, um den Spalt zwischen den Rückenflanken zu überbrücken (siehe Abbildung 9) [10].

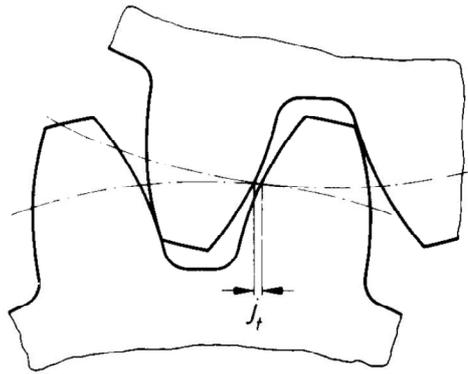


Abbildung 9: Drehflankenspiel [10]

Im Gegensatz dazu handelt es sich bei dem Normalflankenspiel um den kürzesten Abstand zwischen den beiden Rückenflanken bei Berührung der Arbeitsflanken (siehe Abbildung 10) [10].

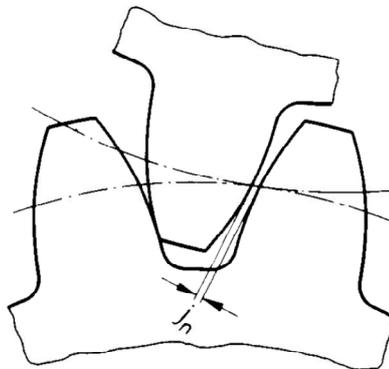


Abbildung 10: Normalflankenspiel [10]

Für das Drehflankenspiel gibt es modulabhängige Richtwerte, um Beschädigungen an den Zahnflanken aufgrund von Überhitzung oder zu großem Druck zu vermeiden (siehe Tabelle 1).

Modul [mm]	0,8... 1,75	2... 3	3,25... 5	6... 10	12... 25
Flanken- spiel [μm]	50... 100	80... 130	100... 230	180... 400	250... 1000

Tabelle 1: Richtwerte Drehflankenspiel [9]

2.3.3 Umkehrspiel bei Robotern

Ist das Flankenspiel zu groß, so kommt es bei einer Drehrichtungsumkehr zu unerwünschten Leerläufen, bei denen kurzfristig kein Moment übertragen wird. Dies führt wie im vorliegenden Fall bei Robotern, die zur Oberflächenbearbeitung von Tiefziehformen für Karosserieteile eingesetzt werden, dazu, dass einzelne Stellen länger bearbeitet werden als andere und somit deutliche Unterschiede in der Oberflächenstruktur festzustellen sind. Außerdem beeinträchtigt das Umkehrspiel auch die Positioniergenauigkeit des Roboters und führt dazu, dass ein und derselbe Punkt nicht mehrmals hintereinander exakt angefahren werden kann.

Des Weiteren hat auch die Auslenkung des Roboterarms einen wesentlichen Einfluss auf die Genauigkeit des Roboters. Wird die Auslenkung sehr groß, so erhöht sich der effektive Fehler an der zu bearbeitenden Stelle am äußersten Ende des Roboterarms, der aufgrund des Umkehrspiels im Getriebe entsteht. So löst beispielsweise ein Umkehrspiel von einer Winkelminute ($=0,017$ Grad) am Getriebeausgang eine Ungenauigkeit von circa $800 \mu\text{m}$ an der sich in Maximalposition befindenden Zentralhand des Roboters aus (siehe Diagramm 1).

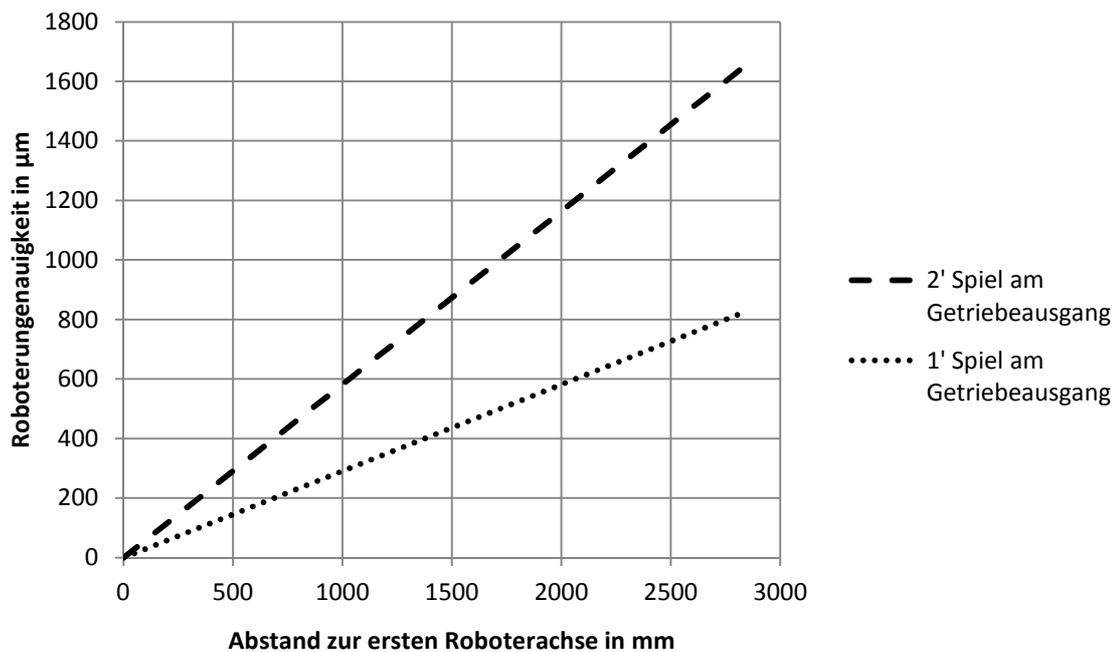


Diagramm 1: Einfluss der Roboterarmauslenkung auf Genauigkeit

2.3.4 Messung des Umkehrspiels

Da es keine standardisierten Methoden zur Messung des Umkehrspiels gibt, unterscheiden sich Herstellerangaben (von Getrieben zum Beispiel) teilweise deutlich. Bei Getrieben fixiert man meist die Eingangswelle, während am Ausgang gemessen wird.

2.3.4.1 Geometrische Messung

Hierbei werden zwei zusammengehörige Zahnräder einzeln mit einer Koordinatenmessmaschine vermessen und die erhaltene Zahnkontur in Form einer Punktwolke in ein CAD-Programm exportiert. Anschließend kann die Zahnradpaarung virtuell zusammengebaut und das Flankenspiel herausgemessen werden.

2.3.4.2 Statische Messung

Bei einer statischen Messung soll jener Weg gemessen werden, den das treibende Stirnrad bei Richtungswechsel zurücklegen muss, um wieder Flankenkontakt mit dem getriebenen Rad herzustellen. Dazu sollte das getriebene Rad während der Messung am besten festgehalten werden. Ist dies nicht möglich, so kann auch auf

beiden Zahnrädern gemessen und das Spiel durch die Hysterese zwischen den Winkelwerten abgelesen werden.

2.3.4.3 Kreisformtest

Der Kreisformtest (siehe [11]) ist eine dynamische Messmethode zur Untersuchung des geometrischen und kinematischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. Dabei wird über ein NC-Programm eine Kreisbahn beschrieben, die Abweichung von der idealen Kreisform mit einem Messsystem erfasst und anschließend mit einem X-Y-Plotter in vergrößertem Maßstab aufgezeichnet.

Als Messsystem eignet sich beispielsweise die QC10 Ballbar von Renishaw, die Double-Ballbar von Heidenhain oder das Kreuzgitterverfahren. Bei den Ballbarverfahren werden an den Enden einer teleskopartigen Messstange zwei Kugeln angebracht, die wiederum magnetisch mit dem Maschinentisch auf der einen Seite und mit der Werkzeugaufnahme auf der anderen Seite verbunden sind. Während die Kreisbahn abgefahren wird, erfasst ein lineares Wegmesssystem, welches in der Messstange integriert ist, jegliche Radiusänderungen und sendet diese an den Messcomputer. Mit Hilfe der grafischen Darstellung der Radiusabweichungen kann auf die mögliche Ursache der Ungenauigkeiten geschlossen werden. Eine Hysterese, wie in Abbildung 11, deutet bei der Auswertung der Ergebnisse ein auftretendes Spiel an, das an der bidirektionalen Kreisformabweichung ermittelbar ist.



Abbildung 11: Hysterese beim Kreisformtest [11]

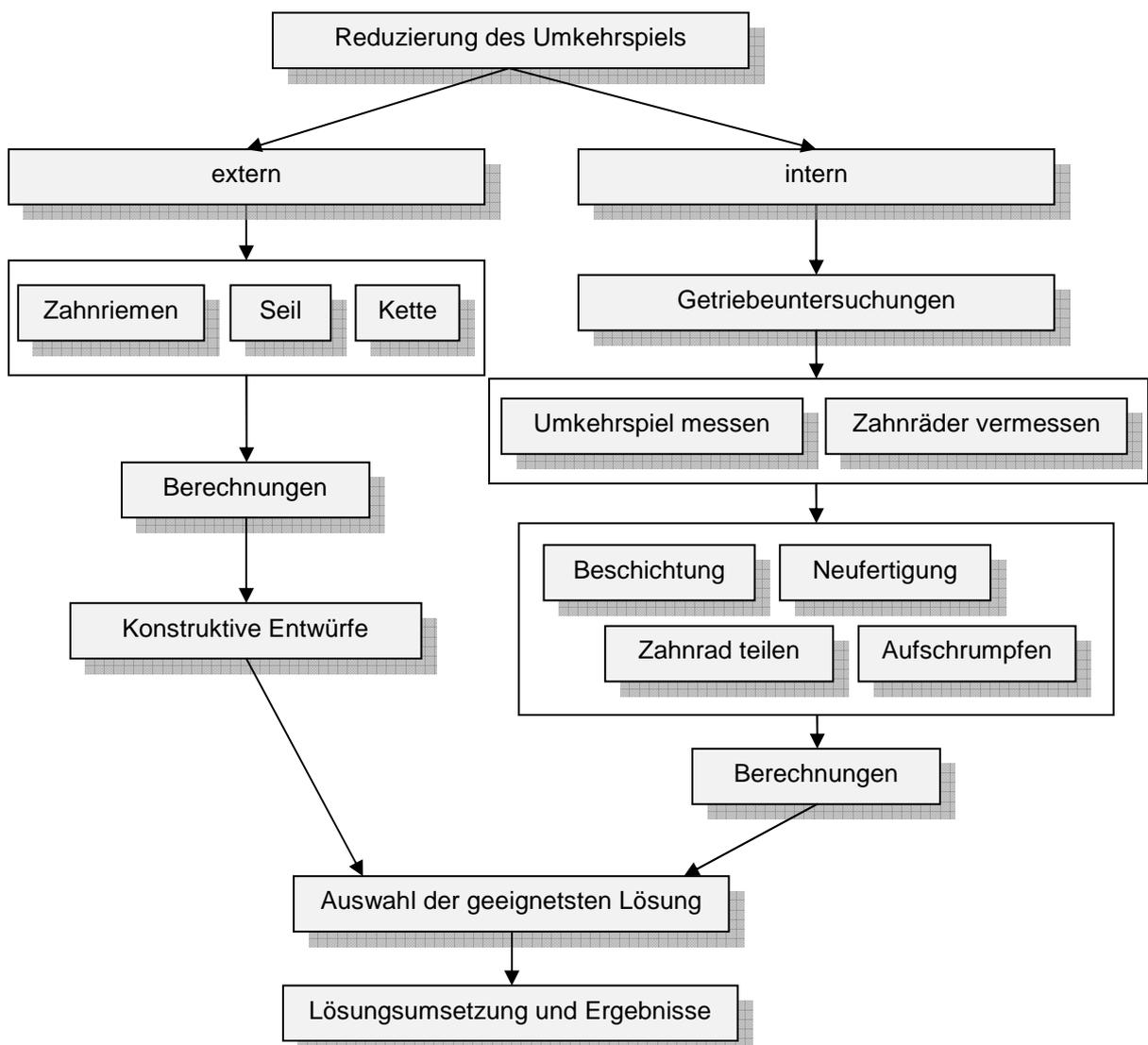
3 Methodik

3.1 Fehleridentifikation

Durch einen Kreisformtest konnte von der Daimler AG festgestellt werden, dass die erste Hauptdrehachse des zu untersuchenden KUKA Roboters ein relativ großes Umkehrspiel aufweist. Bei einem Messradius von 100 mm und drei Messgeschwindigkeiten von 1 m/min, 3 m/min und 6 m/min ergab sich jeweils eine bidirektionale Kreisformabweichung von 452,9 μm ; 436,7 μm und 438,1 μm . Da beim Kreisformtest alle Roboterachsen miteinbezogen wurden, müssen weitere Messungen durchgeführt werden, um das genaue Umkehrspiel zu erfassen.

3.2 Reduzierung des Spiels

Folgendes Baumdiagramm zeigt mögliche Vorgehensweisen, um das Umkehrspiel im Roboter zu minimieren:



Zur Reduzierung des Umkehrspiels ergeben sich vorerst zwei unterschiedliche Vorgehensweisen. Auf der einen Seite kann das Spiel extern durch ein Vorspannsystem aus einem Zahnriemen-, Keilriemen-, Seil- oder Kettentrieb erfolgen, für das anschließend Berechnungen durchgeführt und erste konstruktive Entwürfe erstellt werden. Auf der anderen Seite können Veränderungen am Getriebe zu einer Verbesserung des Umkehrspiels führen. Dazu ist eine Getriebeuntersuchung notwendig, bei der das Umkehrspiel im Getriebe ermittelt wird. Zusätzlich ist eine genaue Vermessung der Zahnräder für eine eventuelle Neufertigung erforderlich. Anschließend werden Lösungsvorschläge erarbeitet, um das Spiel intern beheben zu können, wie zum Beispiel durch Beschichtung, Neufertigung, Aufschrumpfen der vorhandenen Verzahnung auf eine neue Welle oder durch die Teilung und spielfreie Zusammensetzung von Zahnrädern (Näheres dazu in Kapitel 5.3). Schlussendlich werden alle gesammelten Lösungsvarianten gegeneinander abgewogen, die geeignetste Lösung umgesetzt und deren Ergebnisse ausgewertet.

4 Externe Vorspannsysteme

Eine Möglichkeit das Umkehrspiel am Roboter zu reduzieren, besteht darin, außen ein Vorspannsystem anzubringen. Dies erzeugt ein konstantes Vorspannmoment, das dafür sorgt, dass das Getriebe der ersten Roboterachse stetig in eine Richtung belastet wird. Dadurch kommt es im Getriebe zu keinem Flankenwechsel bei den Zahnradern und das Umkehrspiel verschwindet. Das bewirkt, dass eine eingeleitete Drehrichtungsumkehr am Roboter direkt und ohne Verzögerung, wie es bei auftretendem Umkehrspiel der Fall wäre, umgesetzt wird. Jedoch führt die zusätzliche Belastung durch die Vorspannung zu einer höheren Beanspruchung des Motors. Durch das Vorspannmoment wird der ursprüngliche Momentenverlauf angehoben, sodass keine negativen Momente und kein Umkehrspiel mehr auftreten, jedoch kann dadurch leicht die Maximalkraft des Motors überschritten werden (siehe Abbildung 12).

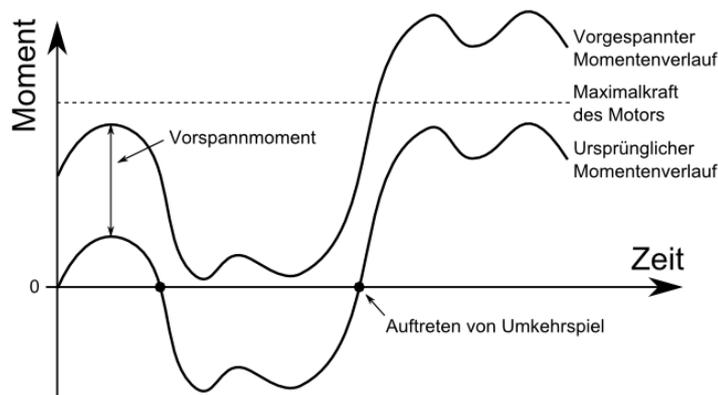


Abbildung 12: Schematisches Belastungsprofil

Von der Daimler AG wurden bereits erste Tests zur Bestimmung des benötigten Vorspannmoments durchgeführt und dienen den nachfolgenden Berechnungen als Grundlage. Das aufzubringende Vorspannmoment soll demnach 2000 Nm betragen.

Es gibt eine Reihe unterschiedlicher Lösungsansätze zur Reduzierung des Umkehrspiels am Roboter. In diesem Kapitel werden vorerst die externen Vorspannsysteme, das heißt jene Lösungsansätze, die das Umkehrspiel durch äußerliche Maßnahmen am Roboter minimieren sollen, näher erläutert.

Auf folgende Arten der Kraftübertragung wird näher eingegangen:

- Zahnriemen
- Keilriemen
- Kette
- Stahlseil
- Faserverbund-Seil

Ihre besonderen Eigenschaften und ihre Eignung im Bezug auf die Vorspannung werden im Anschluss diskutiert.

4.1 Zahnriementrieb

Die wesentlichen Vorteile des Zahnriementriebs sind einerseits die wartungsarme und formschlüssige Verbindung zweier Maschinenelemente, die zu einer hohen Positioniergenauigkeit und Winkeltreue führt, und andererseits der einfache Aufbau und die günstige Fertigung des Zahnriemens selbst [12]. Außerdem ist im Gegensatz zu Kettentrieben eine senkrechte Achsanordnung problemlos durchführbar [12]. Weiters besitzt der Zahnriemen sehr gute Dämpfungseigenschaften mit elastischer Stoßaufnahme und Stoßdämpfung und aufgrund der Verzahnung ist eine geringere Riemenvorspannung als bei Flachriemen notwendig, die zu einer Entlastung der Wellen führt [12] [13].

Ein großer Nachteil bei Zahnriementrieben mit großem Riemenscheibendurchmesser, wie es hier der Fall ist, zeigt sich in den Fertigungskosten. Es ist meist eine teure Sonderfertigung notwendig. Weiters können nur kleinere Leistungen übertragen werden und es herrschen relativ enge thermische Einsatzgrenzen (-50°C bis +80°C) [12]. Ferner ergeben sich im Vergleich zur Zahnradpaarung auch größere Wellenabstände, die zu Platzproblemen führen könnten [12].

4.1.1 Ausführungsformen

Im Wesentlichen stehen drei mögliche Ausführungsformen für den Zahnriementrieb zur Reduzierung des Umkehrspiels am Roboter zur Auswahl.

Einerseits der Standard-Riementrieb (siehe Abbildung 13) mit zwei Riemenscheiben, wobei die kleinere davon angetrieben und die größere um das Karussell des Roboters herum und an jenem fix montiert wird. Ein Motor erzeugt eine gewisse Vorspannung durch den Zahnriemen auf das Karussell und bei Richtungsumkehr findet nunmehr kein Zahnflankenwechsel im Inneren des Roboters statt und das Umkehrspiel wird eliminiert. Der Vorteil hierbei ist die gute Kraftübertragung durch die Verzahnung, die die beiden Elemente formschlüssig verbindet. Jedoch erzeugt die Ferti-

gung der großen Riemenscheibe hohe Kosten, da es sich um eine Sonderfertigung handelt.

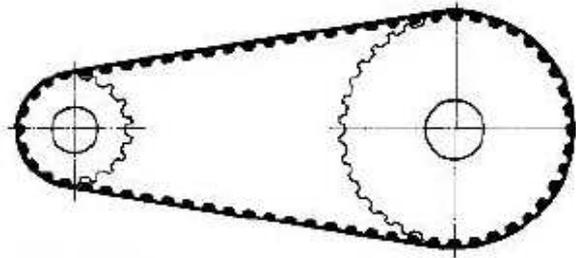


Abbildung 13: Standard-Zahnriementrieb [14]

Deshalb wurde eine weniger kostenintensivere Lösung gefunden, bei der das Großrad unverzahnt bleibt und zwei Spannrollen zum Einsatz kommen (siehe Abbildung 14). Diese Variante eignet sich bei großen Übersetzungen ($>3,5$), da hier der Umschlingungswinkel auf der größeren Scheibe ausreichend groß ist, um ein Durchrutschen des Riemens zu vermeiden. Die teure Zahnradfertigung am Großrad entfällt und die Drehmomentübertragung erfolgt nun sowohl kraft- als auch reibschlüssig. Bei diesem Lösungsansatz muss für den Riemen ein Trapezprofil gewählt werden [15].

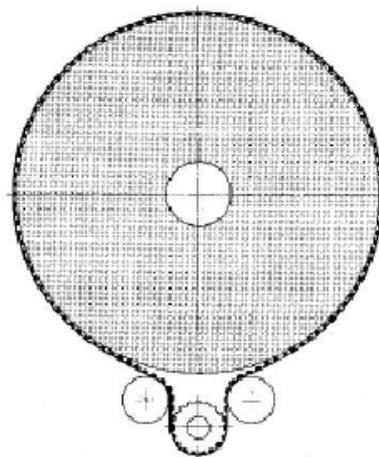


Abbildung 14: Unverzahntes Großrad [14]

Die dritte mögliche Ausführungsform leitet sich von der vorherigen ab. Sie sieht so aus, dass der Zahnriemen nicht wie zuvor um das gesamte Großrad gelegt wird, sondern dass dieser mit Hilfe von Klemmplatten an einem Teilstück des Großrades montiert wird (siehe Abbildung 15). Dies führt zu einer einfachen Montage am Roboter, da dieser nicht auseinandergeschraubt und hochgehoben werden muss, und außerdem zu einer kostengünstigen Fertigung. Nachteilig ist die reibschlüssige Verbindung an der Scheibe, die zur Abnutzung der Zähne führt. Es tritt auch ein geringer Schlupf auf, der ein Nachspannen des Riemens eventuell erforderlich machen könnte. Außerdem ist auf diese Weise keine ganze 360° -Drehbewegung des Roboters mehr möglich, doch laut Daimler AG liegt der benötigte Arbeitsbereich für die angeordnete Bearbeitung des Roboters bei 180° und somit würde sich diese Variante gut eignen.

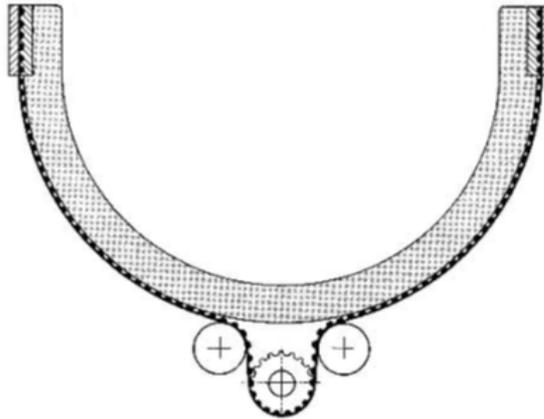


Abbildung 15: Zahnriementrieb mit Klemmplatten [14]

Die letztgenannte Variante soll im Folgenden, aufgrund der wesentlichen Vorteile im Bezug auf die Kosten, näher betrachtet und ausgelegt werden.

4.1.2 Berechnung des Zahnriementriebs

Folgende Berechnungen wurden nach [16] durchgeführt.

