



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

Institut für Werkstoffwissenschaft  
und Werkstofftechnologie

## Diplomarbeit

### Entwicklung, Aufbau und Test einer Zugprüfeinrichtung für *in situ*- Deformationsversuche von Kunststoffen unter dem FT-IR-Mikroskop

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs  
unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont.Vasiliki-Maria Archodoulaki  
und Senior Scientist Dipl.-Ing. Dr.techn.Thomas Koch

am E308

Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

Felix Paul Kerres

Mat. Nr. 0544399

Vereinsgasse 33/17, 1020 Wien

Wien, am \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

## I. Danksagung

Ich möchte diese Stelle nutzen um einige Worte des Dankes auszusprechen:

Als Erstes möchte ich mich bei meinen Betreuern Vasiliki-Maria Archodoulaki und Thomas Koch bedanken – nicht nur dafür, dass sie mir diese Diplomarbeit ermöglicht, sondern auch für das große Vertrauen, den Rückhalt und die Freundschaft, die sie mir im Laufe der vergangenen vier Jahre während meiner Anstellung am Institut entgegen gebracht haben. Darüber hinaus haben sie durch jedes kritische Wort, das sie mir zuteilwerden ließen, beruflich wie auch privat immer die Möglichkeit gegeben mein Handeln zu reflektieren – ich danke Euch!

Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Michael Weigand bedanken für seine freundliche Genehmigung für die Fertigstellung dieser Diplomarbeit auf die Ressourcen des Instituts für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik zurückgreifen zu dürfen. Hier möchte ich speziell den Herren Helmut Taxpointner und Hermann Wallner danken, die mich im Hinblick auf die Fertigung mit Rat und Tat unterstützt haben.

Weiterhin danke ich den Herren Jan Torgersen, Simon Gruber und Gerald Mitteramskogler für die Einblicke, die sie mir in Ihre Doktorarbeiten gewährt haben, für die Anregungen und Ratschläge in Bezug auf die Materialbeschaffung und für die Möglichkeit, den 3D-Drucker zu verwenden. Ebenso danke ich Herrn Heinz Kaminski dafür, dass er mich bei der Fertigung der Wägezelle unterstützt hat.

Darüber hinaus danke ich meiner Familie, die während meines Studiums hinter mir stand und ganz besonders meinen Großeltern die mich finanziell bis zum Ende unterstützt haben. Ich möchte mich bei meiner Lebensgefährtin Nina Tölle bedanken, die mich nicht nur mit Ihren weitreichenden Chemiekennntnissen unterstützt hat sondern auch meine Lektorin war – ich danke Euch!

Abschließend möchte ich mich bei meinem Studienkollegen und guten Freund Hannes Brandstätter bedanken, der mich bei dieser Arbeit begleitet, mir viele Denkanstöße gegeben, kontroverse Diskussionen beschert und noch so manchen Kniff in der Fertigung gezeigt hat. Ohne ihn wäre diese Arbeit vermutlich nicht so rasch gelungen – ein riesengroßes Dankeschön dafür!

## II. Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
2	Grundlagen.....	6
3	Aufgabenstellung .....	12
4	Ausgangssituation zu Beginn der Arbeit .....	15
5	Vorgehensweise .....	16
6	Entwicklung und Aufbau .....	17
6.1	Konzeptionierung .....	17
6.1.1	Antriebskonzept .....	17
6.1.2	Lösungskonzept Führungsaufbau.....	20
6.1.3	Lösungskonzept Getriebe und Motor.....	23
6.1.4	Lösungskonzept Signal Ein- und Ausgabe.....	32
6.2	Virtuelle Produktentwicklung.....	35
6.2.1	Tischaufbau .....	35
6.2.2	Getriebekonstruktion.....	38
6.2.3	Gesamtzusammenbau.....	41
6.2.4	Dimensionierung der Wägezelle .....	43
6.3	Nachrechnung der Bauteile .....	45
6.3.1	Tischaufbau .....	45
6.3.2	Wellenberechnung.....	48
6.3.3	Lagerlebensdauer .....	59
6.3.4	Presssitze .....	60
7	Fertigung .....	68
7.1	Fertigungszwischenschritte .....	68
7.1.1	Wägezelle .....	68