Zahnriementyp AT20:

Riemenbreite	$b_0 = 50 \text{ mm}$	(1)
--------------	-----------------------	-----

Zulässige Kraft	$F_{zul} = 11700 \text{ N}$	(2)
-----------------	-----------------------------	-----

Spezifische Umfangskraft	$F'_U = 720 \text{ N}$	(3)
--------------------------	------------------------	-----

Metergewicht des Riemens	$m'_R = 0,5 \text{ kg/m}$	(4)
--------------------------	---------------------------	-----

Teilung	$p = 20 \text{ mm}$	(5)
---------	---------------------	-----

Ausgangswerte:

Durchmesser Großrad	$d_2 = 1180 \text{ mm}$	(6)
---------------------	-------------------------	-----

Abtriebsdrehmoment	$M_2 = 2000 \text{ Nm}$	(7)
--------------------	-------------------------	-----

Abtriebsdrehzahl [4]	$n_2 = 42 \text{ }^\circ/\text{s} = 7 \text{ U/min} = 0,117 \text{ U/s}$	(8)
----------------------	--	-----

Zähnezahl des Antriebsrades	$z_1 = 36$	(9)
-----------------------------	------------	-----

$$\text{Durchmesser Antriebsrad} \quad d_1 = \frac{z_1 \cdot p}{\pi} = \frac{36 \cdot 20 \text{ mm}}{\pi} = 229,18 \text{ mm} \quad (10)$$

$$\text{Übersetzung} \quad i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{1180 \text{ mm}}{229,18 \text{ mm}} = 5,149 \quad (11)$$

$$\text{Achsabstand [17]} \quad e_{\min} = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + 15 \text{ mm} = 0,72 \text{ m} \Rightarrow e_{\text{gew}} = 0,75 \text{ m} \quad (12)$$

$$\text{Umschlingungswinkel} \quad \beta_k = 120^\circ = 2,094 \text{ rad} \quad (13)$$

$$\text{Eingriffszähnezahl [17]} \quad z_e = \frac{z_1 \cdot \beta_k}{2\pi} = \frac{36 \cdot 2,094}{2\pi} = 12 \quad (14)$$

$$\text{Antriebsdrehzahl} \quad n_1 = n_2 \cdot i = 7 \text{ U/min} \cdot 5,149 = 36,04 \text{ U/min} = 0,601 \text{ U/s} \quad (15)$$

$$\text{Riemengeschwindigkeit} \quad v = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 = 1,18 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,117 \text{ U/s} = 0,434 \text{ m/s} \quad (16)$$

$$\text{Umfangskraft} \quad F_U = \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2000 \text{ Nm}}{1,18 \text{ m}} = 3389,83 \text{ N} \quad (17)$$

$$\text{Abtriebszähnezahl}^1 \quad z_2 = \frac{d_2 \cdot \pi}{p} = \frac{1180 \text{ mm} \cdot \pi}{20 \text{ mm}} = 185,35 \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \text{Zahneingriffsfaktor} \quad c_1 &= \frac{z_1}{180} \cdot \arccos \left[\frac{(z_2 - z_1) \cdot p}{2\pi \cdot e_{\text{gew}}} \right] = \\ &= \frac{36}{180} \cdot \arccos \left[\frac{(185,35 - 36) \cdot 20 \text{ mm}}{2\pi \cdot 750 \text{ mm}} \right] = 10,133 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\text{Betriebsfaktor} \quad c_2 = 1,3 \text{ für kurzfristige Überlastungen } < 35\% \quad (20)$$

$$\text{Beschleunigungsfaktor} \quad c_3 = 0,4 \text{ wenn } i > 3,5 \quad (21)$$

$$\text{Max. Umfangskraft} \quad F_{U,\max} = F_U \cdot (c_2 + c_3) = 3389,83 \text{ N} \cdot (1,3 + 0,4) = 5763 \text{ N} \quad (22)$$

$$\text{Erforderliche, spezifische Umfangskraft} \quad F'_{U,\text{erf}} = \frac{F_{U,\max}}{c_1} = \frac{5763 \text{ N}}{10,133} = 568,7 \text{ N} \quad (23)$$

$$\text{Min. Vorspannkraft} \quad F_{V,\min} = 0,5 \cdot F_{U,\max} = 0,5 \cdot 5763 \text{ N} = 2881,5 \text{ N} \quad (24)$$

$$\text{Vorspannkraft} \quad F_V \approx 3.000 \text{ N} \quad (25)$$

$$\text{Bemessungskraft} \quad F_{\text{Bem}} = F_{U,\max} + F_V = 5763 \text{ N} + 3000 \text{ N} = 8763 \text{ N} \quad (26)$$

¹ Lediglich theoretischer Wert, da das Großrad ab einer Übersetzung von $i > 3,5$ unverzahnt bleibt.

$$S_{\text{Zahn}} = \frac{F'_U}{F'_{U,\text{erf}}} = \frac{720 \text{ N}}{568,7 \text{ N}} = 1,266$$

Zahnfußsicherheit (27)

$$S_{\text{Zahn}} > 1$$

$$S_{\text{Zug}} = \frac{F_{\text{zul}}}{F_{\text{Bem}}} = \frac{11700 \text{ N}}{8763 \text{ N}} = 1,335$$

Zugstrangsicherheit (28)

$$S_{\text{Zug}} > 1$$

Antriebsmoment (29)

$$M_1 = \frac{d_1 \cdot F_U}{2} = \frac{0,2292 \text{ m} \cdot 3389,83 \text{ N}}{2} = 388,47 \text{ Nm}$$

Antriebsleistung (30)

$$P_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot M_1 = 2 \cdot \pi \cdot 0,601 \text{ U/s} \cdot 388,47 \text{ Nm} = 1,47 \text{ kW}$$

4.1.3 Konkrete Ausführung



Abbildung 16: Roboter mit Riementriebkonzept

Um das Abtriebsdrehmoment von 2000 Nm [Annahme aufgrund von ersten Messungen der Daimler AG] mit einer Abtriebsdrehzahl von 7 U/min [4] übertragen zu können, wird ein Riemen mit einer Riemenbreite von 50 mm und einer Teilung von 20 mm benötigt. Die kleine Riemenscheibe, die von einem Motor angetrieben wird, besitzt 36 Zähne bei einem Teilkreisdurchmesser von 229 mm und ihr Umschlingungswinkel soll mit zwei Spannrollen auf 120° eingestellt werden. Somit liegt die zu übertragende Leistung bei 1,47 kW und die Zahnfuß- und Zugstrangsicherheiten werden eingehalten.

Zur einfachen Montage werden in den vorhandenen Bohrungen am Karussell des Roboters zwei Auflagebleche verschraubt (siehe Abbildung 17). Anschließend kann ein Stahlbogen, der als Großradersatz dient, auf die Auflagepunkte der Auflagebleche gesetzt und mit den am Stahlbogen angeschweißten Blechstücken verschraubt werden. Mit Klemmplatten an den Enden des Stahlbogens wird der Zahnriemen zur Kraftübertragung montiert. Die Zähne des Zahnriemens zeigen dabei nach innen, sodass die beiden Spannrollen unverzahnt bleiben. Des Weiteren kommt eine Zahnriemenscheibe als Antriebsrad zum Einsatz. Der Motor wird mit einer geeigneten Stützvorrichtung im richtigen Abstand direkt am Grundgestell des Roboters verschraubt.

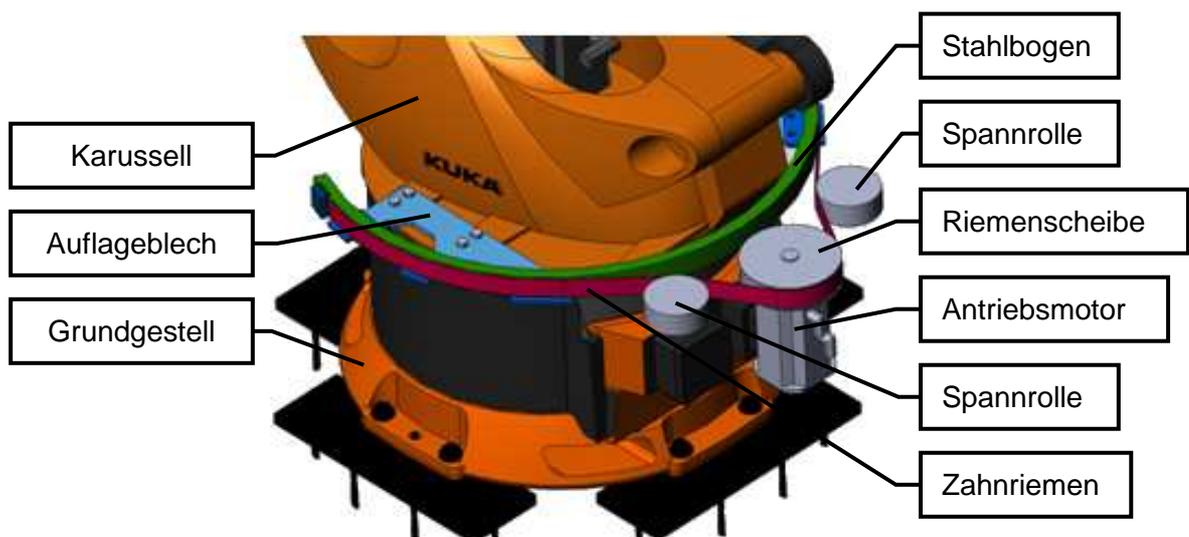


Abbildung 17: Konzeptskizze Riementrieb

4.2 Keilriementrieb

Keilriementriebe sind für große Übersetzungen bei kleinen Wellenabständen geeignet [18]. Sie sind unempfindlich gegen Drehmomentstöße und können kleine Fluchtungsfehler ausgleichen [17]. Durch die sichere Führung in Keilriemenscheiben wird ein axiales Verrutschen verhindert. Aufgrund ihrer reibschlüssigen Kraftübertragung sind Keilriementriebe weniger empfindlich gegenüber Belastungsüberschreitungen [17]. Deshalb führt eine zu große Belastung nicht wie bei formschlüssigen Verbindungen zur Beschädigung des Antriebsmotors, sondern zum Durchrutschen des Riemens. Dadurch ist kein synchroner Lauf möglich und die Übersetzung ist nicht konstant. Der Wirkungsgrad ist im Vergleich zu Zahnriementrieben geringer und es wird eine größere Vorspannung benötigt, die sich negativ auf die Lager auswirkt.

4.2.1 Berechnung des Keilriementriebs

Folgende Berechnungen wurden nach [18] durchgeführt.

$$\text{Abtriebsdrehmoment} \quad M_2 = 2000 \text{ Nm} \quad (31)$$

$$\text{Durchmesser Großrad} \quad d_2 = 1180 \text{ mm} \quad (32)$$

$$\text{Durchmesser Antriebsrad} \quad d_1 = 250 \text{ mm} \quad (33)$$

$$\text{Abtriebsdrehzahl [4]} \quad n_2 = 42 \text{ }^\circ/\text{s} = 7 \text{ U/min} = 0,117 \text{ U/s} \quad (34)$$

$$\text{Übersetzung} \quad i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{1180 \text{ mm}}{250 \text{ mm}} = 4,72 \quad (35)$$

$$\text{Achsabstand} \quad e_{\min} = 0,7 \cdot (d_1 + d_2) = 1001 \text{ mm} \rightarrow e_{\text{gew}} = 1100 \text{ mm} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \text{Riemenlänge} \quad L_d &= 2 \cdot e_{\text{gew}} + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot e_{\text{gew}}} = \\ &= 2 \cdot 1100 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (250 + 1180) \text{ mm} + \frac{(1180 \text{ mm} - 250 \text{ mm})^2}{4 \cdot 1100 \text{ mm}} = \\ &= 4643 \text{ mm} \end{aligned} \quad (37)$$

$$\text{Umschlingungswinkel der kleinen Scheibe} \quad \beta_k = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot e_{\text{gew}}} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{1180 \text{ mm} - 250 \text{ mm}}{2 \cdot 1100 \text{ mm}} \right) = 130^\circ \quad (38)$$

$$\text{Umfangskraft} \quad F_U = \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2000 \text{ Nm}}{1,18 \text{ m}} = 3389,83 \text{ N} \quad (39)$$

Bei gewähltem Normalkeilriemen 17 nach DIN 2215 gilt:

$$\text{Erforderliche Anzahl an Keilriemen} \quad z \geq \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{(P_N + \ddot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} \quad (40)$$

$$\text{Anwendungsfaktor} \quad \text{bei gleichförmigem Antrieb und mittlerer Stoßbelastung an der getriebenen Maschine} \quad K_A = 1,5 \quad (41)$$

$$\text{Zu übertragende Nennleistung} \quad P_{\text{nenn}} = M_2 \cdot 2\pi \cdot n_2 = 2000 \text{ Nm} \cdot 2\pi \cdot 0,117 \text{ U/s} = 1,47 \text{ kW} \quad (42)$$

$$\text{Nennleistung eines einzelnen Keilriemens} \quad P_N = 1,3 \text{ kW} \quad (43)$$

$$\text{Übersetzungszuschlag} \quad \ddot{U}_z \approx 0 \text{ kW bei kleiner Antriebsdrehzahl} \quad (44)$$

$$\text{Winkelfaktor} \quad c_1 = 0,86 \text{ für } \beta_k = 130^\circ \quad (45)$$

$$\text{Längenfaktor} \quad c_2 = 1,15 \text{ für } L_d = 4,6 \text{ m} \quad (46)$$

$$\text{Benötigte Keilriemen} \quad z = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} = \frac{1,5 \cdot 1,47 \text{ kW}}{(1,3 \text{ kW} + 0 \text{ kW}) \cdot 0,86 \cdot 1,15} = 1,7 \approx 2 \quad (47)$$

4.2.2 Ausführung des Keilriementriebs

Zur Übertragung des erforderlichen Bremsmoments von 2000 Nm wird ein Keilriementrieb mit zwei parallel angeordneten Keilriemen benötigt. Diese können - gleich wie beim Zahnriementrieb - an einem Stahlbogen fixiert und von Keilriemenscheiben angetrieben werden. Spannrollen sind hierbei nicht vonnöten. Bei den gewählten Keilriemen handelt es sich um Normalkeilriemen mit einer oberen Riemenbreite von 17 mm (DIN 2215).

4.3 Kettentrieb

Mit Kettentrieben ist eine formschlüssige und schlupflose Leistungsübertragung mit konstanter Übersetzung möglich [19]. Weiters ist die Kette im Gegensatz zum Riemen unempfindlich gegenüber hohen Temperaturen, Feuchtigkeit und Schmutz und man erhält bei vergleichbarer Leistung kleinere Bauabmessungen [18].

Nachteilig ist jedoch die unelastische, starre Kraftübertragung und eine hohe Ketten- geschwindigkeit führt zu Schwingungen, die Lärm verursachen. Ein Kettentrieb ist teurer als ein leistungsmäßig vergleichbarer Riementrieb [18]. Außerdem sind Kettentriebe ungeeignet für die periodische Drehrichtungsumkehr, da immer ein gewisser Totgang zum Aufholen des Durchhangs der Kette vorhanden ist [20]. Ein weiterer essentieller Nachteil ist, dass senkrecht stehende Wellen nur unter Inkaufnahme von hohen Abnützungen an den Seitenflächen der Kettenräder durchführbar sind. Die optimale Anordnung einer Kette erfolgt auf parallelen, waagrechten Achsen [20]. Um dennoch eine senkrechte Achsanordnung möglich zu machen, muss die Kette durch Kunststoffschienen gestützt geführt werden.

4.3.1 Berechnung des Kettentriebs

Folgende Berechnungen wurden nach [21] durchgeführt.

Ausgangswerte:

$$\text{Abtriebsdrehmoment} \quad M_2 = 2000 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$\text{Antriebszähnezahl} \quad z_1 = 25 \quad (49)$$

$$\text{Abtriebszähnezahl} \quad z_2 = 119 \quad (50)$$

$$\text{Abtriebsdrehzahl} \quad n_2 = 7 \text{ U/min} \quad (51)$$

$$\text{Übersetzung} \quad i = \frac{z_2}{z_1} = 4,76 \quad (52)$$

$$\text{Antriebsdrehzahl} \quad n_1 = n_2 \cdot i = 7 \text{ U/min} \cdot 4,76 = 33,32 \text{ U/min} = 0,56 \text{ U/s} \quad (53)$$

$$\text{Stoßfaktor} \quad Y = 2 \quad \text{für leichte Stöße und mittlere schwelende Belastung} \quad (54)$$

Einflussgrößen:

$$f_1 = 0,76 \text{ für } z_1 = 25 \quad (55)$$

$$f_2 = 0,92 \text{ für } i \approx 5 \quad (56)$$

$$f_3 = 1,37 \text{ für } Y = 2 \quad (57)$$

$$f_4 = 1,09 \text{ bei } \frac{a_0}{p} = 30 \quad (58)$$

$$f_5 = 1 \text{ bei einwandfreier Schmierung} \quad (59)$$

$$f_6 = 1 \text{ für Trieb mit zwei Wellen} \quad (60)$$

$$\text{Gesamteinflussfaktor} \quad f_G = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 = 1.044 \quad (61)$$

Gewählte Kette: iwis-Einfachrollenkette M 2012 1¼ x ¾“ oder 20B nach DIN 8187:

$$\text{Teilung} \quad p = 31,75 \text{ mm} \quad (62)$$

$$\text{Bruchkraft} \quad F_B = 95 \text{ kN} \quad (63)$$

$$\text{Gelenkfläche} \quad A_{\text{Kette}} = 2,92 \text{ cm}^2 \quad (64)$$

$$\text{Kettengewicht} \quad q = 3,72 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad (65)$$

$$\text{Achsabstand} \quad a_0 = 30 \cdot p = 30 \cdot 31,75 \text{ mm} = 952,5 \text{ mm} \quad (66)$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser des Antriebrades} \quad d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{31,75 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)} = 253,32 \text{ mm} \quad (67)$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser des Abtriebrades} \quad d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{31,75 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{119}\right)} = 1202,8 \text{ mm} \quad (68)$$

$$\text{Kettengeschwindigkeit} \quad v = d_1 \cdot n_1 \cdot \pi = 0,253 \text{ m} \cdot 0,56 \text{ s}^{-1} \cdot \pi = 0,441 \text{ m/s} \quad (69)$$

$$\text{Kettenzugkraft} \quad F_U = \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2000 \text{ Nm}}{1,2 \text{ m}} = 3333,3 \text{ N} \quad (70)$$

$$\text{Antriebsmoment} \quad M_1 = \frac{F_U \cdot d_1}{2} = \frac{3333 \text{ N} \cdot 0,253 \text{ m}}{2} = 421,6 \text{ Nm} \quad (71)$$

$$\text{Antriebsleistung} \quad P_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot M_1 = 2 \cdot \pi \cdot 0,56 \text{ s}^{-1} \cdot 421,6 \text{ Nm} = 1,48 \text{ kW} \quad (72)$$

$$\text{Diagrammleistung} \quad P_D = P_1 \cdot f_G = 1,47 \text{ kW} \cdot 1,044 = 1,535 \text{ kW} \quad (73)$$

Mit der Diagrammleistung P_D kann nach DIN 8187 im Leistungsdiagramm überprüft werden, ob sich die gewählte Kette grundsätzlich eignet. Im vorliegenden Beispiel müsste der Einfachrollenkettentyp 16B gewählt werden, doch damit würde am Großrad die maximale Zähnezah von 120 [18] überschritten werden. Aus diesem Grund wird mit Typ 20B weitergerechnet.

$$\text{Fliehkraft} \quad F_f = q \cdot v^2 = 3,72 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \left(0,441 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 0,723 \text{ N} \quad (74)$$

$$\text{Gesamtzugkraft} \quad F_G = F_U + F_f = 3333 \text{ N} + 0,723 \text{ N} = 3334 \text{ N} \quad (75)$$

$$\text{Gelenkflächenpressung} \quad p_r = \frac{F_G}{A_{\text{Kette}}} = \frac{3334 \text{ N}}{2,92 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 11,4 \text{ MPa} \quad (76)$$

Zulässige Gelenkflächenpressung:

$$\text{Richtwert zur Gelenkflächenpressung} \quad p_v = 3031,3 \text{ N/cm}^2 \text{ für } v = 0,441 \text{ m/s} \quad (77)$$

$$\text{Reibwegfaktor} \quad \lambda = 0,73 \text{ für } i \approx 5 \text{ und } a_0 = 30 \cdot p \quad (78)$$

$$\text{Zulässige Gelenkflächenpressung} \quad p_{\text{zul}} = \frac{p_v \cdot \lambda}{f_5 \cdot f_6} = \frac{3031,3 \cdot 10^4 \text{ Pa} \cdot 0,73}{1 \cdot 1} = 22,13 \text{ MPa} \quad (79)$$

$$p_r = 11,25 \text{ MPa} < p_{\text{zul}} = 22,124 \text{ MPa} \quad (80)$$

$$\text{Statischer Bruchsicherheitsfaktor} \quad S_{\text{stat}} = \frac{F_B}{F_G} = \frac{95 \text{ kN}}{3,33 \text{ kN}} = 28,5 \geq 7 \quad (81)$$

$$\text{Dynamischer Bruchsicherheitsfaktor} \quad S_{\text{dyn}} = \frac{F_B}{F_G \cdot Y} = \frac{95 \text{ kN}}{3,33 \text{ kN} \cdot 2} = 14,25 \geq 5 \quad (82)$$

Anzahl der Kettenglieder

$$X_0 = \frac{2 \cdot a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} =$$

$$= \frac{2 \cdot 952,5 \text{ mm}}{31,75 \text{ mm}} + \frac{25 + 119}{2} + \left(\frac{119 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{31,75 \text{ mm}}{952,5 \text{ mm}} = 139,46 \quad (83)$$

$$X = 140$$

Neuer Achsabstand [18]

$$a_{neu} = \frac{p}{4} \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{31,75 \text{ mm}}{4} \left[\left(140 - \frac{25 + 119}{2} \right) + \sqrt{\left(140 - \frac{25 + 119}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{119 - 25}{\pi} \right)^2} \right] = \quad (84)$$

$$= 962,26 \text{ mm}$$

Kettenlänge

$$L_{ges} = X \cdot p = 140 \cdot 31,75 \text{ mm} = 4445 \text{ mm} \quad (85)$$

4.3.2 Ausführungsmöglichkeit des Kettentriebs



Abbildung 18: Roboter mit Kettentriebvorspannung

Um das Abtriebsdrehmoment von 2000 Nm mit einem Kettentrieb übertragen zu können, wird eine Einfachrollenkette 20B nach [22] mit einer Teilung von 31,75 mm benötigt. Bei einem Achsabstand von 962,26 mm und 140 Kettengliedern beträgt die Kettenlänge 4,44 m. Aufgrund der senkrechten Achsanordnung der Kettenräder muss die Kette durch Führungsschienen aus Kunststoff gestützt werden, um starke abrasive Abnützungen der Seitenflächen der Kettenräder zu vermeiden.

Für das Antriebsrad kann ein Standard-Kettenrad mit einer Zähnezahl von 25 und einer Teilung von 31,75 mm verwendet werden. Das Abtriebskettenrad muss jedoch mit größerem Aufwand als Einzelfertigung teuer hergestellt werden.

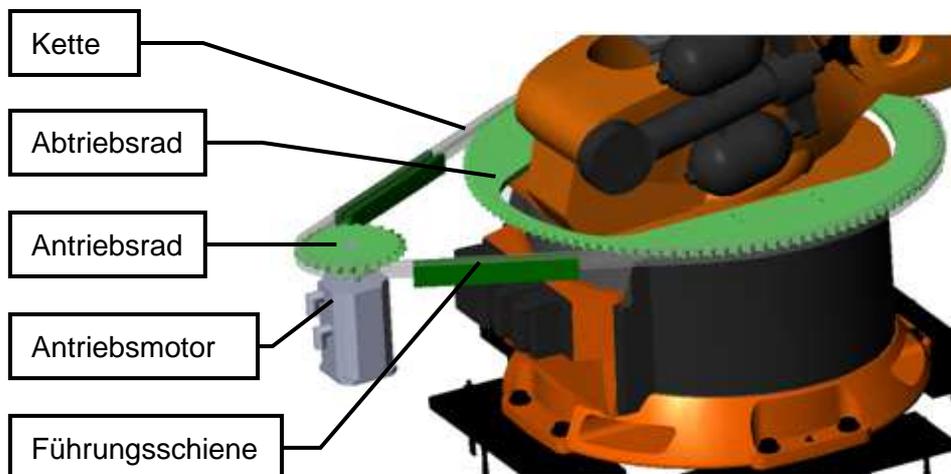


Abbildung 19: Konzeptskizze Kettentrieb

4.4 Seiltrieb

Der wesentliche Vorteil eines Seiltriebs ist die einfache und billige Herstellung. Seile besitzen auch eine geringe Eigenmasse und neigen somit nicht so stark zum Durchhang wie beispielsweise Ketten. Sie eignen sich für größere Laufgeschwindigkeiten und das Bruchverhalten erweist sich gegenüber der Kette als besser, da sich der Bruch langsam ankündigt und nicht schlagartig vonstattengeht [23].

Allerdings kommt es beim Seiltrieb zu Dehnung und Schlupf und die Wellen müssen, aufgrund der reibschlüssigen Verbindung, stärker vorgespannt werden, was eine große Achsbelastung mit sich bringt. Weiters sind nur kleine Leistungen übertragbar, da ansonsten die Reibkraft überwunden wird und das Seil durchrutscht [13]. Stahlseile sind stark verschleiß- und korrosionsanfällig und erfordern große Umlenk radien, um Beschädigungen am Seil zu vermeiden [23].

4.4.1 Berechnung des Seiltriebs

Folgende Berechnungen wurden nach [24] durchgeführt.

Ausgangswerte:

$$\text{Abtriebsdrehmoment} \quad M_2 = 2000 \text{ Nm} \quad (86)$$

$$\text{Antriebsraddurchmesser} \quad d_1 = 300 \text{ mm} \quad (87)$$

$$\text{Abtriebsraddurchmesser} \quad d_2 = 1200 \text{ mm} \quad (88)$$

$$\text{Achsabstand} \quad a = 800 \text{ mm} \quad (89)$$

$$\text{Übersetzung} \quad i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{1200 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} = 4 \quad (90)$$

$$\text{Seilzugkraft} \quad S = \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2000 \text{ Nm}}{1,2 \text{ m}} = 3,33 \text{ kN} \quad (91)$$

Es wird die ungünstigste Triebwerksgruppe 5_m angenommen, da genauere Angaben bezüglich Laufzeitklasse und Lastkollektiv nicht bekannt sind.

$$\text{Beiwert zu Triebwerksgruppe 5}_m \quad c = 0,15 \frac{\text{mm}}{\sqrt{N}} \quad (92)$$

$$\text{Min. Drahtdurchmesser} \quad d_{\min} = c \cdot \sqrt{S} = 0,15 \frac{\text{mm}}{\sqrt{N}} \cdot \sqrt{3333 \text{ N}} = 8,66 \text{ mm} \quad (93)$$

Minimaler Seiltrommeldurchmesser:

$$\text{Beiwert 1} \quad h_1 = 28 \quad (94)$$

$$\text{Beiwert 2} \quad h_2 = 1 \quad (95)$$

$$\text{Minimaler Seiltrommeldurchmesser} \quad D_{\min} = h_1 \cdot h_2 \cdot d_{\min} = 28 \cdot 1 \cdot 8,66 \text{ mm} = 242,5 \text{ mm} \quad (96)$$

$$\text{Mindestbruchkraft [25]} \quad F_B = 47,6 \text{ kN} \quad (97)$$

$$\text{Sicherheit} \quad \vartheta = \frac{F_B}{S} = \frac{47,6 \text{ kN}}{3,33 \text{ kN}} = 14,3 \quad (98)$$

$$\vartheta > 3$$

4.4.2 Konkrete Ausführung

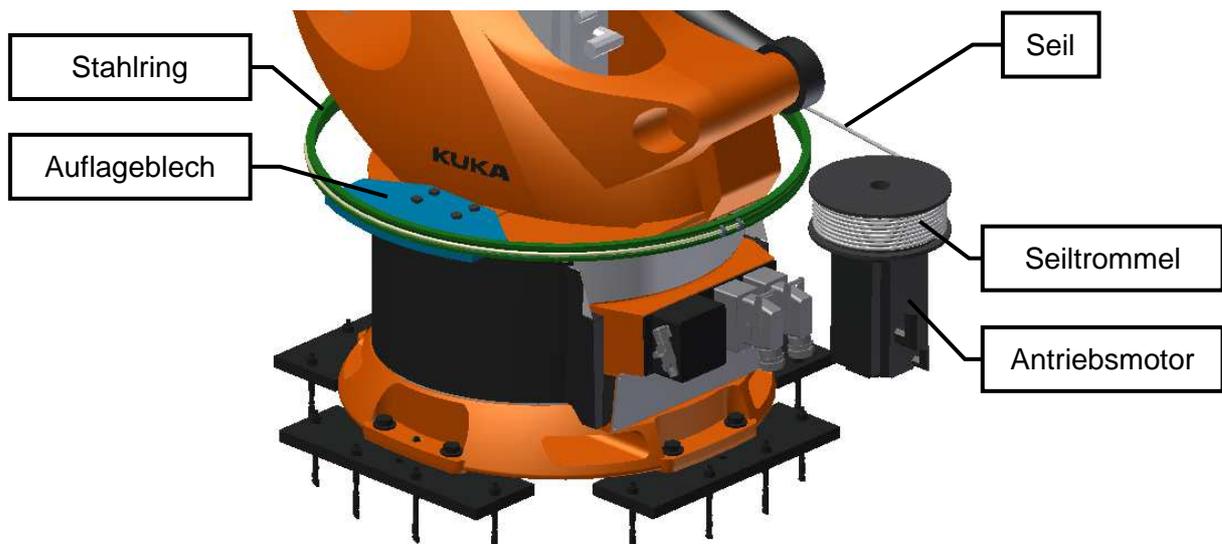


Abbildung 20: Konzeptskizze Seiltrieb

Um einen Seiltrieb als Vorspannsystem realisieren zu können (siehe Abbildung 20), werden am Karussell des Roboters zwei Auflagebleche montiert, an denen ein Stahlring angeschweißt wurde. Dieser Stahlring sollte außen eine kleine umlaufende Einkerbung oder einen U-Profil-Querschnitt besitzen, um eine sichere Führung des Seils zu ermöglichen. Das Seil wird an dessen Ende mit Seilklemmen oder durch Verschweißen fix am Stahlring befestigt, rund um den Stahlring gelegt und an einer Seiltrommel mit einem minimalen Seiltrommeldurchmesser von 242,5 mm aufgewickelt. Durch die Fixierung am Stahlring wird ein Durchrutschen des Seils verhindert. Der minimale Seildurchmesser, um das erforderliche Vorspannmoment von 2000 Nm übertragen zu können, beträgt 9 mm. Der Antriebsmotor für das Vorspannsystem wird mit einer passenden Konstruktion am Grundgestell des Roboters fixiert.

4.4.3 Faserverbund-Seil

Als Alternative zum Stahlseil gibt es das Faserverbundseil. Hierbei versteht man eine Vielzahl an Fasern, deren Durchmesser im Mikrometerbereich liegen und welche in einer Kunststoffmatrix eingebettet sind. Die Fasern können aus verschiedensten Materialien bestehen, wobei die Kohlenstofffaser (CFK) derzeit die gängigste ist und hier näher beschrieben wird.

Der wohl größte Vorteil gegenüber dem Stahlseil ist das geringe Eigengewicht und die Korrosionsbeständigkeit der Faserverbundseile. Sie besitzen einen hohen Ermüdungswiderstand und sind deshalb unempfindlicher gegenüber Säuren und Basen [26]. Außerdem haben Stahlseile und hochfeste Faserseile mit Kunststofffasern bei gleichem Seildurchmesser nahezu gleiche Zugfestigkeiten [27]. Somit erreichen Faserverbundseile Zugfestigkeiten von bis zu 5 000 N/mm² und ihr Elastizitätsmodul liegt bei etwa 230 000 N/mm² [26]. Des Weiteren haben Faserverbundwerkstoffe nur geringe Wärmedehnungen, jedoch begrenzt die Kunststoffmatrix den Widerstand

gegen Temperatur und Alterung. Sie sind sehr widerstandsfähig gegen dynamische Belastungen und erreichen eine Dauerfestigkeit von etwa 80 Prozent der Anfangsfestigkeit [26]. Ihre elastische Dehngrenze ist mit 1,6 Prozent wesentlich größer als bei Stahl, allerdings besitzt die Kohlenstofffaser keine plastischen Tragreserven, sondern verhält sich rein elastisch, was zur Folge hat, dass die Bruchdehnung sehr viel geringer ausfällt [26]. Dies führt zu einem schlechten Bruchverhalten, bei dem sich ein Bruch nicht langsam ankündigt, sondern schlagartig vonstattengeht. Geringe Beschädigungen an einzelnen Faserbündeln zerstören rasch das gesamte Seil. Außerdem sind die Fasern sehr stark anisotrop, weshalb ihre Festigkeit bei einer Belastung in Querrichtung weitaus geringer ist als in Längsrichtung [26].

Im vorliegenden Fall ist es notwendig, die Reibung zwischen den einzelnen Seilen und zwischen Seiltrommel und Seil so gering wie möglich zu halten. Eine Lösungsvariante nach [27] ist es, die Rillen in der Seiltrommel ellipsenförmig zu gestalten, um die Druckbelastung gleichmäßiger verteilen zu können. Die Übergangsbereiche zwischen zwei benachbarten Rillen sollen außerdem mit großen Radien verrundet werden und für das Verhältnis Rillenbreite zu -tiefe ist vorzugsweise der Bereich zwischen 4 und 6 zu wählen. Des Weiteren werden alle Teile, die das Seil berühren mit reibungsarmen, näherungsweise reibungsfreien Oberflächen (zum Beispiel durch Oberflächenfeinstbearbeitung oder Beschichtung) versehen, sodass die mittlere Rautiefe $R_a < 1 \mu\text{m}$ wird.

Für die Festigkeitsberechnung von Faserverbundkunststoffen (FVK) gilt seit 2006 die VDI-Richtlinie 2014. Die Berechnung erweist sich jedoch als äußerst schwierig und zeitintensiv, da bei FVK eine Vielzahl an möglichen Werkstoffparametern bezüglich Matrix und Fasern zur Auswahl stehen, die für die gegebene Problemstellung erst ausgewählt und getestet werden müssten.

4.5 Zusammenfassung

Durch ein äußeres Vorspannsystem zur Minimierung des Umkehrspiels in der ersten Achse eines Roboters, speziell dem KUKA KR 500-3 MT, kann mit Hilfe eines zusätzlichen Motors das Karussell des Roboters vorgespannt werden. Die Vorspannung erzeugt ein konstantes Moment auf den Roboter, welches bewirkt, dass im Getriebe kein Flankenwechsel mehr stattfindet. Dadurch wird die vom Antriebsmotor eingeleitete Drehbewegung ohne Verzögerung umgesetzt und es entsteht kein Umkehrspiel.

Wird die Vorspannung durch einen Kettentrieb erzeugt, so ist eine formschlüssige, schlupflose und relativ unempfindliche Verbindung zwischen dem zusätzlichen Motor und dem Roboter gegeben. Jedoch ist diese Variante für periodische Drehrichtungswechsel eher ungeeignet, da bei jeder Kette ein gewisser Totgang zum Aufholen des Durchhangs vorhanden ist, der wiederum Spiel erzeugt. Außerdem sind Ketten

schwer, unelastisch und starr und müssen bei senkrechter Achsanordnung zusätzlich durch Kunststoffschienen gestützt werden, um übermäßigen Verschleiß der Kettenräder zu vermeiden. Dies erfordert einen größeren Achsabstand und mehr Bauraum.

Wird ein Keilriementrieb als Vorspannsystem verwendet, so stellt dies eine billige und geräuscharme Lösung dar. Es können große Übersetzungen bei relativ kleinem Wellenabstand realisiert werden. Keilriementriebe sind unempfindlich gegen Drehmomentstöße und kleinere Fluchtungsfehler. Außerdem sind sie überlastungssicher, da überhöhte Belastung zu Durchrutschen statt Motorschaden führt. Aufgrund dieser reibschlüssigen Eigenschaft ist kein synchroner Lauf möglich. Im Vergleich zum Zahnriementrieb haben Keilriementriebe auch einen geringeren Wirkungsgrad und es ist eine größere Vorspannung notwendig.

Eine weitere Möglichkeit zur Vorspannung liefert ein Seiltrieb. Im Gegensatz zur Kette hat ein Stahlseil den Vorteil der geringeren Eigenmasse und dadurch weniger Durchhang. Es besitzt auch ein besseres Bruchverhalten, denn der Bruch kündigt sich langsam an. Doch bei Seiltrieben kann es zu Dehnung, Schlupf und Durchrutschen kommen, da es sich hierbei um eine reibschlüssige Verbindung handelt.

Eine Alternative zum Stahlseil kann das Faserverbundseil darstellen. Damit reduziert sich das Eigengewicht des Seils weiter und es wird korrosionsbeständig und unempfindlich gegenüber Säuren und Basen. Die Zugfestigkeiten ähneln denen der Stahlseile und sie sind auch sehr widerstandsfähig gegen dynamische Belastungen. Ihre elastische Dehngrenze liegt bei 1,6 Prozent und ist somit wesentlich größer als bei Stahl, allerdings besitzen Kohlenstofffasern keine plastischen Tragreserven, was zur Folge hat, dass ihre Bruchdehnung sehr gering ist. Außerdem sind Faserverbundseile stark anisotrop und können deshalb nur in Längsrichtung mit der vollen Last beansprucht werden. Sie besitzen auch ein sehr schlechtes Bruchverhalten, bei dem bereits kleine Beschädigungen am Seil rasch zum Bruch führen. Dies erfordert spezielle Seiltrommeln mit möglichst geringem Reibkoeffizienten zwischen Trommel und Seil.

Generell ist bei genannten Seiltrieben davon auszugehen, dass vor Inbetriebnahme des Vorspannsystems zahlreiche Test gefahren werden müssen, um das Verhalten vom Seil bezüglich Dehnung, Schlupf und Reibkraft zu ermitteln. Dies ist besonders bei Faserverbundseilen wichtig, da es hierfür relativ wenig Literatur und Erfahrungswerte gibt.

Eine Vorspannung mittels Zahnriemen wäre am geeignetsten, da dieser die Kraft formschlüssig überträgt und wartungsarm ist. Außerdem hat der Zahnriementrieb im Vergleich zu den übrigen Varianten die kompakteste Bauweise. Eine große Riemenscheibe rund um das Karussell des Roboters wäre sehr teuer, als Abhilfe kann der Zahnriemen auf einem Stahlbogen fixiert und der Umschlingungswinkel durch

Spannrollen erhöht werden. Der rechnerischen Auslegung dieser Variante liegen langjährige Erfahrungen zugrunde und es ist davon auszugehen, dass nur eine kurze Inbetriebnahmezeit entsteht.

Generell ist die Lösungsvariante der äußeren Vorspannung aufwändig, da die optimalen Vorspannkräfte im Vorfeld nicht bekannt sind und erst direkt am Roboter getestet und eingestellt werden müssten. Dies wäre mit einem längeren Produktionsstillstand verknüpft und ist deshalb eher ungünstig.

5 Konzeption interner Maßnahmen

In folgendem Kapitel wird nach Lösungsmöglichkeiten zur Spielreduktion im Inneren des Roboters, sprich direkt am Getriebe, gesucht und diese näher diskutiert. Dazu wurden statische und geometrische Messungen am Getriebe durchgeführt. Für genauere Untersuchungen und um das Funktionsprinzip des Getriebes besser zu verstehen wurde das Getriebe geöffnet.

5.1 Verwendete statische Messmethoden

5.1.1 Messprinzipien

Generell soll jenes Spiel am Getriebe gemessen werden, das bei Richtungsumkehr aufgrund von kurzfristig fehlendem Arbeitsflankenkontakt entsteht. Das bedeutet, dass sich das treibende Rad nach einer Richtungsumkehr erst um ein paar Grad weiterdrehen muss, um mit dem zweiten Rad erneut Flankenkontakt herzustellen und dieses antreiben zu können.

Die Messung erfolgt mit induktiven Wegaufnehmern, deren Informationen an einen Brückenmessverstärker, den „Spider8“ der Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, weitergeleitet werden. Dieser verstärkt, misst und digitalisiert die Daten, die anschließend vom Computer mittels „LabVIEW“ ausgelesen werden.

Beim ersten Messprinzip bezieht sich jedes gemessene Umkehrspiel auf den Getriebeausgang. An diesem wird eine Messuhr so angebracht, dass ein Referenzpunkt (zum Beispiel der Nulldurchgang) aus positiver und negativer Richtung angefahren werden kann. Gleichzeitig erfolgt die Messung an einem Stirnrad, an dem ein induktiver Wegaufnehmer angebracht wurde. Die Messung läuft so ab, dass definierte Ausschläge in positiver und negativer Richtung auf der Messuhr angefahren werden und am gewählten Referenzpunkt kurz innegehalten wird. Die Abweichung dieser Referenzpunkte stellt das Umkehrspiel zwischen dem gemessenen Stirnrad und dem Getriebeausgang dar (siehe Abbildung 21).

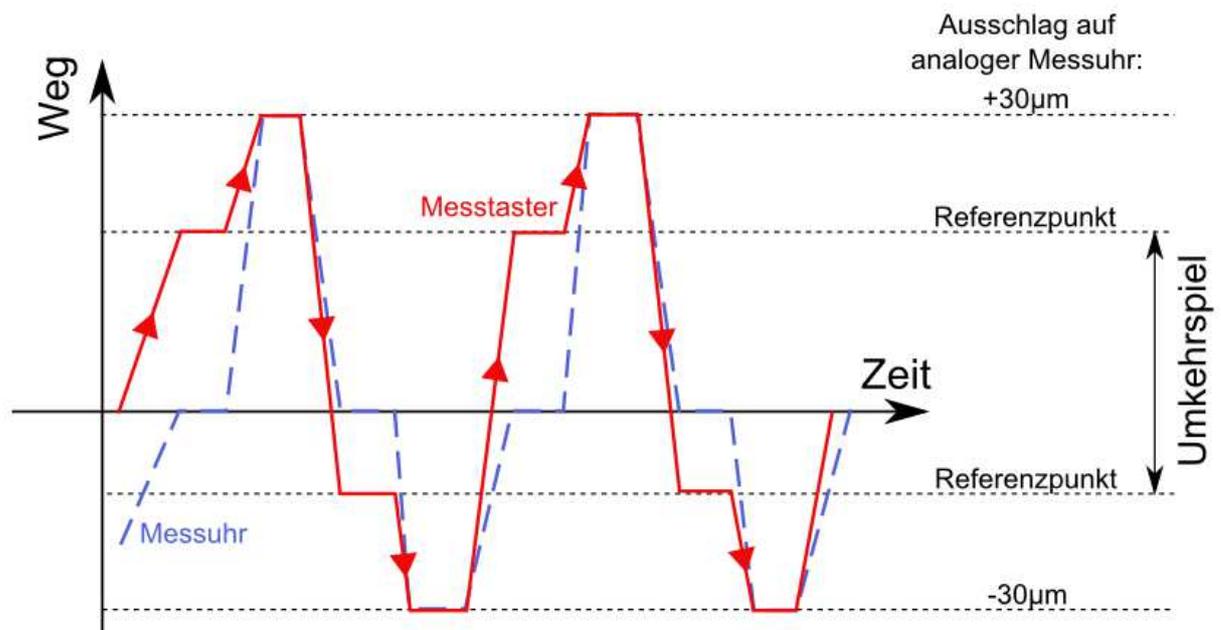


Abbildung 21: Prinzipskizze Umkehrspielmessung 1

Der Nachteil dieses Messprinzips ist, dass sich jede Messung auf den Ausgang bezieht und das eigentliche Spiel zwischen zwei Zahnrädern erst durch die einzelnen Übersetzungen rückgerechnet werden muss (siehe dazu Kapitel 5.1.3). Somit erhöht sich der Fehler, der bei dieser Messmethode entsteht.

Aus diesem Grund wurde eine weitere Messmethode entwickelt, bei der keine weiterführenden Berechnungen mehr notwendig sind. Dabei werden zwei Messtaster auf zwei Zahnräder im Eingriff gesetzt und das treibende Zahnrad abwechselnd in positive und negative Richtung um einen Referenzpunkt gedreht. Beim Nulldurchgang wird die Drehbewegung stark reduziert, um bei der Auswertung den genauen Messwert besser erfassen zu können. Das Umkehrspiel ergibt sich aus der Vorauseilung des treibenden Rades gegenüber dem getriebenen Rad. Es wurde immer beim Nulldurchgang des getriebenen Rades bestimmt und über mehrere Werte gemittelt (siehe Abbildung 22).

Der Nachteil dieser zweiten Messmethode ist, dass hiermit nur die Einzelspiele in der Stirnradstufe gut erfassbar sind. Bei der Messung des Gesamtspiels sind jedoch die Kurvenausschläge von Getriebeeingang und -ausgang sehr unterschiedlich und die Nulldurchgänge des Ausgangs nur schwer ersichtlich und ungenau.

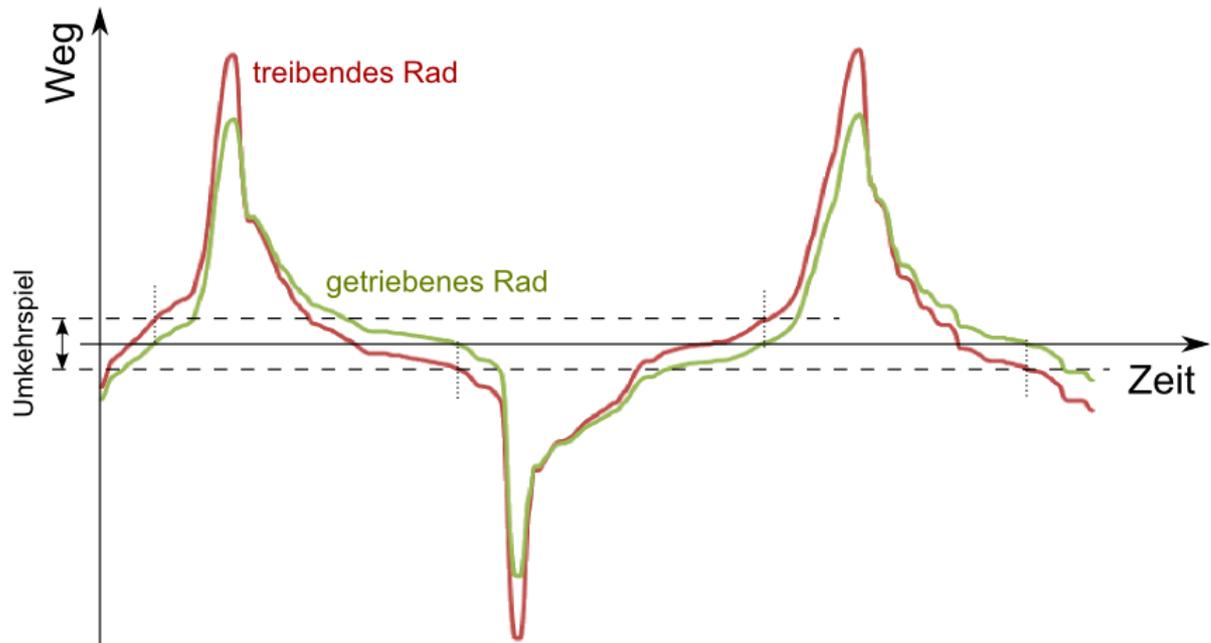


Abbildung 22: Prinzipskizze Umkehrspielmessung 2

5.1.2 Messaufbau

Um die Messungen durchführen zu können, muss das Getriebe erst fixiert werden. Dazu wurden zwei Stahlblöcke angefertigt, auf denen das Getriebe sitzt und die mit dem Tisch verschraubt werden können. Zusätzlich ruht das Getriebe auf drei Füßen, um ein Kippen dessen zu verhindern.

Zwischen den zwei Stahlblöcken wird ein Hebel am Getriebeeingang angesetzt. Die Kraftübertragung erfolgt mit einer Aluminiumvielkeilwelle, die am Hebel fixiert und in das Gegenstück auf der Ritzelwelle gesteckt wird. Damit der Hebel in seiner Position bleibt, kommt ein mittig gelagerter Kunststoffkeil zum Einsatz.

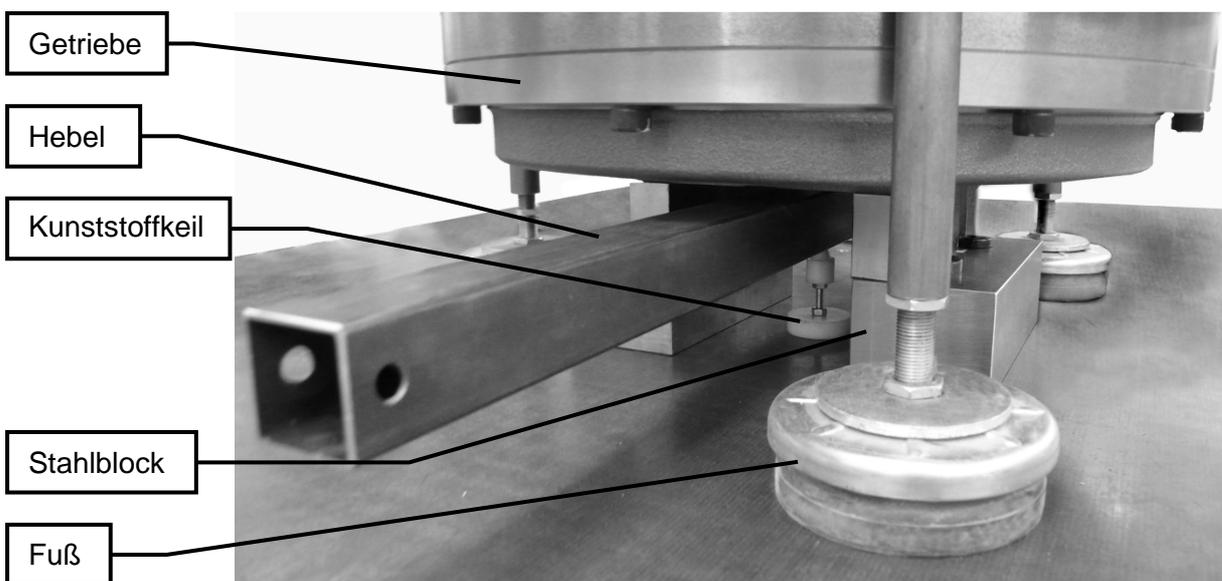


Abbildung 23: Messaufbau statischer Messungen

Zur Messung des Umkehrspiels werden Wegmesstaster verwendet, die mit Hilfe von starken Magneten auf den Zahnrädern eingerichtet werden. Das Problem dabei ist, dass starke Magnete die Köpfe der Wegmesstaster magnetisch anziehen und eventuell zu einem Messfehler führen könnten. Deshalb wird zwischen Magnet und Taster ein Kunststoffpuffer angebracht. Außerdem wurde darauf geachtet, dass die Wegmesstaster immer normal auf den Radius des Zahnrades in einem definierten Abstand r stehen, um später den Winkel des Umkehrspiels möglichst genau ausrechnen zu können (siehe Abbildung 24).