7.1.2	Abtriebswelle, Kupplungsmuffe und Schneckenräder.....	71
7.1.3	Linearführungsstützplatte und Getriebegehäuse .....	72
7.1.4	Seilspannvorrichtung.....	74
7.1.5	Gehäuse für DMS-Messverstärkerschaltung.....	74
7.2	Fertigstellung der Zugprüfeinrichtung Conscindator .....	76
7.3	Kostenaufstellung .....	78
8	Programmierung mittels LabVIEW .....	79
8.1	Programmoberfläche .....	79
8.1.1	Motorkommunikation.....	79
8.1.2	Motoreinstellungen.....	80
8.1.3	Wägezellen-, Diagramm und Sicherheitseinstellungen .....	80
8.1.4	Motorsteuerung .....	80
8.1.5	Dehnungstabelle .....	81
8.1.6	Kontrollen.....	82
8.1.7	Probenabmessung.....	82
8.1.8	Übrige Elemente ohne Cluster .....	82
8.1.9	Dialogbox: Daten speichern .....	83
8.2	Grafischer Quellcode – Blockdiagramm .....	83
8.2.1	Schleife 1 .....	85
8.2.2	Schrittmotorinitialisierung.....	87
8.2.3	Schleife 2.....	88
8.2.4	Schleife 3.....	88
8.2.5	Schleife 4.....	89
8.2.6	Schleife 5.....	90
8.2.7	Schleife 6.....	90
9	Beispielmessungen mit der Prüfeinrichtung .....	91

9.1	Kalibrierung der Wägezelle, Abgleich mit Zwick Z050 und Fehlerabschätzung .....	91
9.2	Vergleich der Prüfkurven zwischen Z050 und Conscindator.....	97
9.2.1	Kontinuierliche Fahrt .....	97
9.2.2	Gestufte Fahrt.....	100
9.2.3	Vergleich der Ergebnisse .....	102
9.3	Orientierungsgradbestimmung .....	104
10	Diskussion der Ergebnisse .....	106
11	Zusammenfassung.....	109
12	Abkürzungsverzeichnis .....	111
13	Abbildungsverzeichnis .....	112
14	Quellen .....	116
15	Anhang.....	117
15.1	Motordatenblatt .....	117
15.2	Protokoll Wellenberechnung nach DIN 743 - Welle mit Schnecke 25:1.....	118
15.3	Protokoll Wellenberechnung nach DIN 743 - Welle mit Schnecke 50:1.....	121
15.4	Protokoll Wellenberechnung nach DIN 743 - Abtriebswelle.....	124
15.5	Protokoll Lagerberechnung - Welle mit Schnecke 25:1.....	127
15.6	Protokoll Lagerberechnung - Welle mit Schnecke 50:1.....	131
15.7	Protokoll Lagerberechnung - Abtriebswelle.....	135
15.8	Kostenaufschlüsselung nach Gruppen.....	140
15.8.1	Führungsaufbau.....	140
15.8.2	Kraftmessung .....	140
15.8.3	Daten I/O .....	140
15.8.4	Getriebe .....	140
15.8.5	Motor und Zubehör .....	141
15.8.6	Rahmen.....	141

### III. Abstract

Polymers and their characteristics can be modified in different ways. One method is the deformation of the material to increase its tensile strength. The aim of this thesis was the construction, assembling and testing of a machine with which polymer foils can be deformed and simultaneously monitored by an FT-IR-spectrometer.