Gemessen wird der Weg x , den das Zahnrad in einem definierten Abstand r verfährt. Daraus lässt sich anschließend der Winkel des Umkehrspiels (siehe Gleichung (99)) oder das Umkehrspiel x_i am Teilkreis mit dem Teilkreisradius r_i in μm (siehe Gleichung (100)) berechnen. Für Letzteres muss jedoch erst der Teilkreisradius ermittelt werden (siehe Kapitel 5.2.3).

$$\alpha = \arctan\left(\frac{x}{r}\right) \quad (99)$$

$$x_i = \frac{x \cdot r_i}{r} = \tan(\alpha) \cdot r_i \quad (100)$$

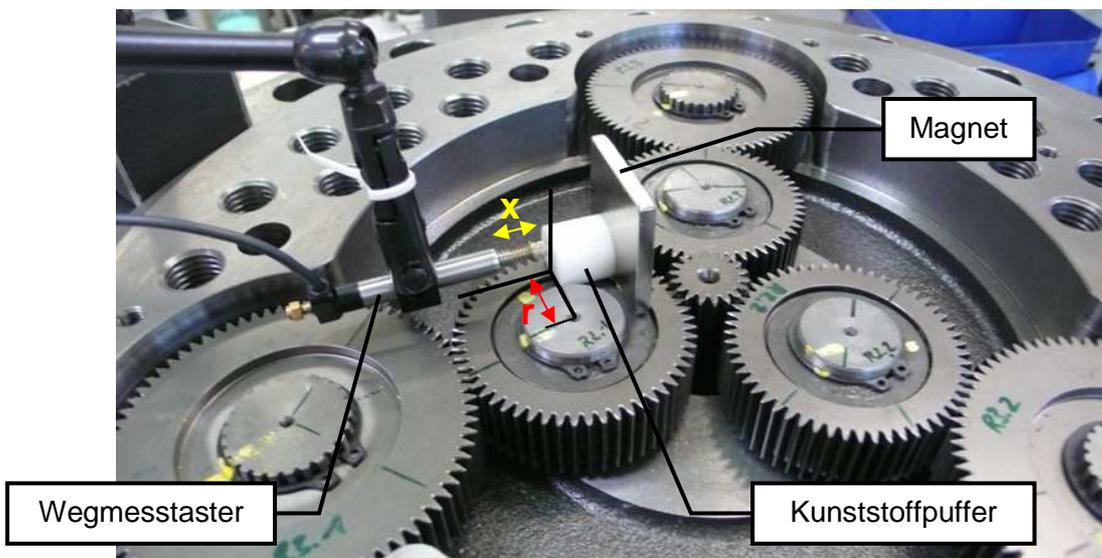


Abbildung 24: Anordnung der Messtaster

5.1.3 Berechnungen

Für das Messprinzip 1 müssen die Einzelspiele nach der Messung erst berechnet werden. Direkt messbar sind nur das Gesamtspiel, das Spiel zwischen dem Zwischenrad (R2) und dem Sockel (entspricht dem Getriebeausgang) und das Spiel zwischen dem äußersten Rad der Stirnradstufe (R3) und dem Sockel (siehe dazu Tabelle 2).

Gesamtspiel	Spiel zwischen Getriebeeingang und -ausgang	Messtaster auf R1
Spiel (B+C)	Spiel zwischen R2 und Sockel	Messtaster auf R2
Spiel C	Spiel zwischen R3 und Sockel	Messtaster auf R3

Tabelle 2: Direkt messbare Umkehrspiele durch Messprinzip 1

Das Spiel zwischen Ritzel und dem Zwischenrad R2 wird „Spiel A“, das Spiel zwischen R2 und R3 „Spiel B“ und jenes zwischen R3 und Sockel „Spiel C“ genannt. Das Spiel zwischen R2 und dem Sockel setzt sich aus Spiel B und C zusammen und wird mit „Spiel (B+C)“ angegeben. Außerdem wurde untersucht, ob ein Unterschied in den einzelnen Strängen vorhanden ist und deshalb die Zahnräder mit einer zusätzlichen Nummer, der Strangnummer, versehen (siehe Abbildung 25).

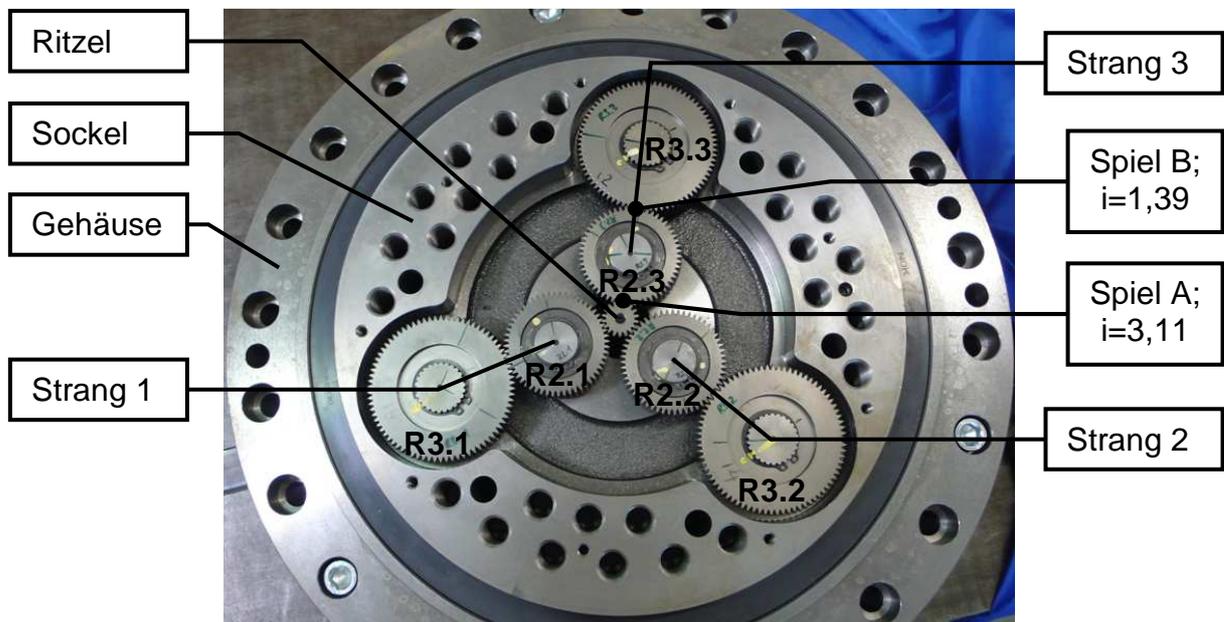


Abbildung 25: Beschriftung der Zahnräder

Zähnezahlen:

$$\text{Ritzel} \quad z_{R1} = 18 \quad (101)$$

$$\text{R2} \quad z_{R2} = 56 \quad (102)$$

$$\text{R3} \quad z_{R3} = 78 \quad (103)$$

Übersetzungen:

$$\text{Zwischen Ritzel und R2} \quad i_A = \frac{z_{R2}}{z_{R1}} = \frac{56}{18} = 3,11 \quad (104)$$

$$\text{Zwischen R2 und R3} \quad i_B = \frac{z_{R3}}{z_{R2}} = \frac{78}{56} = 1,39 \quad (105)$$

$$\text{Gesamtübersetzung der Stirnradstufe} \quad i_{AB} = i_A \cdot i_B = 3,11 \cdot 1,39 = 4,33 \quad (106)$$

Einzelspiele und deren Zusammensetzung zum Gesamtspiel [°]:

$$\text{Spiel A} \quad \text{Spiel A} = \text{Gesamtspiel} - i_A \cdot \text{Spiel (B + C)} \quad (107)$$

$$\text{Spiel B} \quad \text{Spiel B} = \text{Spiel (B + C)} - i_B \cdot \text{Spiel C} \quad (108)$$

$$\text{Gesamtspiel} \quad \text{Gesamtspiel} = \text{Spiel A} + i_A \cdot \text{Spiel B} + i_{AB} \cdot \text{Spiel C} \quad (109)$$

5.2 Bestimmung der Ausgangssituation

5.2.1 Aufbau und Funktionsprinzip des Getriebes

Bei dem Getriebe der zu untersuchenden ersten Achse handelt es sich um ein besonders spielarmes zweistufiges Zykloidgetriebe, dem RV-900C der Firma Nabtesco, welches eine Gesamtübersetzung von 250,33 aufweist.

Die erste Getriebestufe ist eine geradverzahnte Stirnradstufe, bei der die Zahnräder planetenförmig um das Antriebsritzel angeordnet sind. Das Ritzel treibt dabei drei Zwischenräder an, die jeweils die Drehbewegung an ein weiteres Stirnrad weiterleiten, das über eine Vielkeilwelle direkt mit einer Exzenterwelle verbunden ist. Die drei Exzenterwellen bewegen zwei Kurvenscheiben im Inneren des Getriebes, sodass sich diese am Bolzenring, der innen im Gehäuse sitzt, abwälzen und auf diese Weise den Sockel in Rotation versetzen.

Abbildung 26 skizziert den Aufbau des Getriebes in geöffnetem Zustand und Abbildung 27 stellt einen Längsschnitt durch das Getriebe dar.

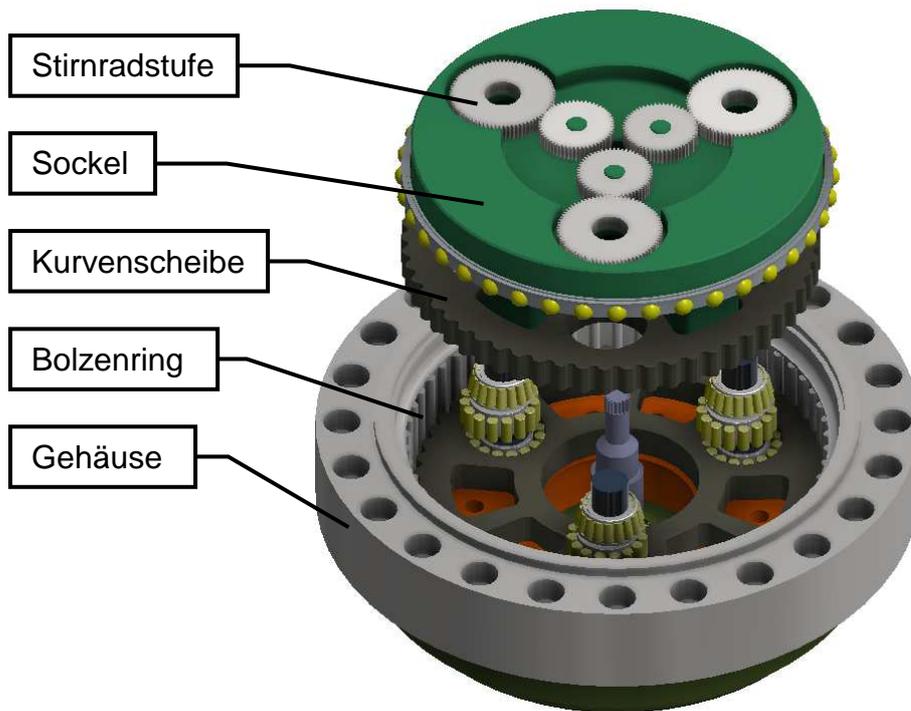


Abbildung 26: Aufbau Getriebe

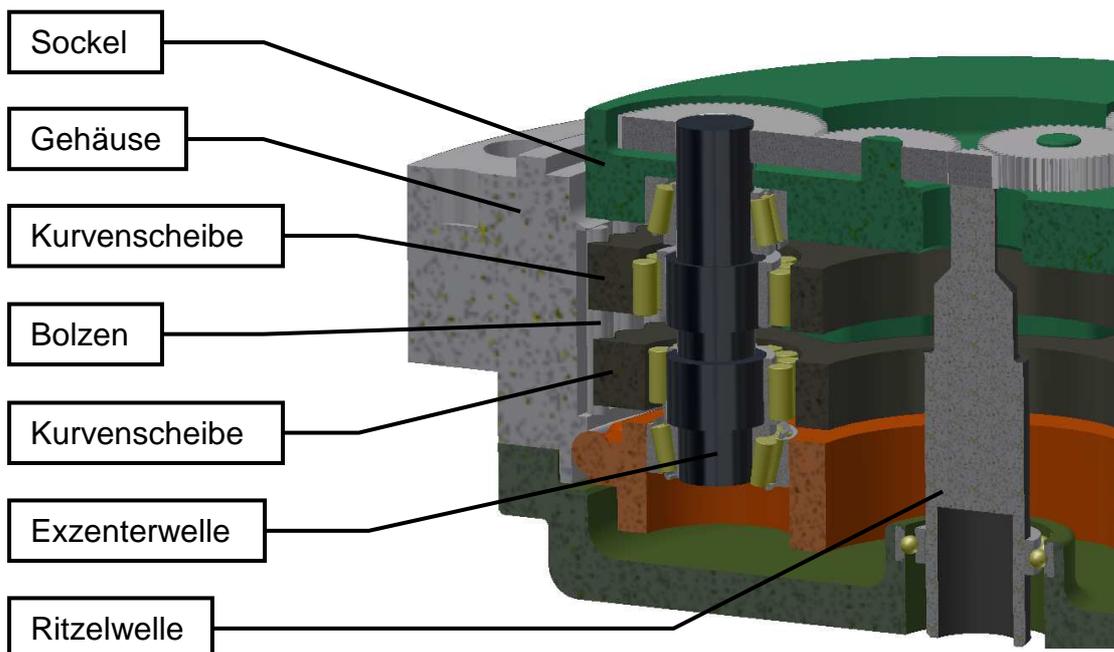


Abbildung 27: Schnitt durch Getriebe

5.2.2 Erste statische Messungen

In Tabelle 3 sind erste Messergebnisse aufgelistet, die durch das Messprinzip 1 (siehe Kapitel 5.1) gewonnen wurden. Aus diesen Messdaten werden anschließend mit den Gleichungen (107) und (108) die fehlenden Einzelspiele berechnet und in Tabelle 4 zusammengefasst.

	Spiel B+C [°]	Spiel C [°]	Gesamtspiel [°]
Strang 1:	0,491	0,230	2,844
	0,452	0,179	3,023
Mittelwert Strang 1:	0,472	0,205	2,934
Strang 2:	0,730	0,285	2,899
	0,668	0,282	2,949
Mittelwert Strang 2:	0,699	0,284	2,924
Strang 3:	0,642	0,237	2,959
	0,538	0,208	2,995
Mittelwert Strang 3:	0,590	0,222	2,977
Mittelwert ges.:	0,587	0,237	2,945

Tabelle 3: Messergebnisse

	Spiel A [°]	Spiel B [°]
Strang 1	1,467	0,187
Strang 2	0,750	0,305
Strang 3	1,142	0,281
Mittelwert	1,120	0,258
Differenz Max/Min	0,717	0,118

Tabelle 4: Berechnete Einzelspiele

Wie in Tabelle 4 deutlich erkennbar ist, weichen die Werte der einzelnen Stränge vor allem bei Spiel A sehr stark voneinander ab und machen eine definitive Aussage über das vorhandene Umkehrspiel unmöglich. Der Grund für diesen Unterschied liegt wahrscheinlich an der Ritzelwelle, die nur durch ein Lager auf der Rückseite des Getriebes gelagert ist. Somit weist sie auf der Vorderseite, wo sie mit den anderen Zahnrädern im Eingriff steht, eine relativ hohe Nachgiebigkeit auf. Jedoch ist diese Bauweise vermutlich so beabsichtigt, damit die Übertragungskraft des Ritzels gleichmäßig auf die drei Zwischenräder aufteilt wird und nicht ein Strang die volle Kraftübertragung aufnehmen muss. Es entsteht dadurch ein großes Spiel A, welches noch dazu stark durch die Position des Hebels beeinflussbar ist. Wird der Hebel am Getriebeeingang während der Messung leicht nach oben oder unten gedrückt, so bewirkt dies eine Kippung der Ritzelwelle und beeinflusst das Spiel A.

Tabelle 5 zeigt die Gewichtung der einzelnen Spiele (mit Berücksichtigung der Übersetzungen) im Bezug auf das Gesamtspiel. Das Spiel A (zwischen Ritzel und R2) hat dabei im Mittel den größten Einfluss von circa 38 Prozent, während Spiel B (zwischen R2 und R3) lediglich auf 27 Prozent kommt. Etwa 35 Prozent des Gesamtspiels entfallen auf Spiel C (zwischen R3 und Sockel). Schaut man sich jedoch die Prozentanteile der einzelnen Stränge genauer an, so kann aufgrund der großen Differenzen bei Spiel A, keine deutliche Aussage über die prozentuellen Anteile der Einzelspiele auf das Gesamtspiel gemacht werden. Eine wesentlich höhere Anzahl an Messungen bei unterschiedlichen Getriebestellungen würde die Aussagekraft der prozentuellen Anteile erhöhen.

	Spiel A	3,11 · Spiel B	4,33 · Spiel C	Gesamtspiel Kontrolle
Strang 1	1,467°	0,581°	0,887°	2,935°
Prozentanteil Strang 1	50%	20%	30%	100%
Strang 2	0,750°	0,948°	1,228°	2,926°
Prozentanteil Strang 2	26%	32%	42%	100%
Strang 3	1,142°	0,874°	0,962°	2,979°
Prozentanteil Strang 3	38%	30%	32%	100%
Mittelwert	1,120°	0,801°	1,026°	2,946°
Prozentanteil Mittelwert	38%	27%	35%	100%

Tabelle 5: Prozentanteil des Umkehrspiels pro Strang

Ferner sollen die vom Hersteller angegebenen Daten bezüglich des Umkehrspiels überprüft werden. Laut Hersteller Nabtesco soll das Gesamtspiel am Ausgang kleiner als eine Winkelminute sein und mit Gleichung (113) hat sich diese Herstellerangabe auch bestätigt.

$$\text{Winkelminute} \quad 1' = \frac{1}{60}^{\circ} \quad (110)$$

$$\text{Gesamtspiel am Eingang} \quad \vartheta_{ges,E} = 2,946^{\circ} = 176,8' \quad (111)$$

$$\text{Gesamtuntersetzung} \quad i_{ges} = 250,33 \quad (112)$$

$$\text{Gesamtspiel am Ausgang} \quad \vartheta_{ges,A} = \frac{\vartheta_{ges,E}}{i_{ges}} = \frac{176,8'}{250,33} = 0,7' \quad (113)$$

5.2.3 Geometrische Vermessung des Getriebes

Da bei der statischen Messung die Werte für das Umkehrspiel eine zu große Streubreite für eine akkurate Lösungsfindung aufweisen, wird in folgendem Kapitel das Getriebe zusätzlich geometrisch untersucht.

Dazu werden die Achsabstände, die Ritzelwelle und alle Stirnräder mit der Koordinatenmessmaschine *PRISMO Navigator* abgetastet und vermessen.

Bei der *PRISMO Navigator* (siehe Abbildung 28) handelt es sich um ein Portalmessgerät der Firma Carl Zeiss, das sehr genaue taktile Messungen ermöglicht. Dabei werden einzelne Punkte oder auch ganze Konturen mit einem Taster aufgenommen und an den Computer übertragen. Die Längenmessabweichung ist abhängig von der Messlänge L und beträgt bei einer Raumtemperatur von 19 bis 21°C etwa $0,9 \mu\text{m} + \frac{L \text{ in mm}}{350}$ [28].



Abbildung 28: Koordinatenmessmaschine bei Getriebevermessung

5.2.3.1 Achsabstände

Zur Messung der Achsabstände wurde das gesamte Getriebe auf die Koordinatenmessmaschine gesetzt und die einzelnen Abstände zwischen den Achsen (Bezeichnung der Achsen in Abbildung 29) herausgemessen. Auf den Z-Achsen sitzen jeweils die Zwischenräder R2 und auf den W-Achsen die äußeren Zahnräder R3. Durch die zentrale Bohrung wird später die Ritzelwelle geschoben.



Abbildung 29: Bezeichnung der Achsen

Die Messungen ergaben folgende Werte:

Distanz Z1 zu Z2	80,1076 mm	(114)
Distanz Z1 zu Z3	80,1030 mm	(115)
Distanz Z2 zu Z3	80,1111 mm	(116)
Distanz Z1 zu W1	83,7744 mm	(117)
Distanz Z2 zu W2	83,7626 mm	(118)
Distanz Z3 zu W3	83,7491 mm	(119)
Distanz Mitte zu Z1	46,1496 mm	(120)
Distanz Mitte zu Z2	46,3215 mm	(121)
Distanz Mitte zu Z3	46,2789 mm	(122)

Da die zentrale Bohrung keine überaus genaue Fertigung verlangt, weil sich die Ritzelwelle ohnehin durch ihre relativ lose Lagerung an den Zwischenrädern selbst zentriert, gilt als Achsabstand zwischen Ritzel und Zwischenrad der Umkreisradius des durch Z1, Z2 und Z3 aufgespannten Dreiecks.

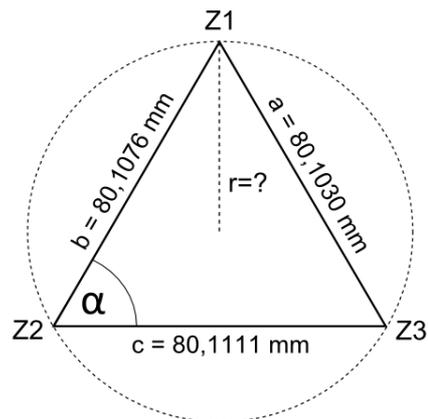


Abbildung 30: Skizze zur Berechnung des Achsabstandes

Cosinussatz
$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \alpha \rightarrow \alpha = \cos^{-1} \left(\frac{b^2 + c^2 - a^2}{2 \cdot b \cdot c} \right) \quad (123)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{80,1076^2 + 80,1111^2 - 80,1030^2}{2 \cdot 80,1076 \cdot 80,1111} \right) = 59,99^\circ \quad (124)$$

Flächeninhalt
$$A = \frac{b \cdot c \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{80,1076 \cdot 80,1111 \cdot \sin(59,99^\circ)}{2} = 2778,6 \text{ mm}^2 \quad (125)$$

Umkreisradius
$$r = \frac{a \cdot b \cdot c}{4 \cdot A} = \frac{80,1030 \cdot 80,1076 \cdot 80,1111}{4 \cdot 2778,6} = 46,25 \text{ mm} \quad (126)$$

Der Achsabstand aus Gleichung (126) wird sich später als Null-Achsabstand herausstellen (siehe Kapitel 5.2.3.6).

5.2.3.2 Untersuchung der Ritzelwelle

Um konkrete Lösungen zur Umkehrspielreduktion an der Ritzelwelle finden zu können, müssen vorerst die genauen Fertigungsmaße ermittelt werden. Dies ist nicht so einfach, denn der Getriebehersteller ist nicht zur Herausgabe der notwendigen Fertigungsdaten bereit. Deshalb wird die Ritzelwelle (siehe Abbildung 31) mit der Koordinatenmessmaschine *PRISMO Navigator* vermessen.



Abbildung 31: Ritzelwelle in drei Ansichten

Für die Abmessung der Ritzelwelle sind die beiden Endbereiche, die äußere Verzahnung und die innen liegende Vielkeilnabe die entscheidenden, jedoch auch die am schwierigsten zu messenden Stellen. Denn einerseits erfordern die engen Zwischenräume zwischen den einzelnen Zähnen kleine Durchmesser bei den Tastköpfen und andererseits ist eine große Tasterlänge vonnöten, um zur Vielkeilnabe vordringen zu können. Das Problem dabei ist, dass der Durchmesser DSE des Tasters (siehe dazu Abbildung 32) nicht größer als der Kugeldurchmesser DK sein darf, um bei der Mes-

sung als Erstes mit der Tastkugel am Werkstück Kontakt herzustellen und Messfehler zu verhindern. Bei kleinem Kugeldurchmesser und großer dünner Tasterlänge MLE entstehen jedoch große Biegungen, die das Messergebnis gravierend verfälschen können.

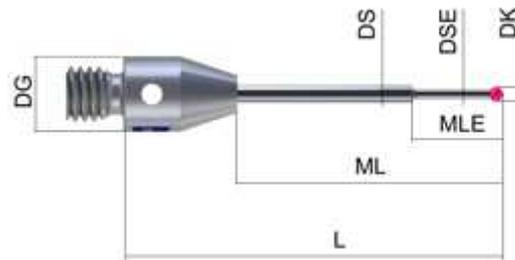


Abbildung 32: Taktile Messtaster [29]

Die äußere Verzahnung der Ritzelwelle wurde mit einem Messtaster durchgeführt, der als Tastelement eine Rubinkugel mit einem Kugeldurchmesser DK von 1 mm aufweist und dessen vordere Tasterlänge MLE bei 5 mm liegt. Die Werte für Kopf- und Fußkreisdurchmesser wurden anschließend an drei verschiedenen Höhen – 2 mm; 3,5 mm und 5 mm von der oberen Ebene der Ritzelwelle ausgehend – ermittelt und deren Mittelwerte ergeben:

$$\text{Kopfkreisdurchmesser} \quad d_k = 26,5039 \text{ mm} \quad (127)$$

$$\text{Fußkreisdurchmesser} \quad d_f = 19,1388 \text{ mm} \quad (128)$$

$$\text{Zahnhöhe} \quad h = \frac{d_k - d_f}{2} = \frac{26,50 \text{ mm} - 19,14 \text{ mm}}{2} = 3,68 \text{ mm} \quad (129)$$

5.2.3.3 Modul

Der Modul m ist die Basisgröße für jede Verzahnung und unbedingt notwendig für eine eventuelle Neufertigung der Ritzelwelle. Er ist folgendermaßen definiert:

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d_1}{z_1} \quad (130)$$

Da jedoch weder die Teilung p noch Teilkreisdurchmesser d_1 der Ritzelwelle bekannt sind, wird der Modul mit Hilfe der Zahnhöhe h ermittelt:

$$h = h_a + h_f = m + 1,2 \cdot m = 2,2 \cdot m \quad (131)$$

$$m = \frac{h}{2,2} = \frac{3,68}{2,2} = 1,67 \text{ mm} \quad (132)$$

Üblicherweise ist der Modul genormt nach [30] (siehe Auszug in Tabelle 6), wobei Reihe 1 zu bevorzugen ist. Handelt es sich nun bei der Ritzelwelle um einen genorm-

ten Modul, so müsste dieser entweder 1,5 mm nach Reihe 1 oder 1,75 mm nach Reihe 2 haben. Wird jedoch der sich daraus ergebende Teilkreisdurchmesser nachgerechnet, so erhält man einen Teilkreis, der größer ist als der Kopfkreis und das ist unmöglich (siehe Gleichung (133) und (134)). Der Grund dafür ist der Faktor 1,2 in Gleichung (131), der von einem üblichen Kopfspiel von 0,2·m ausgeht. Beim vorliegenden Ritzel dürfte jedoch das Kopfspiel größer sein.

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1,5 \text{ mm} \cdot 18 = 27 \text{ mm} \quad (133)$$

$$d_1 > d_k = 26,5 \text{ mm} \quad (134)$$

Reihe 1	1		1,25		1,5		2
Reihe 2		1,125		1,375		1,75	

Tabelle 6: Genormte Module in mm nach [30]

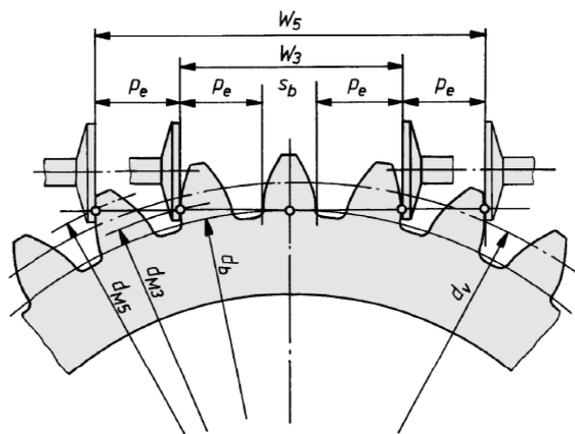


Abbildung 33: Zahnweitenmessung [18]

Da es nicht möglich ist, den Modul über die Zahnhöhe zu ermitteln, wird eine weitere Messung durchgeführt: die Zahnweitenmessung. Dabei wird ein Messschieber über mehrere Zähne hinweg, aber noch innerhalb des jeweiligen Evolventenbereichs, gelegt und diese Weite W_k gemessen (siehe Abbildung 33). Ist die Zahnweitenmessung ein weiteres Mal mit einer unterschiedlichen Zähnezahl möglich, so lässt sich der Modul mit der Gleichung (135) aus [31] folgendermaßen herleiten:

$$W_k = m_n \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \left[\left(k - \frac{z}{2 \cdot |z|} \right) \cdot \pi + z \cdot \text{inv}(\alpha_t) \right] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin(\alpha_n) \quad (135)$$

$$\begin{aligned} W_{k_1} - W_{k_2} &= m_n \cdot \cos(\alpha_n) \cdot k_1 \cdot \pi - m_n \cdot \cos(\alpha_n) \cdot k_2 \cdot \pi = \\ &= m_n \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \pi \cdot (k_1 - k_2) \end{aligned} \quad (136)$$

$$m_n = \frac{W_{k_1} - W_{k_2}}{\cos(\alpha_n) \cdot \pi \cdot (k_1 - k_2)} \quad (137)$$

Um den Modul nun berechnen zu können, werden zwei unterschiedliche Zahnweiten W_{k_1} und W_{k_2} über eine differierende Anzahl an Zähnen k_1 und k_2 gemessen.

$$\text{Zahnweite über 3 Zähne} \quad W_{k_1=3} = 9,78 \text{ mm} \quad (138)$$

$$\text{Zahnweite über 2 Zähne} \quad W_{k_2=2} = 6,09 \text{ mm} \quad (139)$$

Die gemessenen Werte werden anschließend in Formel (137) eingesetzt. Für den Eingriffswinkel $\alpha = \alpha_n$ wurde vorerst von dem üblicherweise genormten 20° -Wert ausgegangen, der in Kapitel 5.2.3.5 noch überprüft wird. Somit errechnet sich der Modul $m = m_n$ zu:

$$m_n = \frac{W_{k_1} - W_{k_2}}{\cos(\alpha_n) \cdot \pi \cdot (k_1 - k_2)} = \frac{9,78 \text{ mm} - 6,09 \text{ mm}}{\cos(20^\circ) \cdot \pi \cdot (3 - 2)} = 1,2499 \text{ mm} \quad (140)$$

Wird dieser Wert mit den genormten Modulen aus Tabelle 6 verglichen, so kann davon ausgegangen werden, dass die Verzahnung der Ritzelwelle einen Modul von 1,25 mm aufweist. Natürlich nur unter der Voraussetzung, dass der Eingriffswinkel 20° beträgt und das wird in den folgenden Abschnitten bestätigt.

5.2.3.4 Grundkreis

Der Grundkreisdurchmesser d_b ist folgendermaßen definiert:

$$d_b = d_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (141)$$

Jedoch sind der Teilkreisdurchmesser d_1 und der Eingriffswinkel α nicht bekannt beziehungsweise noch zu überprüfen. Deshalb wird für den Teilkreisdurchmesser Gleichung (142) eingesetzt und für den Modul m kommt Gleichung (137) zum Einsatz.

$$d_1 = m \cdot z_1 = \frac{W_{k_1} - W_{k_2}}{\cos(\alpha) \cdot \pi \cdot (k_1 - k_2)} \cdot z_1 \quad (142)$$

Somit ergibt sich der Grundkreisdurchmesser zu:

$$d_b = \frac{W_{k_1} - W_{k_2}}{\cos(\alpha) \cdot \pi \cdot (k_1 - k_2)} \cdot z_1 \cdot \cos(\alpha) = \frac{9,78 \text{ mm} - 6,09 \text{ mm}}{\pi \cdot (3 - 2)} \cdot 18 = 21,142 \text{ mm} \quad (143)$$

Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung des Grundkreises ist eine grafische Herangehensweise. Dafür wurde erst die Kontur der Verzahnung in Form einer Punktwolke (das Ergebnis der Koordinatenmessmaschine) in das CAD-Programm „Autodesk Inventor Professional 2011“ importiert. Anschließend konnte der Grundkreis dadurch

ermittelt werden, dass alle Flankennormalen einer Evolvente diesen näherungsweise tangierten (siehe Abbildung 34).

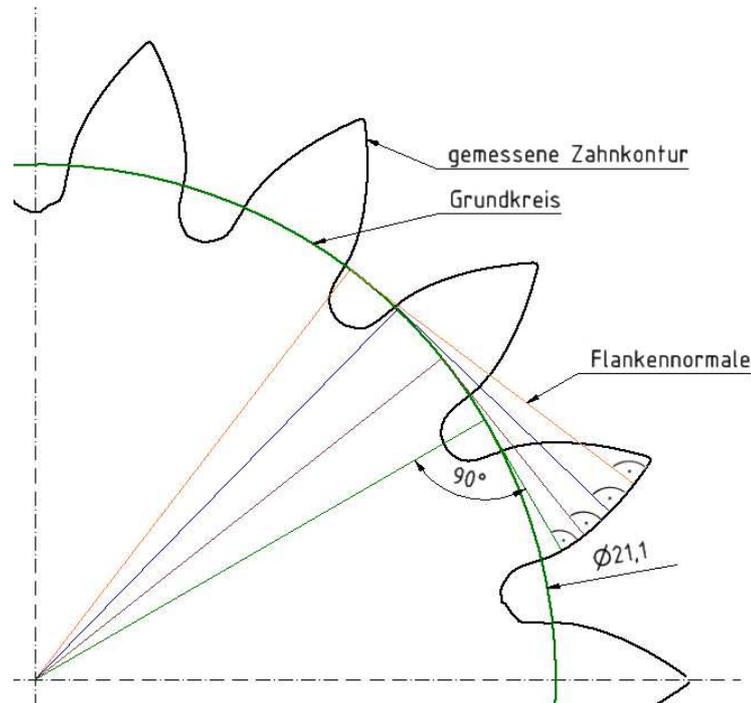


Abbildung 34: Rekonstruktion des Grundkreises

Dies wurde an einigen weiteren Zähnen und an der gegenüberliegenden Flanke wiederholt, um Messfehler zu minimieren. Daraufhin ergab sich für den Mittelwert des Grundkreises d_b Folgendes:

$$d_b = 21,1089 \text{ mm} \quad (144)$$

Dieser Wert stimmt relativ gut mit dem oben berechneten Grundkreisdurchmesser von 21,142 mm überein.

5.2.3.5 Eingriffswinkel

Für die Fertigung eines Zahnrades ist der Eingriffswinkel eine der wichtigsten Kenngrößen, denn zwei Evolventen müssen immer im Berührungspunkt, dem Eingriffspunkt, tangential aufeinander stehen. Haben zwei Zahnräder im Eingriff unterschiedliche Eingriffswinkel, so können diese nicht richtig aufeinander abrollen.

Normalerweise ist der Eingriffswinkel auf 20° genormt, jedoch kann dieser für spezielle Anwendungen differieren. Es gilt nun herauszufinden, ob das vorliegende Ritzel diesen genormten Wert aufweist, oder nicht.

Da die Berechnung des Eingriffswinkels aufgrund mangelnder Kenntnis aller notwendigen Parameter nicht möglich ist, wird auf eine grafische Methode zurückgegriffen. Dazu werden die Daten aus der Koordinatenmessung der Zahnräder wieder herangezogen, Ritzel und Zwischenrad virtuell zusammengefügt und der berechnete

Grundkreis (siehe Gleichung (143)) eingezeichnet. Anschließend wird die Eingriffslinie, die durch den Berührungspunkt der beiden Zahnräder geht und den Grundkreis tangiert, hinzugefügt und an deren Steigung der Eingriffswinkel abgelesen. Dieser beträgt $20,27^\circ$ und aufgrund von kleinen Mess- und Berechnungsungenauigkeiten kann davon ausgegangen werden, dass es sich hier um den genormten Eingriffswinkel von 20° handelt.

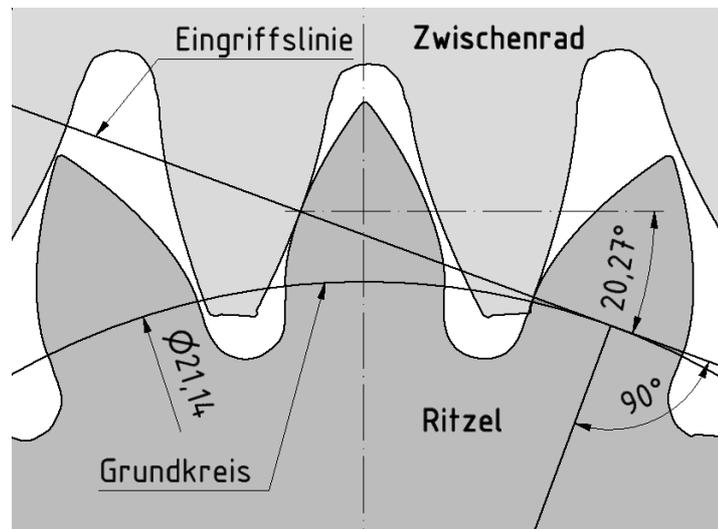


Abbildung 35: Grafische Ermittlung des Eingriffswinkels

5.2.3.6 Profilverschiebung

Als Profilverschiebung versteht man generell die Verschiebung des Werkzeugs bei der Fertigung einer Verzahnung vom Erzeugungswälzkreis (bzw. Teilkreis) nach außen in Richtung Zahnkopf (positive Profilverschiebung) oder nach innen zum Zahnfuß (negative Profilverschiebung). Dies hat bei der positiven Profilverschiebung zum Beispiel folgende Vorteile [32]:

- Vorgegebene Achsabstände können eingehalten werden
- Flankentragfähigkeit wird erhöht
- Zahnfußfestigkeit wird durch den Erhalt dickerer Zähne erhöht
- Unterschnittgefahr wird gemindert

Bei näherer Betrachtung der vorliegenden Verzahnungen fällt auf, dass diese eine Profilverschiebung aufweisen. Dies ist am Teilkreis gut zu erkennen, denn die Nennmaße der Zahndicke und der Lückenweite sind nicht gleich groß und auch nicht im Ausmaß der halben Teilung, wie es für Räder ohne Profilverschiebung der Fall wäre.

Teilung am Teilkreis

$$p = m \cdot \pi = 1,25 \text{ mm} \cdot \pi = 3,927 \text{ mm} \quad (145)$$

Halbe Teilung

$$\frac{p}{2} = \frac{3,927 \text{ mm}}{2} = 1,96 \text{ mm} \quad (146)$$

In Abbildung 36 ist zu erkennen, dass am Teilkreis des Ritzels die Lückenweite nicht mit der Zahndicke übereinstimmt. Hier wurde durch eine positive Profilverschiebung die Zahndicke vergrößert, um somit die Zahnfußfestigkeit und die Flankentragfähigkeit am Antrieb zu verbessern. Im Gegensatz dazu, weist das Zwischenrad, das mit dem Ritzel im Eingriff steht, eine negative Profilverschiebung auf und die Zahndicke am Teilkreis nimmt ab (siehe Abbildung 37).

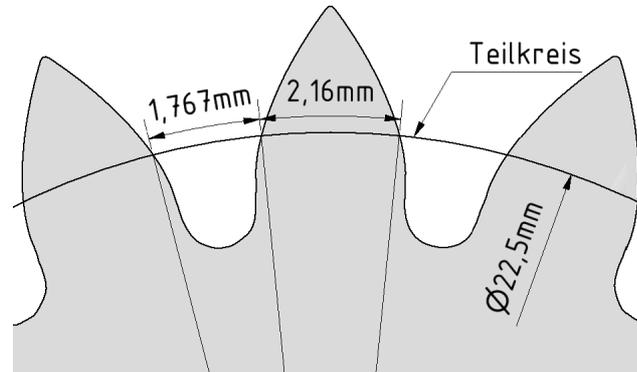


Abbildung 36: Nachweis für positive Profilverschiebung am Ritzel

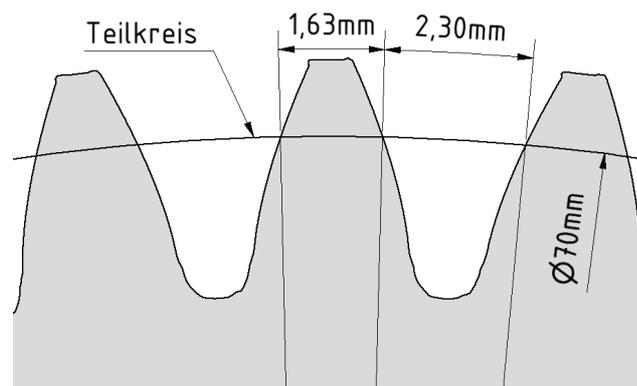


Abbildung 37: Nachweis für negative Profilverschiebung am Zwischenrad

Weiters gilt es die Art der Zahnradpaarung, beziehungsweise die Getriebeart, herauszufinden, um genauere Rückschlüsse auf die Profilverschiebung ziehen zu können. Generell unterscheidet man zwischen Nullgetriebe, V-Null-Getriebe und V-Getriebe. Beim Nullgetriebe tritt keine Profilverschiebung auf. Das V-Null-Getriebe weist bei dem einen Rad eine positive, bei dem anderen eine negative Profilverschiebung auf und die Summe der beiden Profilverschiebungen ergibt Null. Beim V-Getriebe können die unterschiedlichsten Zahnräder miteinander gepaart werden, egal ob mit oder ohne Profilverschiebung. Hier berühren sich die Teilkreise jedoch nicht mehr und der Achsabstand ist nicht mehr gleich dem Null-Achsabstand. [18]

Im vorliegenden Fall handelt es sich um ein V-Null-Getriebe, da der gemessene Achsabstand (siehe Gleichung (126)) mit dem berechneten Null-Achsabstand in Gleichung (147) übereinstimmt.

$$\text{Null-Achsabstand} \quad a_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{1,25 \text{ mm}}{2}(18 + 56) = 46,25 \text{ mm} \quad (147)$$

Die Größe der Profilverschiebung ist bei einer Neufertigung anzugeben und kann grafisch ermittelt werden (siehe Bild 21-8a in [18]). Dazu werden die Zahnräder wieder virtuell im CAD-Programm im richtigen Achsabstand zusammengesetzt und in Eingriff gebracht. Anschließend werden die Kopfkreise eingezeichnet und der Abstand der Überlappung der beiden Kreise halbiert, um die Profilbezugslinie zu erhalten (siehe Abbildung 38). Die Profilverschiebung ergibt sich nun aus dem Abstand zwischen Profilbezugslinie und Wälzgerade, die waagrecht durch den Wälzpunkt C geht.

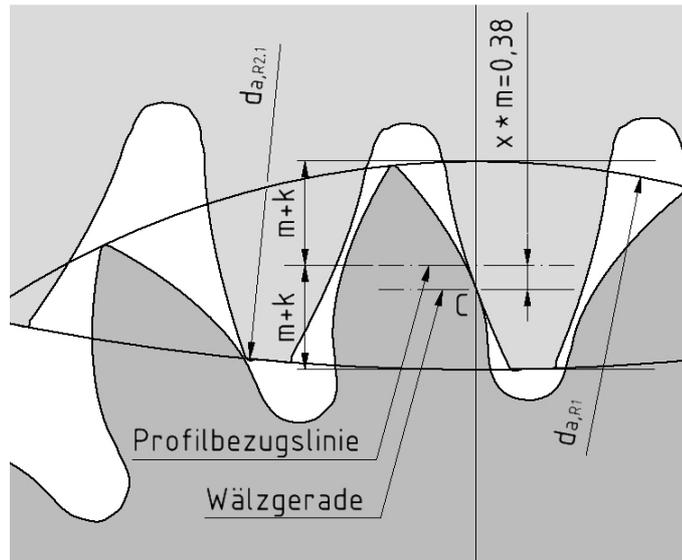


Abbildung 38: Messung der Profilverschiebung

Für die Profilverschiebung ergibt sich dann folgender Wert:

$$\text{Profilverschiebung} \quad V = x \cdot m = 0,38 \text{ mm} \quad (148)$$

Da sich die Summe der Profilverschiebungen bei V-Null-Getrieben aufhebt, um den Achsabstand gleich dem Null-Achsabstand zu belassen, folgt für die einzelnen Profilverschiebungen am Ritzel und Zwischenrad:

$$\text{Profilverschiebung am Ritzel} \quad V = 0,38 \text{ mm} \quad (149)$$

$$\text{Profilverschiebung am Zwischenrad} \quad V = -0,38 \text{ mm} \quad (150)$$

5.2.3.7 Geometrische Messung des Flankenspiels

Zur Messung des Flankenspiels wurden zwei Zahnräder mit Hilfe der Messdaten aus der Koordinatenmessung im CAD-Programm „Autodesk Inventor Professional 2011“ im gemessenen Achsabstand zusammengefügt. Berühren sich nun die Arbeitsflanken, so kann das Flankenspiel j links und rechts von den sich berührenden Zähnen herausgemessen werden (siehe Abbildung 39). Die Messdaten für die einzelnen Zahnradpaarungen und Stränge sind in Tabelle 7 und Tabelle 8 aufgelistet und in Diagramm 2 grafisch veranschaulicht.

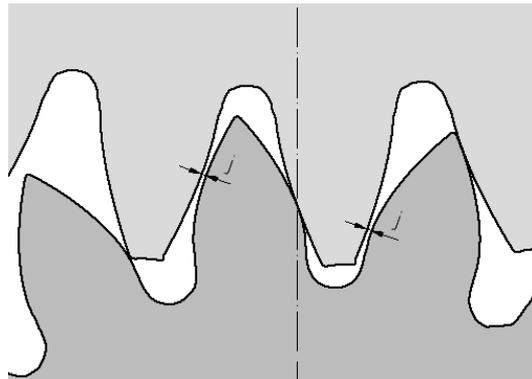


Abbildung 39: Flankenspielmessung

Messwerte für das Flankenspiel zwischen R1 und R2:

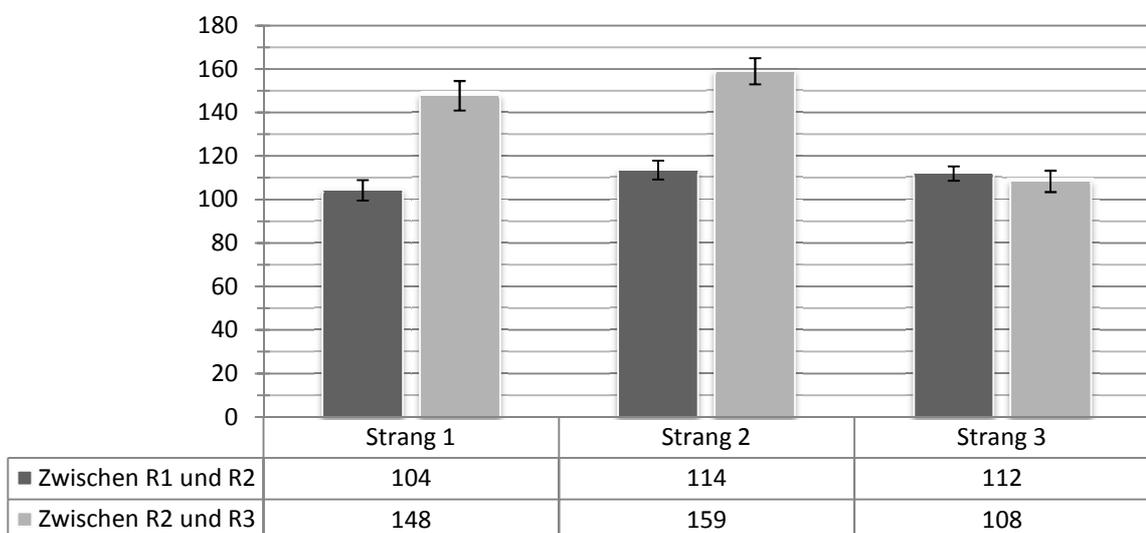
	µm		
	Strang 1	Strang 2	Strang 3
	104	109	112
	107	110	110
	104	113	110
	96	116	113
	113	111	108
	107	123	107
	111	117	111
	104	120	113
	105	116	110
	96	120	113
	102	113	109
	95	114	113
	105	109	114
	106	107	118
	107	113	116
	108	110	119
Mittelwert:	104	114	112
Standardabweichung:	5	4	3
Minimum:	95	107	107

Tabelle 7: Flankenspielmesswerte zwischen R1 und R2

Messwerte für das Flankenspiel zwischen R2 und R3:

	μm		
	Strang 1	Strang 2	Strang 3
	154	156	112
	137	163	100
	147	153	100
	141	158	103
	152	151	103
	158	152	112
	151	163	114
	153	171	112
	144	160	107
	150	164	117
	139	159	112
Mittelwert:	148	159	108
Standard- abweichung:	7	6	5
Minimum:	137	151	100

Tabelle 8: Flankenspielmesswerte zwischen R2 und R3

FlankenspielDiagramm 2: Mittelwerte der Flankenspiele in μm

Das Flankenspiel zwischen Ritzel (R1) und Zwischenrad (R2) liegt gemittelt in etwa bei 110 μm und dabei differieren die Werte der unterschiedlichen Stränge nicht wesentlich voneinander (siehe Diagramm 2). Hingegen treten beim Flankenspiel zwischen R2 und R3 doch größere Unterschiede bezüglich der einzelnen Stränge auf. Dies liegt wahrscheinlich einerseits an Fertigungsungenauigkeiten der einzelnen Zahnräder und der Achsabstände, andererseits auch an Messungenauigkeiten.

5.2.3.8 Geometriedaten der Stirnradstufe

Zusammenfassend sollen in Tabelle 9 noch einmal alle oben gewonnenen Geometriedaten der Stirnradstufe übersichtlich dargestellt werden.

	Ritzel	Zwischenrad	Äußeres Rad
Zähnezahl	18	56	78
Modul	1,25 mm	1,25 mm	1,25 mm
Übersetzung	3,11		
		1,39	
Eingriffswinkel α	20°	20°	20°
Kopfkreisdurchmesser	26,5 mm	72,5 mm	101,5 mm
Fußkreisdurchmesser	19,1 mm	64,9 mm	94,1 mm
Teilkreisdurchmesser $d_1 = m \cdot z_1$	22,5 mm	70 mm	97,5 mm
Grundkreisdurchmesser $d_b = d_1 \cdot \cos(\alpha)$	21,143 mm	65,778 mm	91,62 mm
Achsabstand	46,25 mm		
		83,76 mm	
Profilverschiebung $x_1 + x_2$	0 mm		
		0 mm	
Profilverschiebung $x_1 = -x_2$	0,38	-0,38	0,38
min. Flankenspiel	95 μm		
		100 μm	

Tabelle 9: Geometriedaten der Stirnradstufe

5.3 Interne Lösungskonzepte

Im Folgenden werden jene Lösungskonzepte vorgestellt und berechnet, die für eine Reduzierung des Umkehrspiels direkt am Getriebe in Frage kommen.