To determine the degree of orientation, it is necessary that the center of the sample remains centered in the spectrometer. To meet this demand a cable pull system was designed which moves the crossbars with their grips on linear bearings in opposite directions. The drive of the cable system emerges from a stepper motor and a two-stage/two-speed gearbox. The variable transmission allows both extremely small lengths of deformation steps and a relatively high deformation speed, allowing very smooth deformations for both positions. Furthermore, the machine is equipped with a force sensor which, in combination with the stepper motor, allows to record and to visualize a stress-strain diagram. The speed of deformation can either be continuous or increasing based on the actual sample length. With its user-friendly interface, the operation of the machine is intuitive and versatile. The utilization of a variety of commercial components and an accessible programming environment ensures that the machine can be modified by later users.

After completion of the machine comparative tests with polypropylene were carried out with a commercial tensile testing. Additionally, experiments for the determination of the degree of orientation of polypropylene foils have been performed. The results were compared with a literature example. Both the results of the tensile test and the determination of degree of orientation were found to be irreproachable.

#### IV. Kurzfassung

Polymere und ihre Charakteristika können auf unterschiedliche Weise modifiziert werden. Eine Methode besteht in der Verstreckung zur Festigkeitssteigerung. Die vorliegende Arbeit hatte zur Aufgabe, eine Maschine zu konstruieren, zu bauen und zu testen, mit deren Hilfe Kunststofffolien bei gleichzeitiger Beobachtung unter dem FT-IR-Mikroskop deformiert werden können.

Damit eine Orientierungsgradbestimmung unter dem FT-IR-Mikroskop möglich ist, ist es nötig, dass der Probenmittelpunkt für die Dauer des Versuchs mittig unter dem Mikroskop verweilt. Zur Lösung dieser Aufgabe wurde ein Seilzugsystem entworfen, das unter Zuhilfenahme von Linearführungen zwei zur Probenaufnahme dienende Traversen gegenläufig bewegt. Der Antrieb des Seilzugsystems erfolgt hierbei über einen Schrittmotor und über ein zweistufiges Zweigangschaltgetriebe. Das Schaltgetriebe erlaubt sowohl eine extrem kleine Deformationsschrittlänge als auch eine relativ hohe Deformationsgeschwindigkeit und für beide Schaltstellungen einen gleichmäßigen Deformationsfluss. Weiterhin verfügt die Maschine über einen Kraftsensor, der es in Kombination mit dem Schrittmotor erlaubt, im Betrieb ein Spannungs-Dehnungsdiagramm aufzuzeichnen und zu visualisieren. Die Deformation der Probe kann sowohl mit einer kontinuierlichen als auch mit einer dehnratengesteuerten Deformationsgeschwindigkeit stattfinden. Über eine benutzerfreundliche Anwenderoberfläche ist die Maschine intuitiv zu bedienen und vielseitig einsetzbar. Durch die Verwendung einer Vielzahl kommerzieller Bauteile und einer leicht zugänglichen Programmierumgebung ist gewährleistet, dass die Maschine von späteren Anwendern modifiziert werden kann.

Nach Fertigstellung der Maschine wurden vergleichende Versuche mit Polypropylen mit einer kommerziellen Zugprüfeinrichtung durchgeführt. Des Weiteren wurden Orientierungsgradbestimmungen an Polypropylenfolien vorgenommen und mit einem Literaturbeispiel verglichen. Die hierbei erzielten Resultate wurden als einwandfrei befunden.

## 1 Einleitung

Mit der Entwicklung der Vulkanisierungstechnik und damit der Entdeckung der Kautschukhaltigen Werkstoffe Gummi und Ebonit durch Charles Goodyear 1839 bzw. 1850 fanden die ersten, in größerem Maßstab hergestellten Kunststoffe Einzug in das tägliche Leben.<sup>1a</sup>