5.3.1 Beschichtung

Zur Reduzierung eines relativ kleinen Flankenspiels kommt durchaus eine Beschichtung in Frage. Dies stellt eine einfache und kostengünstige Lösungsmöglichkeit dar, die besonders bei bestehenden Getrieben und Robotern schnell und ohne lange Stillstandszeiten umgesetzt werden kann.

Es gibt eine Vielzahl an Beschichtungen am Markt mit den unterschiedlichsten Eigenschaften. Im vorliegenden Fall müssen folgende Kriterien für die richtige Wahl der Beschichtung erfüllt werden:

- Schichtdicken von circa 20 bis 50 μm müssen möglich sein
- Gleichmäßige Schichtstärke
- Geringe Temperaturbelastung des Grundmaterials
- Ursprungshärte muss nach Beschichtung wieder vorhanden sein
- Korrosionsbeständigkeit
- Glatte Oberfläche
- Größeren Belastungen standhalten

Nach einer Anfrage bei der Firma Hartchrom Haslinger wurde für diesen speziellen Anwendungsfall zur chemischen Vernicklung geraten. Dabei wird das Bauteil in ein Elektrolytbad getaucht, in dem Nickelsalze, ein Reduktionsmittel und Additive enthalten sind. Das Nickelsalz stellt Nickel-Ionen zur Verfügung, während das Reduktionsmittel Elektronen und das Legierungselement Phosphor liefert. Die Elektronen entladen anschließend die Nickel-Ionen zu Nickelatomen, die sich zusammen mit dem Phosphor auf dem katalytisch wirkenden Bauteil absetzen und somit die Ni/P-Beschichtung entsteht [33].

Voraussetzung für die Ni/P-Beschichtung ist, dass das Bauteil katalytisch ist, um die Ni/P-Abscheidung einleiten zu können. Bestimmte Metalle, wie zum Beispiel Eisen, Iridium, Kobalt, Nickel, Osmium und Palladium, sind schon von vornherein katalytisch. Andere Materialien (sowohl metallische als auch nichtmetallische) wiederum können durch „Bekeimen“ der Oberfläche mit einem katalytisch wirkendem Metall katalytisch gemacht werden. Da die Ni/P-Schicht, die sich am Bauteil bildet, selbst als Katalysator fungiert, baut sie sich solange auf, bis das Bauteil wieder aus der Elektrolytlösung herausgezogen wird. Auf diese Weise sind Schichtdicken von einigen Millimetern möglich [33].

Außerdem erfolgt die Beschichtung auch auf kompliziert geformten Bauteilen (ohne Verwendung von Hilfsanoden und Blenden) äußerst gleichmäßig, das heißt für übliche Schichtdicken von 20-50 μm sind sehr geringe Toleranzen von 1-3 μm Stand der Technik [33]. Die ursprüngliche Oberflächenbeschaffenheit bleibt somit auch erhalten.

Die Härte der Ni/P-Schicht liegt bei einem hohen Phosphorgehalt von über 10 Prozent (im vorliegenden Fall sind es 10 bis 15 Prozent [34]) bei 500 bis 550 HV [33]. Dies ist für ein treibendes Ritzel zu wenig und deshalb muss nach der Beschichtung zusätzlich eine Wärmebehandlung erfolgen. Danach wird eine Härte von circa 950 HV [34] erreicht.

Leider nimmt durch die Wärmebehandlung die Korrosionsbeständigkeit je nach Schichtdicke ab. Bei geringer Schichtdicke (10-25 μm) ist das Bauteil nur mehr für milde Korrosionsbeanspruchungen zu verwenden, bei einer Schichtdicke von 25-50 μm eignet es sich für mittlere Korrosionsbeanspruchungen und bei großer Schichtdicke (> 50 μm) sind auch starke Korrosionsbeanspruchungen vertretbar [33]. Da die Korrosionsgefahr jedoch im normalen industriellen Umfeld nicht allzu hoch ist, kann die eingeschränkte Korrosionsbeständigkeit des beschichteten Bauteils durch ausreichende Schmierung wieder angehoben werden.

Beim Ni/P-Beschichtungsverfahren herrschen außerdem nur geringe Temperaturen, die das zu beschichtende Ausgangsmaterial nicht negativ beeinträchtigen. So hat die Elektrolytlösung beispielsweise 85 bis 93°C [35] und bei der anschließenden Wärmebehandlung wird das Bauteil für circa acht Stunden bei 300°C getempert [34].

Der große Vorteil dieser Lösungsvariante ist, dass sie einfach, kostengünstig und schnell durchzuführen ist. Sind die optimalen Schichtstärken für die jeweiligen Zahnräder erst einmal gefunden, so muss für weitere Anwendungsfälle nur das neue Zahnrad vermessen und die Differenz zum optimalen Durchmesser darauf beschichtet werden.

Unklar ist jedoch die zulässige Flächenpressung nach der Beschichtung und ob diese auch größer als die vorhandene Flächenpressung an den Flanken ist. Da dieser Punkt weder durch die Literatur oder durch die Beschichtungsfirma zu eruieren war, müssen nach der Beschichtung Langzeittests am Prüfstand gefahren werden, um ein Abplatzen der Schicht ausschließen zu können.

5.3.2 Neufertigung

Eine weitere Möglichkeit, um das Spiel im Getriebe zu reduzieren, ist die Neufertigung der Ritzelwelle. Diese Variante kommt vor allem dann zum Einsatz, wenn das Spiel so groß ist, dass eine Beschichtung nicht mehr möglich ist oder nicht funktioniert.

Problematisch ist bei dieser Lösungsvariante, dass keine Fertigungsdaten vom Hersteller der Ritzelwelle vorhanden sind. Deshalb müssen alle notwendigen Parameter zur Neufertigung erst mühsam gemessen und erarbeitet werden (siehe Kapitel 5.2.3) und dabei können Mess- und Berechnungsfehler entstehen.

Des Weiteren ist die Vermessung der Vielkeilnabe an der Unterseite der Ritzelwelle (siehe Abbildung 31 rechts) mit den verfügbaren Mitteln am Institut für Fertigungstechnik nicht in der gewünschten Genauigkeit möglich. Für eine taktile Messung mit der Koordinatenmessmaschine würden sehr lange dünne Messtaster benötigt werden, die sich jedoch zu stark verbiegen würden und deshalb am Markt nicht erhältlich sind. Als Alternative dazu könnte das Gegenstück an der Getriebevorstufe, das in die Ritzelwelle gesteckt wird und diese antreibt, vermessen werden. Eine andere Möglichkeit wäre, dass nur der obere Teil der Ritzelwelle, welche aus zwei aufeinander geschrumpften Teilen besteht, neu gefertigt wird. Hierbei ist jedoch fraglich, ob sich die beiden aufgeschrumpften Teile so einfach voneinander trennen lassen.

Ein weiterer Nachteil bei einer Neufertigung sind die hohen Kosten, denn die Ritzelwelle würde eine Sonderfertigung darstellen. Außerdem könnte es aufgrund der mangelnden Fertigungsdaten zu vermehrtem Ausschuss kommen, der zusätzliche Kosten verursacht.

5.3.3 Aufschumpfen der vorhandenen Verzahnung auf neue Welle

Ein weiteres Lösungskonzept findet sich möglicherweise in der Technologie des Aufschumpfens. Hierbei wird ein bestimmtes Übermaß mit Hilfe des Prinzips der Wärmedehnung überwunden und auf diese Art und Weise die Verzahnung der Ritzelwelle um jenes Übermaß vergrößert.

Im konkreten Fall müsste dafür die äußere Verzahnung von der Ritzelwelle abgetrennt (strichlierte Linie in Abbildung 40) und mit einer Durchgangsbohrung versehen werden. Anschließend wird der Rest von Teil 2 (in Abbildung 40), der durch einen Presssitz mit Teil 1 verbunden ist, herausgebohrt bzw. -gedreht. Nun fertigt man einen neuen Kern für die Verzahnung, welcher auf einer Seite mit Teil 1 kraftschlüssig durch einen Presssitz verbunden wird. Die gegenüberliegende Seite weist dann ein Übermaß von der Größe des gemessenen Flankenspiels auf, das die Verzahnung nach dem Aufschumpfen um genau dieses Übermaß dehnen soll.



Abbildung 40: Unterteilung der Ritzelwelle

Geht man von einem Flankenspiel von circa 110 μm (siehe Tabelle 7) aus, so muss sich der Durchmesser an der äußeren Verzahnung der Ritzelwelle um diesen Wert vergrößern, um das Flankenspiel zu halbieren. Das heißt, der neue Kern muss mit einem Übermaß von circa 110 μm gefertigt werden, darf aber nicht größer als 150 μm sein, sonst könnte die Verzahnung verklemmen. Eine geeignete Passung dazu findet sich in [36]. Das Übermaß für die neue Welle würde bei einer $\text{Ø}15_{\text{zb}8}^{\text{H}8}$ Passung im Toleranzbereich zwischen -81 und -135 μm liegen und kommt den geforderten 110 μm am nächsten.

Soll die Nabe, das heißt jener Teil mit der Verzahnung, erwärmt werden und auf den neuen Kern aufgeschumpft werden, so müsste diese laut [37] erst auf folgende Temperatur erhitzt werden:

$$\begin{aligned}
 \text{Temperatur der Nabe} \quad T_{\text{Nabe}} &= T_U + \frac{|U_g| + \Delta D}{\alpha_{w,\text{Erwärmung}} \cdot d_F} = \\
 &= 20^\circ\text{C} + \frac{0,135 \text{ mm} + 0,015 \text{ mm}}{11 \cdot 10^{-6} (\text{°C})^{-1} \cdot 15 \text{ mm}} = 929^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{151}$$

Wobei sich die Variablen folgendermaßen zusammensetzen:

$$\text{Umgebungstemperatur} \quad T_U = 20^\circ\text{C} \quad (152)$$

$$\text{Größtes Übermaß} \quad |U_g| = 135 \mu\text{m} = 0,135 \text{ mm} \quad (153)$$

$$\text{Wellendurchmesser} \quad d_F = 15 \text{ mm} \quad (154)$$

$$\text{Fügespiel} \quad \Delta D = 0,001 \cdot d_F = 0,015 \text{ mm} \quad (155)$$

$$\text{Längenausdehnungs-} \quad \alpha_{w,Erw\u00e4rmung} = 11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} \text{ (beim Erwärmen)} \quad (156)$$

$$\text{koeffizient f\u00fcr niedrig} \quad \alpha_{w,Abk\u00fchlung} = -8,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} \text{ (beim Abk\u00fchlen)} \quad (157)$$

legierte C-St\u00e4hle

Das Erhitzen der Nabe auf 929°C ist jedoch nicht m\u00f6glich, da laut [38] die maximale F\u00fcgetemperatur f\u00fcr einsatzgeh\u00e4rtete oder hochverg\u00fctete St\u00e4hle auf 200°C beschr\u00e4nkt bleiben muss. Ebenso unm\u00f6glich ist die erforderliche Abk\u00fchltemperatur der Welle auf $-1156,5^\circ\text{C}$ (siehe Gleichung (158)), denn der absolute Nullpunkt, der die Grenze des physikalisch M\u00f6glichen angibt, liegt bei -273°C .

$$\begin{aligned} \text{Temperatur der Welle} \quad T_{Welle} &= T_U + \frac{|U_g| + \Delta D}{\alpha_{w,Abk\u00fchlung} \cdot d_F} = \\ &= 20^\circ\text{C} + \frac{0,135 \text{ mm} + 0,015 \text{ mm}}{-8,5 \cdot 10^{-6} (^\circ\text{C})^{-1} \cdot 15 \text{ mm}} = -1156,5^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (158)$$

Selbst bei einer Kombination von Dehn- und Schrumpfsitz, dass also die Nabe erw\u00e4rmt und gleichzeitig die Welle abgek\u00fchlt wird, kann ein \u00dcberma\u00df von $110 \mu\text{m}$ mit den gegebenen Temperatureinschr\u00e4nkungen nicht erreicht werden (siehe Gleichung (161)). Diese L\u00f6sungsvariante ist deshalb nicht m\u00f6glich und auszuschlie\u00dfen.

$$\begin{aligned} \text{Maximales \u00dcberma\u00df} \quad |U_{g,s}| &= (T_{Nabe} - T_U)(\alpha_{w,Erw\u00e4rmung} \cdot d_F) - \Delta D = \\ \text{beim Schrumpfsitz} \quad &= (200^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \left(11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} \cdot 15 \text{ mm} \right) - 0,015 \text{ mm} = 14,7 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (159)$$

$$\begin{aligned} \text{Maximales \u00dcberma\u00df} \quad |U_{g,D}| &= (T_{Welle} - T_U)(\alpha_{w,Abk\u00fchlung} \cdot d_F) - \Delta D = \\ \text{beim Dehnsitz} \quad &= (-196^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \left(-8,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}} \cdot 15 \text{ mm} \right) - 0,015 \text{ mm} = \\ &= 12,5 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (160)$$

$$\text{Gesamtes erreichbares \u00dcberma\u00df} \quad |U_g| = |U_{g,s}| + |U_{g,D}| = 14,7 \mu\text{m} + 12,5 \mu\text{m} = 27,24 \mu\text{m} \quad (161)$$

5.3.4 Verzahnung teilen und spielfrei zusammensetzen

Des Weiteren könnte die Verzahnung wie in [39] spielfrei gemacht werden. Hierbei besteht das Zahnrad aus zwei Teilen, die versetzt zueinander angeordnet werden und durch eine Feder vorgespannt sind. Bei einem in Eingriff gebrachten weiteren Zahnrad besteht auf diese Weise auf beiden Flanken Kontakt, der bei Richtungsumkehr ein Flankenspiel verhindert.

Wie in Abbildung 41 zu sehen ist, besteht der Zahnkranz bei einem solchen Zahnrad aus zwei Teilen: einer sitzt direkt auf der Nabe, der andere wird koaxial drehbar an der Nabe fixiert. Jeder der beiden Teile besitzt einen Stützsteg, auf den die Enden einer Ringfeder Kraft ausüben und somit die zwei Kranzteile gegeneinander verdreht halten.

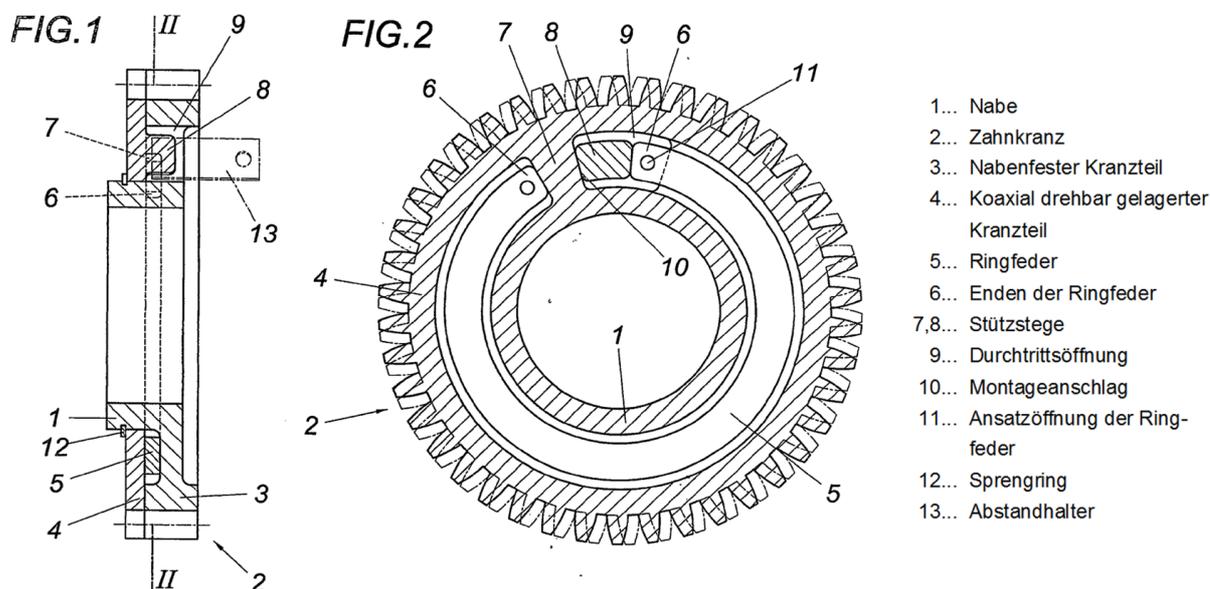


Abbildung 41: Geteiltes Zahnrad für eine spielfreie Stirnradstufe [39]

Für das Getriebe des KUKA KR 500-3 MT würde sich solch eine Zahnradvorspannung am ehesten bei den drei Zwischenrädern in der Stirnradstufe anbieten. Das Ritzel wäre mit einem Außendurchmesser von 26,5 mm hierfür eher ungeeignet klein, da die Ringfeder eine gewisse Größe besitzen muss, um genügend Kraft aufbringen zu können. Da bietet das Zwischenrad mit 72,5 mm Außendurchmesser einen weit größeren Handlungsspielraum. Außerdem ist eine Neufertigung der Zwischenräder viel einfacher als bei der Ritzelwelle. Theoretisch könnte mit dieser Methode das Flankenspiel zwischen Ritzelwelle und Zwischenrad eliminiert und jenes zwischen R2 und R3 auf circa 30 µm reduziert werden.

Bei dieser Lösungsvariante spielt jedoch die Hertz'sche Pressung eine entscheidende Rolle. Wird diese aufgrund der Zahnflankenteilung zu groß, so kommt es zu Zahnflankenverschleiß, wie zum Beispiel Pitting. Deshalb wird im Folgenden die Berechnung der Flankenpressung nach [40] und [41] durchgeführt.

Nominelle Flankenpres-
sion im Wälzpunkt

$$\begin{aligned}\sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B,D} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = \\ &= 191,6 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}} \cdot 2,495 \cdot 1 \cdot 0,815 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1044 N}{30 \text{ mm} \cdot 22,5 \text{ mm}} \cdot \frac{3,11+1}{3,11}} = \quad (162) \\ &= 557 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Dabei setzen sich die Einflussfaktoren und die benötigten Werte folgendermaßen zusammen:

Nennmoment für das
RV-900C Getriebe von
Nabtesco [8]

$$M_A = 8820 \text{ Nm} \quad (163)$$

Gesamtuntersetzung

$$i = 250,33 \quad (164)$$

Eingangsdrehmoment

$$M_E = \frac{M_A}{i} = \frac{8820 \text{ Nm}}{250,33} = 35,23 \text{ Nm} \quad (165)$$

Umfangskraft (auf drei
Zwischenräder aufgeteilt)

$$F_t = \frac{M_E}{3 \cdot r_1} = \frac{35233 \text{ Nmm}}{3 \cdot 11,25 \text{ mm}} = 1044 \text{ N} \quad (166)$$

Zähneverhältnis

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{18} = 3,1 \quad (167)$$

Elastizitätsfaktor [40] für
Stahl auf Stahl

$$Z_E = 191,6 \sqrt{N/\text{mm}^2} \quad (168)$$

Zonenfaktor [40]

$$Z_H = 2,495 \quad (169)$$

Einzeleingriffsfaktor [41]

$$Z_{B,D} = 1 \text{ da } M_1, M_2 < 1 \quad (170)$$

Überdeckung

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{0,5 \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin(\alpha)}{\pi \cdot m \cdot \cos(\alpha)} = \\ &= \frac{0,5 \left(\sqrt{26,5^2 - 21,14^2} + \sqrt{72,5^2 - 65,78^2} \right) - 46,25 \cdot \sin(20^\circ)}{\pi \cdot 1,25 \cdot \cos(20^\circ)} = \quad (171) \\ &= 2,009\end{aligned}$$

Überdeckungsfaktor für
Geradverzahnung

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 2,009}{3}} = 0,815 \quad (172)$$

Schrägungsfaktor

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta)} = \sqrt{\cos(0^\circ)} = 1 \quad (173)$$

Ursprüngliche Zahnbreite

$$b = 30 \text{ mm} \quad (174)$$

Für die Berechnung der maximalen Pressung am Wälzkreis im Betriebszustand werden zusätzliche Einflussfaktoren benötigt:

$$\text{Anwendungsfaktor [41]} \quad \begin{array}{l} K_A = 1,5 \\ \text{bei gleichförmigem Antrieb und mittlerer Stoßbelastung an der} \\ \text{getriebenen Maschine} \end{array} \quad (175)$$

$$\text{Dynamikfaktor [41]} \quad K_V = 1,1 \quad (176)$$

$$\text{Stirnfaktor (grobe Abschätzung nach [40])} \quad K_{H\alpha} = 1 \quad (177)$$

$$\text{Breitenfaktor (grobe Abschätzung nach [40])} \quad K_{H\beta} = 1,5 \quad (178)$$

$$\begin{aligned} \text{Maximale Pressung am Wälzkreis} \quad \sigma_H &= \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = \\ &= 557 \text{ N/mm}^2 \cdot \sqrt{1,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,5} = 876,28 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (179)$$

Die maximale Flankenpressung am Wälzkreis im Betriebszustand aus Gleichung (179) soll dabei kleiner als die zulässige Hertz'sche Pressung sein. Diese hängt jedoch sehr stark vom Werkstoff und dem Wärmebehandlungszustand der Zahnräder ab und sind nicht bekannt. Es wird vermutet, dass die Zahnräder zumindest rand-schichtgehärtet wurden.

Die einzelnen werkstoffabhängigen Werte der zulässigen Hertz'schen Pressung für allgemeine Zahnflanken lauten nach Tabelle 17.12 in [42]:

$$\text{für Baustahl} \quad p_{H,zul} = 370 \dots 460 \text{ N/mm}^2 \quad (180)$$

$$\text{für Vergütungsstahl} \quad p_{H,zul} = 530 \dots 630 \text{ N/mm}^2 \quad (181)$$

$$\text{für Einsatzstahl} \quad p_{H,zul} = 1500 \text{ N/mm}^2 \quad (182)$$

Die Zahnräder müssten demnach einsatzgehärtet sein, um schon bei der ursprünglichen Zahnbreite (siehe Gleichung (174)) die zulässige Hertz'sche Pressung nicht zu überschreiten.

Wird nun die ursprüngliche Zahnbreite halbiert, so erhöht sich dadurch die maximale Flankenpressung folgendermaßen:

$$\text{Halbierte Zahnbreite} \quad b_2 = \frac{b}{2} = \frac{30 \text{ mm}}{2} = 15 \text{ mm} \quad (183)$$

Neue nominelle Flankenpressung im Wälzpunkt

$$\begin{aligned} \sigma_{H0,2} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B,D} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_2 \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = \\ &= 191,6 \sqrt{\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot 2,495 \cdot 1 \cdot 0,815 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1044 \text{ N}}{15 \text{ mm} \cdot 22,5 \text{ mm}} \cdot \frac{3,11+1}{3,11}} = \\ &= 787,7 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (184)$$

Neue maximale Flankenpressung am Wälzkreis

$$\begin{aligned} \sigma_{H,2} &= \sigma_{H0,2} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = \\ &= 787,7 \text{ N/mm}^2 \cdot \sqrt{1,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,5} = 1239,2 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (185)$$

$$\sigma_{H,2} = 1239,2 \text{ N/mm}^2 < p_{H,zul} = 1500 \text{ N/mm}^2$$

Sicherheit

$$S_H = \frac{p_{H,zul}}{\sigma_{H,2}} = \frac{1500 \text{ N/mm}^2}{1239,2 \text{ N/mm}^2} = 1,21 > S_{H,min} = 1,1 \quad (186)$$

Diese neue maximale Flankenpressung am Wälzkreis bei halber Zahnbreite ist zwar immer noch im zulässigen Bereich, jedoch nur, wenn die Zahnräder tatsächlich aus Einsatzstahl sind. Außerdem liegt die Sicherheit (siehe Gleichung (186)) für solch eine überschlägige Berechnung mit zahlreichen Unsicherheitsfaktoren stark am unteren Sicherheitslimit. Es wäre deshalb äußerst riskant, diese Lösungsvariante mit geteiltem Zahnkranz ohne weitere Untersuchungen, beispielsweise der Werkstoffkenngrößen, durchzuführen.

Des Weiteren werden solch geteilte Zahnräder üblicherweise nur bei geringen Belastungen und Geschwindigkeiten eingesetzt [43], da die Feder, die die beiden Teile verbindet, eine genügend große Steifigkeit aufweisen muss, um die aufgebrachte Kraft übertragen zu können. Als Alternative zur Feder könnten deshalb die Zahnräder einfach halbiert, bei der Montage auf die beiden angrenzenden Flanken ausgerichtet und anschließend fix miteinander verschraubt oder verklebt werden. Dabei tritt jedoch ebenfalls das Problem der geringen Sicherheit auf und es könnte eventuell zum Verklemmen der Zahnradpaarung kommen.

5.3.5 Zusammenfassung

Eine Reduzierung des Umkehrspiels durch eine Änderung am Getriebe hat den Vorteil, dass das Problem direkt am Ursprung behoben werden kann und keine aufwendigen äußeren Vorspannungen notwendig sind. Allerdings müssen zur Findung interner Lösungskonzepte eine Reihe von Tests und Untersuchungen am Getriebe erfolgen. Es gilt die Funktionsweise des Getriebes zu analysieren und die einzelnen Geometriedaten zu erarbeiten. Ist dies getan, so können zur Verringerung des Umkehrspiels folgende Möglichkeiten in Betracht gezogen werden: Beschichten, Neufertigen, Aufschrumpfen und Teilen einzelner Stirnräder des Getriebes.