Seitdem sind gerade mal 160 Jahre vergangen, dennoch sind Kunststoffe aus unserem heutigen Leben nicht mehr wegzudenken. Ebonit ist wohl der erste Duroplast, ein hochvernetzter Hartgummi-Kunststoff, der selbst bis heute z.B. in Musikinstrumenten verbaut ist. Es folgte 1856 die Erfindung des Zelluloids, welches bis heute durch die Filmindustrie bekannt ist.<sup>1b</sup> Ein völlig anderes, aber gerade in Deutschland sehr bekanntes Anwendungsgebiet dieses Materials ist die Herstellung von Puppen seitens der Firma Schildkröt (ab 1896). Diese Puppen sind äußerst robust und zum Teil wasserfest. Wegen seiner Stabilität wird das Material, seit seiner Einführung als Ball zum Ping Pong spielen durch James Gibb 1901, bis heute zur Erzeugung von Tischtennisbällen eingesetzt.<sup>2</sup> Dass diese Stabilität gerade bei Puppen Grenzen kennt, musste ich jedoch am eigenen Leib erfahren, als ich in Frankfurt im Alter von 4 Jahren von meiner Großmutter mit einem besonders schönen und altem Exemplar auf einem Tisch abgesetzt und alleine zurückgelassen wurde (ich könnte bis heute schwören dass ich die Puppe nicht Mal angeschaut habe). Weitere wichtige Zwischenstationen und Erfindungen folgten und ermöglichten den Fortschritt auch in anderen Disziplinen (z.B. Bakelit in der Elektrotechnik). Doch erst Hermann Staudinger fing zu Beginn des 20. Jhdt. an zu verstehen, wie Kunststoffe aufgebaut sind. Bereits 1920 vermutete er, dass es sich bei Kunststoffen um Polymere handelt und in weiterer Folge gelang ihm auch der Beweis dafür.<sup>3,4,5</sup>

Dies war der Startschuss für die Polymerchemie und seit dem nahm und nimmt der Anteil der Kunststoffherzeugnisse in unserem Leben drastisch zu (vergleiche Abb. 1). Kunststoffe sind so allgegenwärtig, dass ein Leben mit ihnen selbstverständlich geworden ist. Ein Grund hierfür war zu Beginn mit Sicherheit der niedrige Preis der Massenkunststoffe. Dies liegt einerseits an den sehr günstigen Rohstoffen (i.d.R. Erdöl) und andererseits an der relativ günstigen Fertigungskosten, sobald es sich um Bauteile oder Produkte handelt, die in großer Stückzahl produziert werden.