Die Beschichtung ist dabei am einfachsten durchzuführen und auch am kostengünstigsten. Es ist jedoch notwendig, ein geeignetes Beschichtungsverfahren zu finden, mit dem auch komplexe Bauteile gleichmäßig mit Schichtstärken von bis zu 50 µm beschichtet werden können. Das chemische Vernickeln mit anschließender Wärmebehandlung soll nach Absprache mit einer Beschichtungsfirma für die vorliegende Problemstellung geeignet sein. Damit lassen sich Zahnräder gleichmäßig am Umfang vergrößern und durch eine Wärmebehandlung erreicht die aufgetragene Schicht eine Härte von circa 950 HV. Leider führt die Wärmebehandlung auch zu leichten Einbußen in der Korrosionsbeständigkeit, die sich jedoch durch ausreichende Schmierung relativieren lassen. Fraglich ist jedoch die Langlebigkeit der Beschichtung, weshalb für diese Lösungsvariante vor Inbetriebnahme Langzeittests erforderlich sind, um ein Abplatzen der Schicht ausschließen zu können.

Eine solidere, da möglicherweise langlebigere Lösungsvariante, ist die Neufertigung der Ritzelwelle, da zwischen Ritzel und Zwischenrädern das größte Spiel herrscht. Allerdings stellt sich eine Neufertigung als schwierig heraus, weil zum einen keine Fertigungsdaten vorhanden sind und zum anderen die Vermessung der Vielkeilnabe an der Ritzelwellenunterseite mit den vorhandenen Mitteln am Institut für Fertigungstechnik nicht möglich ist. Da die Ritzelwelle aus zwei aufgeschrumpften Teilen besteht, könnte nur ihr oberer Teil neu gefertigt werden. Denn die Vermessung der äußeren Verzahnung, um fehlende Fertigungsdaten zu erhalten, ist mit einigem Aufwand und auch Messfehlern verbunden, aber grundsätzlich durchführbar.

Eine weitere, innovative Möglichkeit wäre das Aufschrumpfen der vorhandenen Verzahnung auf einen neuen, vergrößerten Kern. Dies hätte den Vorteil, dass die Verzahnung nicht neu gefertigt werden müsste. Allerdings sind mit dieser Lösungsvariante nur sehr geringe Vergrößerungen des Ritzels möglich und deshalb für vorliegende Problemstellung ungeeignet.

Des Weiteren kann eine Teilung der Verzahnung mit einer anschließenden spielfreien Zusammensetzung in Betracht gezogen werden. Dabei soll ein Zahnrad aus zwei Teilen bestehen und - entweder durch eine innen liegende Feder oder fixiert durch

Schrauben - beidseitiger Flankenkontakt am angrenzenden Zahnrad hergestellt werden. Wichtig ist hierbei auf die zulässige Hertz'sche Pressung zu achten, da nun die gesamte Belastung von den halbierten Flanken getragen werden muss und die zusätzliche Kraft der Feder aufgebracht wird. Die Berechnung zeigt, dass die Hertz'sche Pressung grundsätzlich im zulässigen Bereich liegt, jedoch eine sehr geringe Sicherheit aufweist. Außerdem ist die Variante mit innenliegender Feder auszuschließen, da hiermit nur geringe Kräfte übertragen werden können.

Nach sorgfältigem Abwägen aller vorgestellten Lösungsmöglichkeiten stellt sich die Beschichtung einzelner Räder als günstigste heraus. Mit dieser Variante kann durch mehrmaliges Beschichten auch leicht und trotzdem noch wirtschaftlich die optimale Schichtstärke und somit das minimalste Umkehrspiel gefunden werden.

6 Lösungsumsetzung und Ergebnisse

Nachdem sich in den vorangegangenen Kapiteln die Beschichtung der Zahnräder der ersten Getriebestufe als geeignetste Lösungsvariante zur Reduzierung des Umkehrspiels herauskristallisiert hat, wurde diese umgesetzt.

Im folgenden Kapitel wurden alle gemessenen Umkehrspiele auf den Teilkreis umgerechnet und sind somit für beide im Eingriff stehenden Zahnräder gleich. Sie werden in μm angegeben.

6.1 Erster Lösungsansatz

Zu Beginn des Lösungsfindungsprozesses musste die geometrische Messung von Zahnrädern am Institut für Fertigungstechnik erst genauer erarbeitet werden und somit standen nur die anfänglich durchgeführten statischen Messungen zur Abschätzung des Umkehrspiels zur Verfügung.

Für einen ersten Lösungsansatz wurde deshalb das Augenmerk vorerst auf das Spiel B gerichtet, denn die erste statische Messung lieferte von Spiel A (siehe Kapitel 5.2.2) zu ungenaue Werte. Um das Spiel B zu reduzieren, sollen alle drei Zwischenräder und die drei äußeren Räder versuchsweise beschichtet werden, um das Ausmaß des Umkehrspiels besser einschätzen zu können. Dafür wurde die Firma Oerlikon Balzers zu Rate gezogen, die eine CrN-WC/C-Beschichtung („Balinit C Star“) empfahl. Mit dieser Beschichtung sind Schichtdicken von $5\ \mu\text{m}$ möglich und die Beschichtungstemperatur liegt unter 230°C [44]. Wichtig ist, dass der Werkstoff der Zahnräder, welcher leider nicht bekannt ist, nicht durch Temperatureinflüsse der Beschichtung verändert wird. Deshalb muss die Beschichtungstemperatur gering gehalten werden.

Diese gewählte Chromnitrid-Wolframcarbid/Kohlenstoff-Beschichtung wird mit dem PVD-Verfahren (Physical Vapour Deposition-Verfahren) auf die Zahnräder aufgetragen. Dabei befinden sich die zu beschichtenden Bauteile in einer Prozesskammer, in der ein Vakuum erzeugt wird, wodurch sich dünne Schichtstärken im Mikrometerbereich gleichmäßig und reproduzierbar herstellen lassen [44].

Durch diese erste Beschichtung sollte das Spiel B um $20\ \mu\text{m}$ reduziert werden, denn bei dem einen Zahnrad wird die Zahnflanke um $10\ \mu\text{m}$ ($5\ \mu\text{m}$ pro Zahnflanke) verkleinert und bei dem anderen Zahnrad, welches im Eingriff mit dem ersten steht, wird die Zahndicke um $10\ \mu\text{m}$ (auf jeder Flanke um $5\ \mu\text{m}$) vergrößert.

Um die Verbesserungen des Umkehrspiels durch die Beschichtung der Zahnräder genauer beurteilen zu können, wurde zusätzlich mit Messprinzip 2 (siehe Kapitel 5.1)

gemessen. Die Ergebnisse mit Messprinzip 2 für Spiel B und Spiel C vor und nach der Beschichtung sind in Tabelle 10 aufgelistet.

Vergleicht man die Ergebnisse vom Messprinzip 2 aus Tabelle 10 mit den Werten von Messprinzip 1 aus Kapitel 5.2.2, so fallen die Werte bei Messprinzip 1 im Schnitt um zehn Prozent kleiner aus als bei Messprinzip 2. Der Grund dafür konnte jedoch nicht geklärt werden, liegt aber vermutlich an den notwendigen Berechnungen bei Messprinzip 1.

	vor Beschichtung		nach Beschichtung	
	Spiel B [°]	Spiel C [°]	Spiel B [°]	Spiel C [°]
Strang 1	0,1650	0,2746	0,1961	0,1439
	0,2286	0,2206	0,2436	0,1733
	0,2568	0,1896	0,1627	0,2022
Mittelwert Strang 1	0,2168	0,2283	0,2008	0,1731
Verbesserung			7%	24%
Strang 2	0,3063	0,3050	0,2636	0,2164
	0,2768	0,3028	0,2516	0,2024
	0,2911	0,2970	0,2839	0,2090
Mittelwert Strang 2	0,2914	0,3016	0,2664	0,2093
Verbesserung			9%	31%
Strang 3	0,5806	0,1357	0,2418	0,2034
	0,2892	0,2802	0,2807	0,1927
	0,2710	0,2512	0,3584	0,1539
Mittelwert Strang 3	0,3803	0,2224	0,2937	0,1833
Verbesserung			23%	18%
Mittelwert gesamt	0,2962	0,2507	0,2536	0,1886
Verbesserung			14%	25%

Tabelle 10: Messergebnisse mit Messprinzip 2 vor und nach Beschichtung

Spiel B

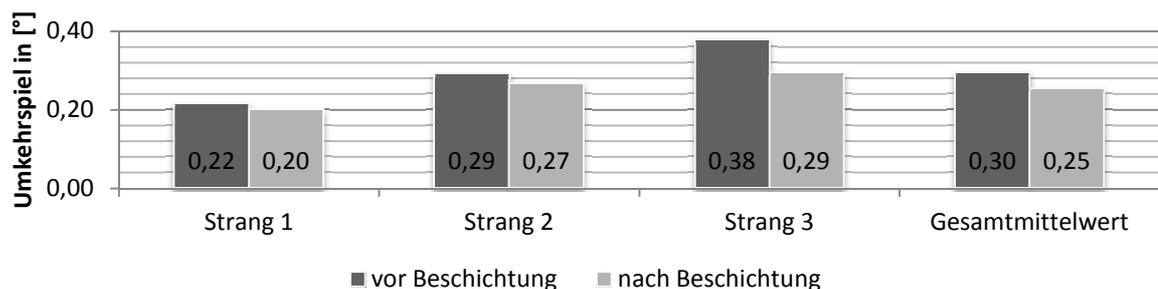


Diagramm 3: Spiel B vor und nach erstem Beschichtungsversuch

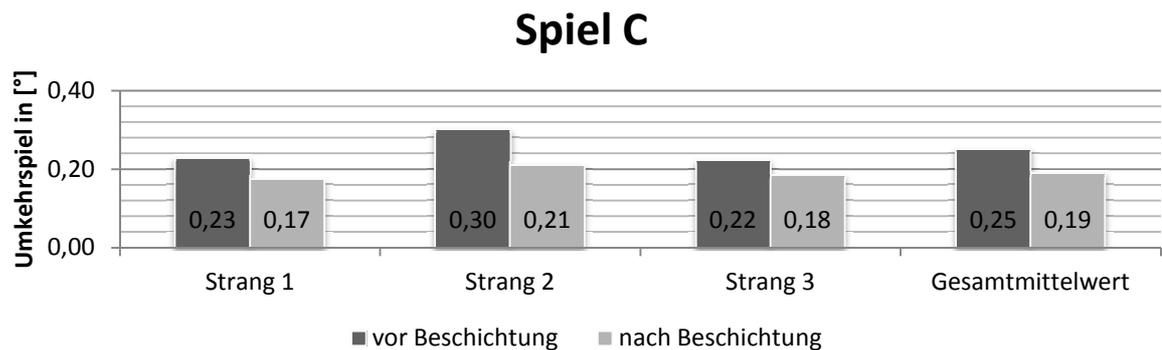


Diagramm 4: Spiel C vor und nach erstem Beschichtungsversuch

Spiel B hat sich, wie in Tabelle 10 und Diagramm 3 ersichtlich, in den beiden Strängen 1 und 2 nicht sonderlich verbessert (lediglich um 7 bzw. 9 Prozent). Bei Strang 3 sieht es auf den ersten Blick nach einer Umkehrspielreduktion von 23 Prozent aus, jedoch fallen bei genauerer Betrachtung der einzelnen Messwerte grobe Messunterschiede auf. Um diese große Streubreite zu minimieren, wären weitere Messungen notwendig gewesen, die aber aufgrund von Zeitmangel nicht mehr durchgeführt werden konnten. Es ist jedoch davon auszugehen, dass die Beschichtung mit 5 μm Schichtstärke für das Spiel B keine nennenswerte Veränderung gebracht hat.

Überraschenderweise hat sich das Spiel C im Schnitt um 25 Prozent verringert, obwohl die Beschichtung der R2- und R3-Räder eigentlich keinen Einfluss auf dieses Spiel haben sollte. Der Grund für die starke Veränderung liegt vielleicht an der Tatsache, dass das Getriebe, während der Beschichtung der Zahnräder, zur Untersuchung der Zykloidstufe geöffnet und auseinandergenommen wurde.

6.2 Erste chemische Vernicklung

Da die erste Beschichtung mit 5 μm Schichtstärke nicht die gewünschte Verbesserung des Umkehrspiels erzielte, musste ein anderes Beschichtungsverfahren gewählt werden, das größere Schichtstärken ermöglichte.

Zuerst mussten aber die einzelnen Flankenspiele zwischen Ritzel, Zwischenrad und den äußeren Rädern mit der Koordinatenmessmaschine *PRISMO Navigator* genauer ermittelt werden, denn sie spielen bei der Auswahl der richtigen Beschichtungsstärke eine entscheidende Rolle. Besonders ihre Minimalwerte geben einen Anhaltspunkt, wie viel beschichtet werden kann, damit sich die Zahnräder später auch noch einbauen lassen und nicht verklemmen.

Laut Tabelle 7 und Tabelle 8 ist das minimale Flankenspiel einerseits 95 μm zwischen R1 und R2 und andererseits 100 μm zwischen R2 und R3. Bei einer Reduzierung des Flankenspiels um die Hälfte, müsste theoretisch eine Schichtstärke von 25 μm auf das Ritzel und die drei äußeren R3-Räder aufgetragen werden. Aus die-

sem Grund erhielt die Beschichtungsfirma Hartchrom Haslinger den Auftrag das Ritzel und die drei äußeren Räder mit einer 25 µm-Schicht chemisch zu vernickeln.

Vor der Beschichtung war es jedoch notwendig, die bereits zuvor mit „Balinit C Star“ von der Firma Oerlikon beschichteten R3-Räder, zu entschichten, um ein Absplittern der neuen Beschichtung zu verhindern.

Nach dieser ersten chemischen Vernicklung wurden die beschichteten Räder erneut mit der Koordinatenmessmaschine vermessen und sowohl die Schichtstärke als auch die neuen Flankenspiele ermittelt (siehe folgende Tabellen).

	Tatsächliche Schichtstärke	Sollmaß	Abweichung vom Sollmaß
Ritzel	19 µm	25 µm	-6 µm
R3.1	65 µm	25 µm	+40 µm
R3.2	56 µm	25 µm	+31 µm
R3.3	31 µm	25 µm	+6 µm

Tabelle 11: Schichtstärke nach erster chemischer Vernicklung

Messwerte für das Flankenspiel zwischen R1 und R2:

	µm		
	Strang 1	Strang 2	Strang 3
	63	84	76
	73	75	77
	75	85	78
	75	80	78
	73	83	77
	73	78	79
	72	74	79
	71	77	80
	72,5	75	77
	72	76	80
	73	78	
	73	79	
Mittelwert:	72	79	78
Minimum:	63	74	76
vor Beschichtung:			
Mittelwert:	104	114	112
Verbesserung:	31%	31%	30%

Tabelle 12: Flankenspiel zwischen R1 und R2 nach erster chemischer Vernicklung

Messwerte für das Flankenspiel zwischen R2 und R3:

	μm			
	Strang 1	Strang 2	Strang 3	
	19	63	56	
	22	53	55	
	30	60	49	
	24	51	57	
	25	59	49	
	28	48	51	
	27	59	49	
	19	48	51	
	28	60	55	
	20	51	46	
	27	55	55	
	23	48		
	Mittelwert:	24	55	52
	Minimum:	19	48	46
	vor Beschichtung:			
	Mittelwert:	148	159	108
	Verbesserung:	84%	66%	52%

Tabelle 13: Flankenspiel zwischen R2 und R3 nach erster chemischer Vernicklung

Aufgrund der etwas kleiner ausgefallenen Schichtstärke am Ritzel wurde die erhoffte Halbierung des Flankenspiels nicht erreicht. Dennoch beträgt die Verbesserung des Flankenspiels zwischen Ritzel und Zwischenrad circa 30 Prozent.

Wie es bei den drei äußeren Zahnrädern zu derart großen Abweichungen der Schichtstärke vom Sollwert kommen konnte, ist fraglich, doch das Positive daran ist, dass sich das Flankenspiel dadurch auch erheblich verkleinert hat. Bei Strang 1 verbessert sich somit das Flankenspiel zwischen R2 und R3 auf circa 24 μm und führt zu einer Reduktion von 84 Prozent. Bei den beiden anderen Strängen ist eine Verbesserung von 66 beziehungsweise 52 Prozent auf ein Flankenspiel von etwas mehr als 50 μm zu verzeichnen.

Des Weiteren wurden anschließend statische Messungen mit drei Messtastern gleichzeitig durchgeführt, um die einzelnen Umkehrspiele eines gesamten Stranges erfassen zu können. Auf jedes Rad in einem einzelnen Strang wurde ein Messtaster gesetzt und mit beiden Messprinzipien, wie in 5.1 beschrieben, gemessen. Im Folgenden wurde jedoch nur Prinzip 1 benötigt, da sich hiermit bessere Vergleiche zu den anfänglichen Messungen aufstellen lassen und außerdem Spiel C und das Gesamtspiel mit Prinzip 2 nur schlecht messbar sind.

Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Diagramm 5 dokumentiert. Dabei wurden die Einzelspiele und das Gesamtspiel einander gegenübergestellt und zusätzlich die Unterschiede zwischen den einzelnen Strängen sichtbar gemacht. Außerdem ist auch der Streubereich um den Mittelwert eingezeichnet, der mit einer Wahrscheinlichkeit von 68,27 Prozent alle gemessenen Werte abdeckt.

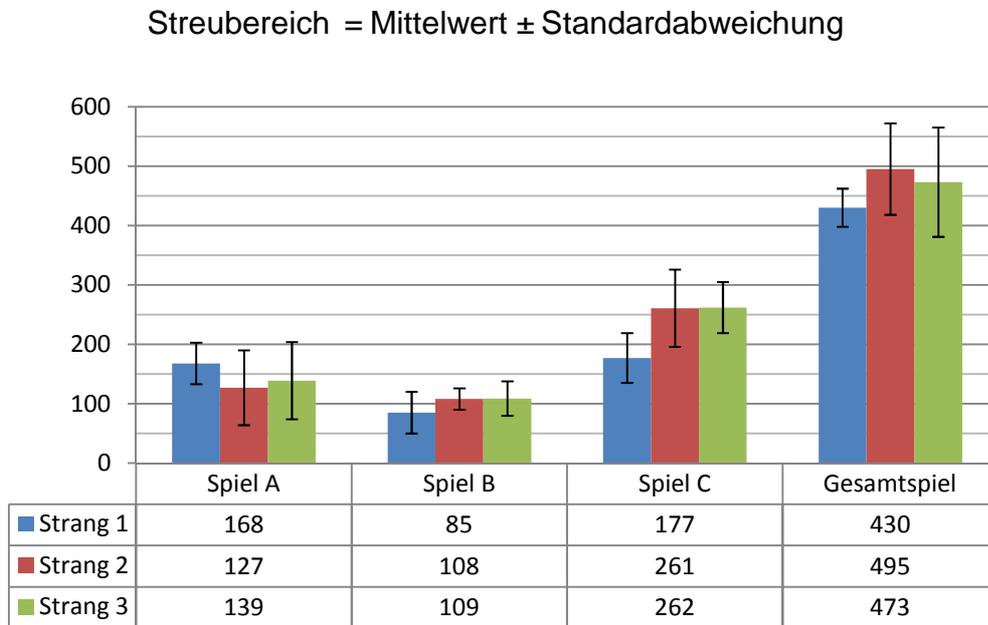


Diagramm 5: Umkehrspiele in μm nach erster chemischer Vernicklung

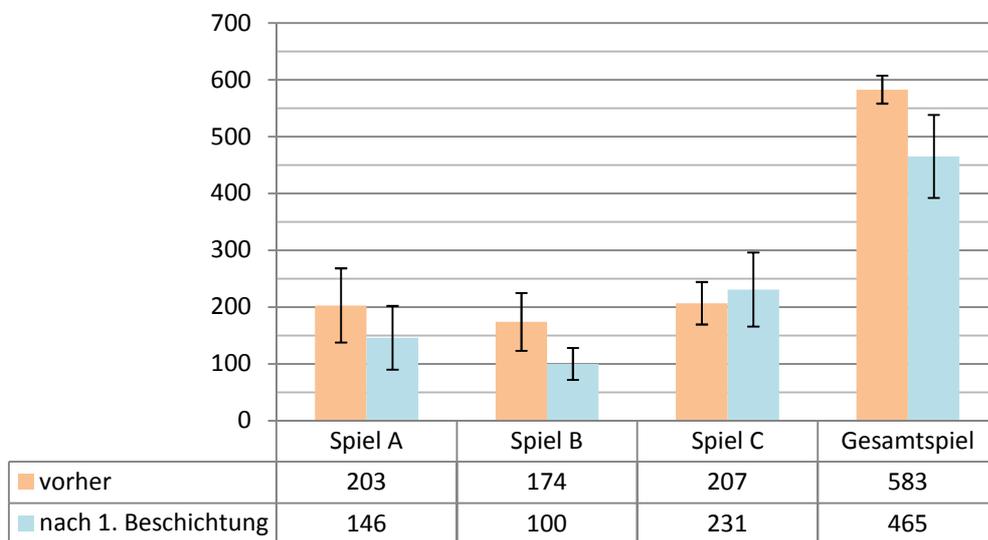


Diagramm 6: Mittelwerte [μm] der Umkehrspiele vor und nach erster chemischer Vernicklung

In Diagramm 5 und Diagramm 6 ist zu sehen, dass das Spiel B durch die Beschichtung der äußeren drei R3-Räder sehr gut reduziert werden konnte, nämlich um 43 Prozent auf etwa 100 μm . Das Gesamtspiel, das es um 40 Prozent zu reduzieren gilt, wurde jedoch noch nicht zufriedenstellend (lediglich um 20 Prozent) verbessert. Außerdem besteht noch Reduzierungspotential im Spiel A.

Der Mittelwert für Spiel C (siehe Diagramm 6) hat sich leicht verschlechtert, jedoch liegt das wohl an Messungenauigkeiten, denn die beiden Streubereiche überlappen sich.

Der Unterschied zwischen den Umkehrspielen in den einzelnen Strängen (siehe Diagramm 5) fällt besonders bei Strang 1 auf, da dieser stets von den beiden anderen etwas abweicht. Der Grund dafür ist wahrscheinlich ein Zusammenspiel mehrerer Faktoren, wie beispielsweise abweichende Zahnrad Durchmesser nach der Beschichtung, ungleiche Achsabstände und Messungenauigkeiten.

Um das Gesamtspiel noch weiter zu optimieren, wurde die Ritzelwelle ein weiteres Mal chemisch vernickelt.

6.3 Zweite chemische Vernicklung

Bei der zweiten Beschichtung wurde nur mehr die Ritzelwelle erneut beschichtet. Da jedoch auf die bestehende Schicht keine weitere Beschichtung möglich war, musste die erste Schicht zuvor entfernt werden. Anschließend sollte durch chemische Vernicklung eine 50 µm-Schicht aufgebracht werden. Die Ent- und Beschichtung wurde wie auch zuvor von der Firma Hartchrom Haslinger übernommen.

Nach dem zweiten Beschichtungsvorgang wurde abermals zuerst eine taktile Messung der Ritzelwelle mit der Koordinatenmessmaschine durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass nicht 50 µm sondern etwa 64 µm auf das Ritzel beschichtet wurden. Das hatte zur Folge, dass die Ritzelwelle nicht mehr ohne Weiteres in das Getriebe eingebaut werden konnte, sondern leicht eingepresst werden musste. Das wirkte sich zwar positiv auf das anschließend gemessene Umkehrspiel aus, jedoch könnte es längerfristig aufgrund von zu hohen Belastungen zu Beschädigungen an der Verzahnung kommen.

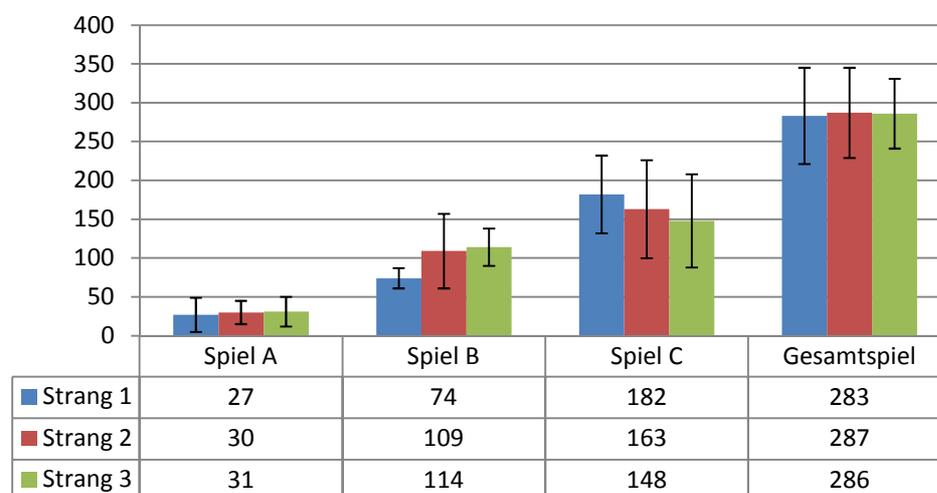


Diagramm 7: Umkehrspiele in µm nach zweiter chemischer Vernicklung

Diagramm 7 zeigt, dass trotz Einpressen der Ritzelwelle zwischen Ritzel und Zwischenrad ein geringes Umkehrspiel von circa 30 µm vorhanden ist. Das ist gut, denn es deutet darauf hin, dass die Flanken nicht unablässig aufeinander gepresst werden und die Zahnräder nicht verklemmen.

Die Unterschiede der Umkehrspiele in den einzelnen Strängen sind bei Spiel A und dem Gesamtspiel nicht mehr wirklich ersichtlich und die Werte annähernd gleich (siehe Diagramm 7). Spiel B bleibt im Wesentlichen unverändert zur vorherigen Messung und so fällt Strang 1 wieder geringer aus als bei den anderen Strängen.

Da die Unterschiede in den einzelnen Strängen auf das Gesamtspiel keine Auswirkung mehr haben, werden die Stränge in Diagramm 8 nicht mehr unterschieden. Die Mittelwerte aller gemessenen Werte werden nun für die einzelnen Umkehrspiele hergenommen und mit den vorherigen Messungen verglichen.

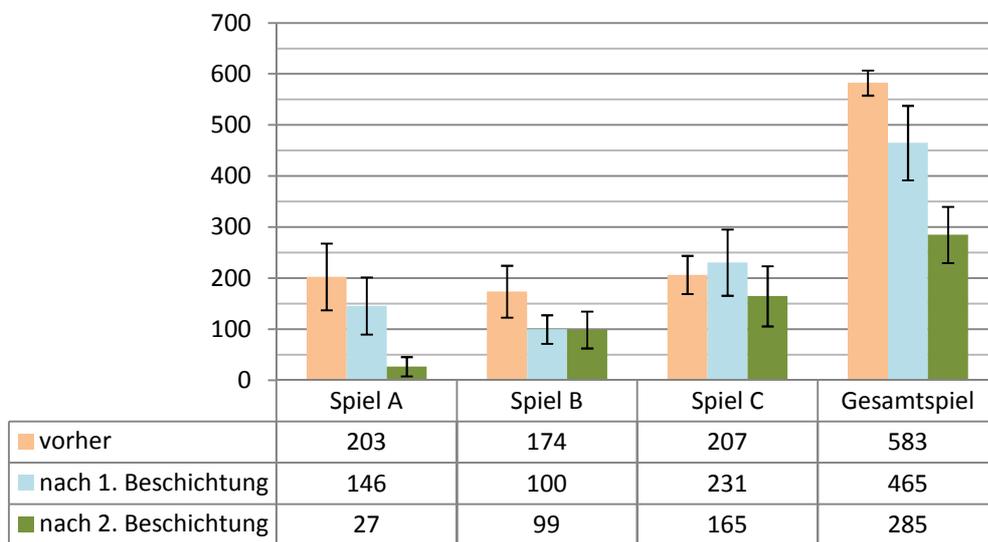


Diagramm 8: Mittelwerte [µm] der Umkehrspiele nach jedem Beschichtungsverfahren

	Verbesserung insgesamt
Spiel A	87%
Spiel B	43%
Spiel C	20%
Gesamtspiel	50%

Tabelle 14: Verbesserung des Umkehrspiels nach zweiter Beschichtung

Die größte Verbesserung des Umkehrspiels ergibt sich zwischen dem Ritzel und den Zwischenrädern und beträgt im Schnitt 87 Prozent. Damit reduziert sich das Spiel A von circa 203 µm auf 27 µm aufgrund der Beschichtung des Ritzels um 64 µm.

Das Spiel B wurde durch die Beschichtung der äußeren drei Zahnräder von 174 µm auf 99 µm um 43 Prozent verkleinert. Erfreulicherweise hat sich auch Spiel C um 20

Prozent verbessert, was vermutlich auf die Verpressung der Lager in den Exzenterwellen zurückzuführen ist.

Das Gesamtspiel des Getriebes konnte durch die zweite chemische Vernicklung weiter vermindert werden und liegt danach bei circa 285 μm , was einer Halbierung des Ausgangswertes entspricht. Wird dieser Wert, der am Teilkreis des Ritzels gemessen ist, in einen Winkel umgerechnet, so ergibt das ein Umkehrspiel von 1,45° am Getriebeeingang. Aufgrund der großen Übersetzung von 250,33 entspricht dies etwa 0,35 Winkelminuten am Ausgang (siehe Gleichung (188)). Ursprünglich gab es am Eingang ein Umkehrspiel von circa 3°, was am Ausgang circa 0,7 Winkelminuten ausmachte.

$$\text{Umkehrspiel Eingang} \quad UKS_E = 1,45^\circ \quad (187)$$

$$\text{Umkehrspiel Ausgang} \quad UKS_A = \frac{UKS_E}{i_{ges}} = \frac{1,45^\circ}{250,33} = 0,0058^\circ = 0,35' \quad (188)$$

Je größer die Auslenkung des Roboterarms, desto größer sind die Auswirkungen des Umkehrspiels auf die Ungenauigkeit des Roboters. Durch die chemische Vernicklung konnte die Steigung der Gerade aus Diagramm 9, welche die Auswirkung der Roboterarmauslenkung im Bezug auf die Roboterungenauigkeit darstellt, vermindert werden. Somit herrscht nunmehr bei maximaler Auslenkung der Zentralhand des Roboters (bei 2825 mm Entfernung zur ersten Achse) eine Ungenauigkeit von circa 300 μm . Anfänglich lag der Fehler bei circa 600 μm .

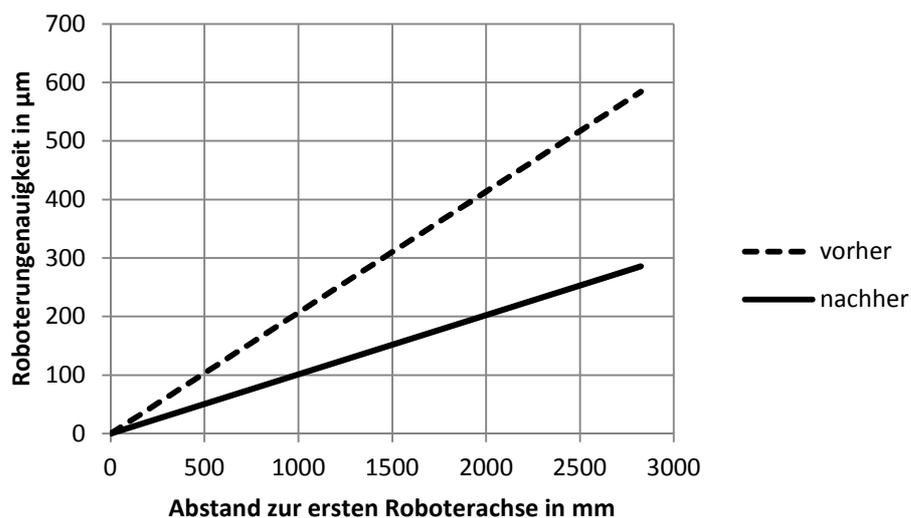


Diagramm 9: Auswirkungen der Roboterarmauslenkung auf Roboterungenauigkeit

6.4 Geometriedaten nach Optimierung

Um in Zukunft auch weitere Getriebe der ersten Achse des KUKA KR 500-3 MT möglichst effizient verbessern zu können, erfordert dies erst eine Vermessung aller Stirnräder der ersten Getriebestufe. Anschließend wird an der Zahndicke am Teilkreis ermittelt, welche Schichtstärke notwendig ist, um den optimierten Wert für die Zahndicke (siehe Tabelle 15) zu erreichen. Schlussendlich werden dann alle Zahnräder mit der jeweiligen Schichtstärke beschichtet und wieder im Getriebe eingebaut.

	Ritzel	Zwischenräder	Äußere Räder
Zahndicke	2,315 mm	1,626 mm	2,25 mm
Zahnlücke	1,61 mm	2,3 mm	1,682 mm

Tabelle 15: Verbesserte Geometriedaten²

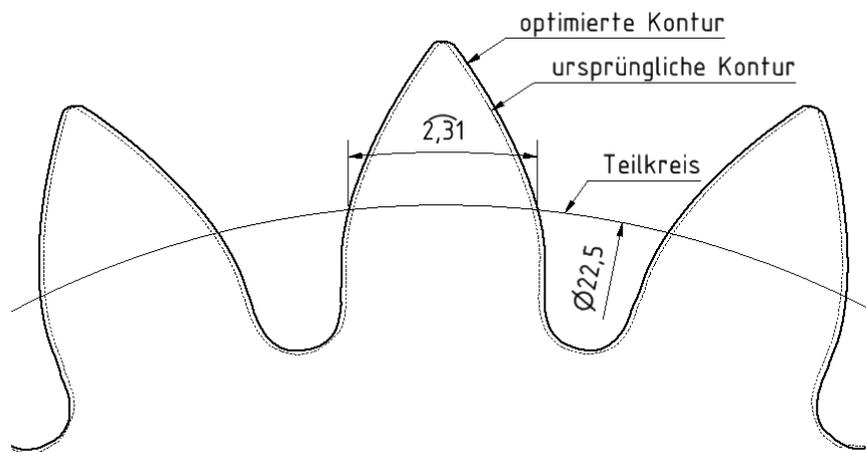


Abbildung 42: Optimierte Zahndicke am Ritzel

² Die angegebenen Werte wurden dabei als Bogenlänge am jeweiligen Teilkreis im Programm „Autodesk Inventor Professional 2011“ gemessen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Anforderungen an die Positioniergenauigkeit von Industrierobotern nehmen stetig zu. So auch bei der Daimler AG, die für die Oberflächenbearbeitung von Tiefziehformen für Karosserieteile mit der Technologie des Festklopfens auf einen KUKA KR 500-3 MT angewiesen sind. Obwohl dieser Industrieroboter bereits mit Präzisionsgetrieben, deren Umkehrspiel weniger als eine Winkelminute beträgt, ausgestattet ist, soll er weiter optimiert werden, um bessere Resultate in der Oberflächenbearbeitung zu erzielen. Möglich ist dies auf zwei Arten: durch eine äußere Vorspannung oder einer Änderung am Getriebe der ersten Achse, an der der Hauptgrund für das vorhandene Umkehrspiel festgestellt wurde.

Für ein äußeres Vorspannsystem soll das Karussell des Roboters durch einen Zahnriemen-, Keilriemen-, Ketten- oder Seiltrieb mit einem zusätzlichen Motor vorgespannt werden. Dies erzeugt ein konstantes Moment auf den Roboter, das die vom Antriebsmotor eingeleitete Drehbewegung ohne Verzögerung oder Umkehrspiel einleitet.

Nachdem die einzelnen Lösungskonzepte zur äußeren Vorspannung ausgearbeitet und berechnet wurden, stellte sich heraus, dass sich ein Zahnriementrieb am besten eignen würde. Um das erforderliche Vorspannmoment von 2000 Nm auf das Karussell des Roboters aufbringen zu können, wird ein Zahnriemen des Typs AT20 mit 50 mm Breite und einer Teilung von 20 mm benötigt. Der Antriebsmotor soll dabei ein Moment von 388 Nm bei einer Antriebsleistung von 1,5 kW und einer Drehzahl von 36 U/min übertragen können. Außerdem kann die Fertigung einer teuren, großen Riemenscheibe umgangen werden, indem stattdessen der Zahnriemen an einem unverzahnten Stahlbogen festgeklemmt wird. Die Bremsbewegung überträgt sich dann vom Motor über eine Zahnriemenscheibe auf den Riemen, dessen Umschlingungswinkel durch zwei Spannrollen vergrößert wird und anschließend auf den Stahlbogen, der das Karussell vorspannt.

Jedoch erweist sich eine Lösung außen am Roboter als aufwendig, da abschließende Tests zur genauen Einstellung der Vorspannkraft unumgänglich sind. Außerdem wird damit das Problem des Umkehrspiels nicht am Ursprung behoben und der Raum rund um den Roboter wird ebenfalls verbaut. Deshalb wurde das Getriebe der ersten Achse des KUKA KR 500-3 MT untersucht, um das auftretende Spiel direkt am Ausgangspunkt reduzieren zu können.

Die wirtschaftlichste und einfachste Möglichkeit das Umkehrspiel im RV-900C-Präzisionsgetriebe der Firma Nabtesco zu verringern, ist die Beschichtung der Stirnräder der ersten Getriebestufe. Dadurch vermindert sich das Flankenspiel zwischen den Stirnrädern und das Gesamtspiel kann halbiert werden. Die Beschichtung erfor-

dert jedoch die Erfüllung einiger wichtiger Anforderungen. So müssen beispielsweise eine große Schichtdicke und Härte, ein gleichmäßiger Auftrag und das Standhalten größerer Belastungen möglich sein. Laut der Beschichtungsfirma Hartchrom Haslinger erfüllt die chemische Vernicklung diese Anforderungen und wird deshalb auf das Ritzel und die drei äußeren Zahnräder der Stirnradstufe aufgebracht. Da beim ersten Beschichtungsversuch, bei dem 25 μm pro Rad hinzu kamen, nicht die gewünschten Verbesserungen beim Umkehrspiel A (zwischen dem Ritzel und den Zwischenrädern) erzielt werden konnte, wurde das Ritzel ein weiteres Mal beschichtet. Schlussendlich wurde auf diese Weise das Spiel A um 87 Prozent auf 27 μm , das Spiel B (zwischen den Zwischenrädern und den äußeren Rädern) um 43 Prozent auf 100 μm und Spiel C (das Umkehrspiel der Zykloidstufe) um 20 Prozent auf 165 μm reduziert. Das Gesamtspiel, welches es um 40 Prozent zu reduzieren galt, wurde sogar um 50 Prozent verringert und liegt danach bei 285 μm , was am Getriebeausgang ein Spiel von 0,35 Winkelminuten bedeutet.

Für die Inbetriebnahme des modifizierten Getriebes ist es jedoch notwendig die Beschichtung auf ihre Langlebigkeit zu testen. Dazu muss ein Versuchsstand, der aber nicht mehr Teil dieser Arbeit ist, aufgebaut werden, um ein Abplatzen der Beschichtung unter Betriebsbedingungen ausschließen zu können. Sollte es zum Abplatzen kommen, so kann entweder ein anderer Beschichtungswerkstoff gewählt oder eines der übrigen Lösungskonzepte umgesetzt werden.

Im Großen und Ganzen wurde in vorliegender Arbeit eine Vielzahl an Möglichkeiten aufgezeigt, wie ein präziser Roboter weiter optimiert werden kann. Dank der Kombination der Koordinatenmesswerte mit einem CAD-Programm konnte die Untersuchung des Getriebes verbessert werden und erst dadurch wurde es möglich, Rückschlüsse auf die genauen Geometriedaten der Ritzelwelle zu ziehen.

8 Verzeichnisse

8.1 Literaturverzeichnis

- [1] Dilthey, Schweißtechnische Fertigungsverfahren 1, 2006.
- [2] Kiel, Antriebslösungen, 2007.
- [3] *DIN EN ISO 8373 - Roboter und Robotikgeräte - Wörterbuch*, Nov. 2010.
- [4] KUKA Roboter GmbH, *Betriebsanleitung des KR 500-3 MT*, Augsburg, Deutschland, 2012.
- [5] Nabtesco Precision Europe GmbH, [Online]. Available: <http://www.vigodrive.de/>. [Zugriff am 10.06.2014].
- [6] Harmonic Drive GmbH, [Online]. Available: <http://www.harmonicdrive.de>. [Zugriff am 10.06.2014].
- [7] Nabtesco Precision GmbH, „Produkt-Katalog: RV-Getriebe,“ [Online]. Available: <http://www.nabtesco.de/service/info-material/>. [Zugriff am 23. 01. 2014].
- [8] Nabtesco Precision Europe GmbH, „VIGO DRIVE-Katalog,“ 11. 2013. [Online]. Available: <http://www.nabtesco.de/service/info-material/>. [Zugriff am 20. 01. 2014].
- [9] Haberhauer und Bodenstein, *Maschinenelemente*, Springer, 2011.
- [10] *DIN 868 - Allgemeine Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zahnräder, Zahnradpaare und Zahnradgetriebe*, 1976.
- [11] Weck und Brecher, *Werkzeugmaschinen Band 5*, 2006.
- [12] Deters und Mücke, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*, 2006.
- [13] Köhler und Rögnitz, *Maschinenteile 2*, 2008.
- [14] Perneder, *Handbuch Zahnriementchnik: Grundlagen, Berechnung und Anwendung*, Springer, 2009.
- [15] Decker, *Maschinenelemente Formeln, Band 3*, Hanser Verlag, 2008.

- [16] Forbo Siegling GmbH, „Zahnriemenberechnung,“ 04/09. [Online]. Available: <http://www.forbo-siegling.com>. [Zugriff am 20.12.2013].
- [17] VDI 2758 - *Riemengetriebe*, 1993.
- [18] Wittel, Muhs, Jannasch und Voßiek, Roloff/ Matek Maschinenelemente, Springer Verlag, 21.Auflage, 2013.
- [19] Grote und Feldhusen, *Dubbel*, 2012.
- [20] TEDATA Gesellschaft für technische Informationssysteme mbH, [Online]. Available: <http://www.tedata.com/2449.0.html>. [Zugriff am 30.04.2014].
- [21] iwis antriebssysteme GmbH, *Handbuch Kettentechnik*, München, 2006.
- [22] DIN ISO 606 - *Kurzgliedrige Präzisions-Rollen- und Buchsenketten, Befestigungslaschen und zugehörige Kettenräder*, 2012.
- [23] Hoffmann, Krenn und Stanker, *Fördertechnik: Bauelemente, ihre Konstruktion und Berechnung. Band 1*, Oldenburg: Oldenburg Industrieverlag, 2005.
- [24] DIN 15020 - *Grundsätze für Seiltriebe, Berechnung und Ausführung*, 1974.
- [25] DIN EN 12385-4, *Tabelle 5*, 2008.
- [26] Schlaich, Zwingmann, Liu und Goller, „Zugelemente aus CFK und ihre Verankerungen,“ *Bautechnik*, p. Heft 12, 2012.
- [27] H. Z. Mupende ILAKA, „Seiltrommel und Seilrolle für Faserseiltriebe“. Patent DE 202011001845, 2012.
- [28] Carl Zeiss AG, *Technische Daten der Prismo Navigator*.
- [29] Carl Zeiss 3D Automation GmbH, [Online]. Available: <https://taster.zeiss.de/>. [Zugriff am 10.05.2014].
- [30] DIN 780 - *Modulreihe für Zahnräder*, 1977.
- [31] DIN 3960; *Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder und Stirnradpaare mit Evolventenverzahnung*, 1987.
- [32] Weigand, *Maschinenelemente Skriptum*, 1. Auflage.
- [33] Kanani, *Chemische Vernicklung*, Leuze, 2007.

- [34] Hartchrom Haslinger Oberflächentechnik Ges.m.b.H, „Angebot für Beschichtung der Ritzelwelle,“ 2013.
- [35] Hartchrom Haslinger Oberflächentechnik Ges.m.b.H, *Messe-Infoblatt "Chemisch Nickel"*.
- [36] *DIN 7154-2: ISO-Passungen für Einheitsbohrung*, 1966.
- [37] Sauer, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus - Übungsbuch*, Springer, 2011.
- [38] *DIN 7190-1: Pressverbände*, 2013.
- [39] C. Sandner, „Zahnrad für eine spielfreie Stirnradstufe“. Patent EP 1728010 B1, 24 Nov. 2010.
- [40] Steinhilper und Sauer, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*, Berlin Heidelberg: Springer, 2006.
- [41] *DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern*, 1987.
- [42] Schlecht, *Maschinenelemente, Band 2*, Pearson Studium, 2010.
- [43] O'Neil, 01. 03. 2002. [Online]. Available: <http://machinedesign.com/technologies/methods-minimize-gear-backlash>. [Zugriff am 21. 01. 2014].
- [44] Oerlikon Balzers, [Online]. Available: <http://www.oerlikon.com/balzers/>. [Zugriff am 05.12.2013].

8.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prinzipdarstellung von Portalroboter (links) und Horizontal-Knickarmroboter (rechts) [2].....	8
Abbildung 2: Prinzipdarstellung eines Knickarmroboters [2]	9
Abbildung 3: Hauptbaugruppen des KUKA KR 500-3 MT [4]	10
Abbildung 4: Roboterachsen des KUKA KR 500-3 MT [4]	11
Abbildung 5: Aufbau Harmonic-Drive-Getriebe [6]	12
Abbildung 6: Draufsicht Harmonic-Drive-Getriebe [6].....	12
Abbildung 7: Zykloidgetriebe [7]	13
Abbildung 8: Drehbewegung der Zykloidstufe [8].....	13
Abbildung 9: Drehflankenspiel [10].....	14
Abbildung 10: Normalflankenspiel [10]	14
Abbildung 11: Hysterese beim Kreisformtest [11].....	16
Abbildung 12: Schematisches Belastungsprofil.....	19
Abbildung 13: Standard-Zahnriementrieb [14].....	21
Abbildung 14: Unverzahntes Großrad [14]	21
Abbildung 15: Zahnriementrieb mit Klemmplatten [14].....	22
Abbildung 16: Roboter mit Riementriebkonzept	24
Abbildung 17: Konzeptskizze Riementrieb	25
Abbildung 18: Roboter mit Kettentriebvorspannung	30
Abbildung 19: Konzeptskizze Kettentrieb	31
Abbildung 20: Konzeptskizze Seiltrieb	33
Abbildung 21: Prinzipskizze Umkehrspielmessung 1	38
Abbildung 22: Prinzipskizze Umkehrspielmessung 2	39
Abbildung 23: Messaufbau statischer Messungen	39
Abbildung 24: Anordnung der Messtaster	40
Abbildung 25: Beschriftung der Zahnräder.....	41
Abbildung 26: Aufbau Getriebe	43
Abbildung 27: Schnitt durch Getriebe.....	43
Abbildung 28: Koordinatenmessmaschine bei Getriebevermessung	46
Abbildung 29: Bezeichnung der Achsen.....	47
Abbildung 30: Skizze zur Berechnung des Achsabstandes	48
Abbildung 31: Ritzelwelle in drei Ansichten	48
Abbildung 32: Taktile Messtaster [29]	49
Abbildung 33: Zahnweitenmessung [18]	50
Abbildung 34: Rekonstruktion des Grundkreises.....	52
Abbildung 35: Grafische Ermittlung des Eingriffswinkels.....	53
Abbildung 36: Nachweis für positive Profilverschiebung am Ritzel	54
Abbildung 37: Nachweis für negative Profilverschiebung am Zwischenrad.....	54
Abbildung 38: Messung der Profilverschiebung	55

Abbildung 39: Flankenspielmessung	56
Abbildung 40: Unterteilung der Ritzelwelle	62
Abbildung 41: Geteiltes Zahnrad für eine spielfreie Stirnradstufe [39].....	64
Abbildung 42: Optimierte Zahndicke am Ritzel.....	79

8.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Richtwerte Drehflankenspiel [9]	14
Tabelle 2: Direkt messbare Umkehrspiele durch Messprinzip 1	41
Tabelle 3: Messergebnisse.....	44
Tabelle 4: Berechnete Einzelspiele	44
Tabelle 5: Prozentanteil des Umkehrspiels pro Strang.....	45
Tabelle 6: Genormte Module in mm nach [30].....	50
Tabelle 7: Flankenspielmesswerte zwischen R1 und R2	56
Tabelle 8: Flankenspielmesswerte zwischen R2 und R3	57
Tabelle 9: Geometriedaten der Stirnradstufe.....	58
Tabelle 10: Messergebnisse mit Messprinzip 2 vor und nach Beschichtung.....	71
Tabelle 11: Schichtstärke nach erster chemischer Vernicklung	73
Tabelle 12: Flankenspiel zwischen R1 und R2 nach erster chemischer Vernicklung	73
Tabelle 13: Flankenspiel zwischen R2 und R3 nach erster chemischer Vernicklung	74
Tabelle 14: Verbesserung des Umkehrspiels nach zweiter Beschichtung	77
Tabelle 15: Verbesserte Geometriedaten.....	79

8.4 Diagrammverzeichnis

Diagramm 1: Einfluss der Roboterarmauslenkung auf Genauigkeit	15
Diagramm 2: Mittelwerte der Flankenspiele in μm	57
Diagramm 3: Spiel B vor und nach erstem Beschichtungsversuch	71
Diagramm 4: Spiel C vor und nach erstem Beschichtungsversuch	72
Diagramm 5: Umkehrspiele in μm nach erster chemischer Vernicklung	75
Diagramm 6: Mittelwerte [μm] der Umkehrspiele vor und nach erster chemischer Vernicklung.....	75
Diagramm 7: Umkehrspiele in μm nach zweiter chemischer Vernicklung	76
Diagramm 8: Mittelwerte [μm] der Umkehrspiele nach jedem Beschichtungsverfahren	77
Diagramm 9: Auswirkungen der Roboterarmauslenkung auf Roboterungenauigkeit	78