Produktions- und Verbrauchsentwicklung einiger Werkstoffe

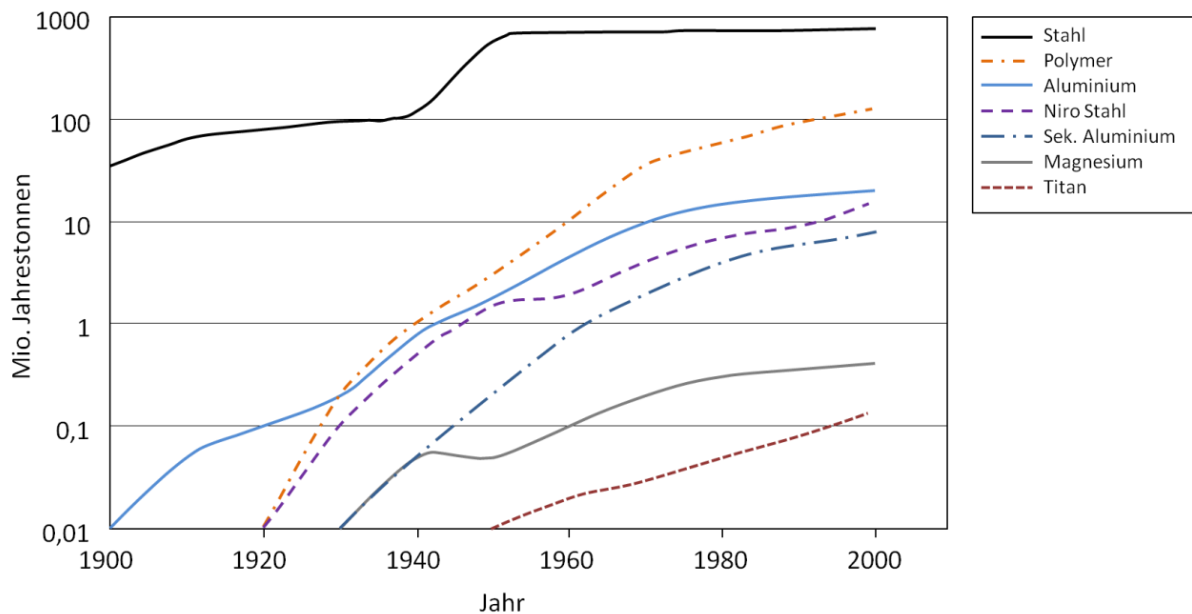


Abb. 1: Produktions- und Verbrauchsentwicklung einiger Werkstoffe

Ein klassisches Massenprodukt der jüngeren Vergangenheit ist z.B. die Kunststofftragetasche aus PE, und unter Anderen hat sie der Kunststoffindustrie ihren Stempel aufgeprägt. Auf der einen Seite ist sie eine komfortable Möglichkeit, Einkäufe nach Hause zu tragen, auf der anderen Seite wird sie in ihrer Funktion selten recycelt, und so trägt ihr Einsatz zur Produktion von vermeidbarem Müll bei. Denken wir an Plastiktragetaschen, schießen uns fast unweigerlich Bilder von Umweltverschmutzung in den Kopf – verdreckte Landschaften, Strände voller Müll, treibende Inseln im Meer, bestehend aus Kunststoffresten, in denen Vögel und Fische verenden. Denn eines haben fast alle Kunststoffe gemeinsam: sie sind sehr langlebig, bedingt durch den Umstand, dass die Majorität biologisch nicht abbaubar ist. Diese Assoziation mag begründet sein und der unverantwortliche Umgang mit Kunststoffabfällen ist ein wichtiges Thema. Dennoch darf nicht übersehen werden, dass Kunststoffe diesen schlechten Ruf nicht unbedingt verdienen, denn es ist einzig unser eigener verantwortungsloser Umgang mit dem Material, der ihn geschaffen hat. Ganz im Gegenteil bieten Kunststoffe sogar die Möglichkeit, die Umwelt zu schonen. Sie sind mittlerweile von ihrer technischen Leistungsfähigkeit so weit entwickelt, dass sie anderen Werkstoffen Konkurrenz machen und teilweise überlegen sind und das bei einer sehr geringeren Dichte. Dies führt zu einer Gewichtersparnis, die z.B. im Bezug auf die Automobilindustrie und den Transport in Form von Verpackungsmaterialien zu geringeren Energiekosten und damit auch

zu einem geringeren CO<sub>2</sub> Ausstoß führt. Ein Beispiel hierfür ist in der Getränkeindustrie zu finden. Zu der Frage, ob Glas-Mehrwegflaschen, PET-Mehrwegflaschen oder PET-Einwegflaschen zum Einsatz kommen sollten, gab der Systemträger für die Sammlung und Verwertung von Einwegverpackungen Altstoff Recycling Austria (ARA) mit Sitz in Wien im Jahr 2004 eine Ökobilanz am Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg (IFEU) in Auftrag. Das Ergebnis war, dass PET-MW Flaschen die signifikant geringste Umweltbelastung darstellen. Im Vergleich von Glas-MW und PET-EW kommt es außerdem noch auf die Länge der Lieferwege an. Ab 60 km Lieferweg schneidet die PET-EW Flasche besser ab als die Glas-MW Flasche.<sup>6</sup>

Ein weiterer wichtiger Punkt ist das Recycling von Kunststoffen. Die technische Entwicklung ist mittlerweile so weit fortgeschritten, dass fast alle Kunststoffe – von der thermischen Verwertung abgesehen – recycelt und weiter verwendet werden könnten. Dass dies nur bedingt oder gar nicht umgesetzt wird, ist in erster Linie der Wirtschaftlichkeit geschuldet. Das Thema der Abfallproduktion, -vermeidung und des Recyclings von Kunststoffen ist allerdings so komplex und vielschichtig und kann so kontrovers diskutiert werden, dass es an dieser Stelle nicht weiter vertieft werden soll.

An dieser Stelle sei lediglich ein aktueller Überblick über die verwendeten Kunststoffmengen weltweit gegeben (Abb. 2).

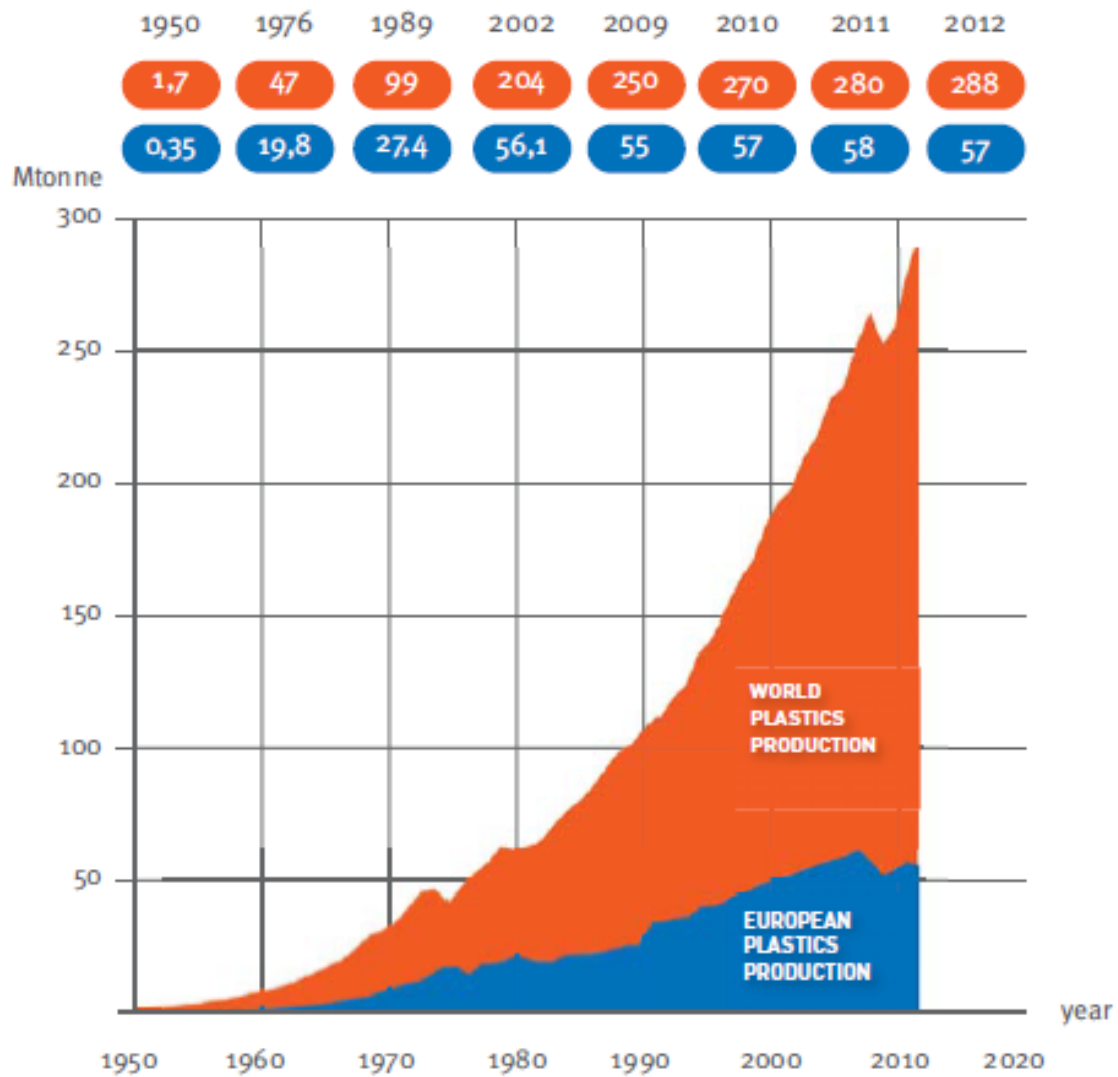


Abb. 2: Weltweite Kunststoffproduktion 1950-2012<sup>7</sup>

Beinhaltet Thermoplaste, Polyurethane, Duroplaste, Elastomere, Klebstoffe, Beschichtungen und Dichtmittel und PP-Fasern. Nicht enthalten sind PET-, PA- und Polyacryl-Fasern

Dass es sich bei diesen Mengen um wesentlich mehr als nur um Einkaufstragetaschen und andere Verpackungsmaterialien handelt, soll anhand der Kunststoffpyramide gezeigt werden (Abb. 3). Bei vielen Kunststoffen handelt es sich um Hochleistungsprodukte, die mehrere tausend Euro pro Tonne kosten können.

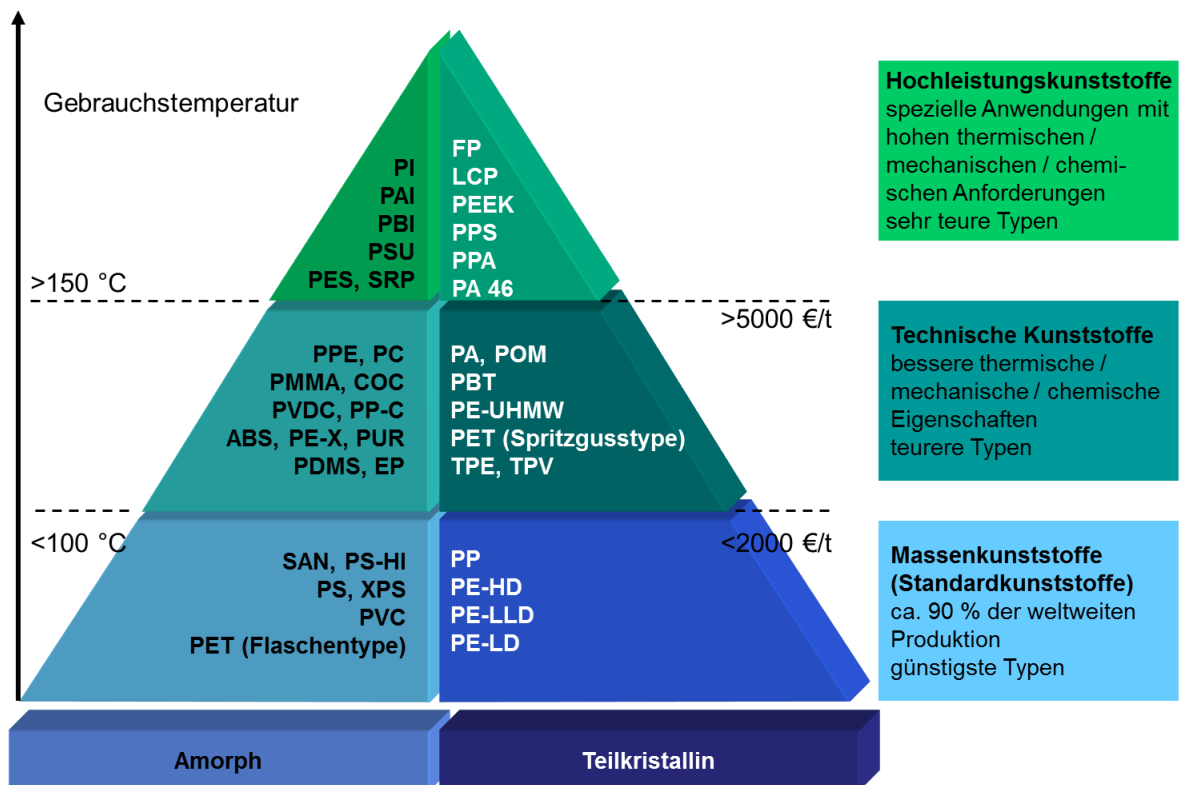


Abb. 3: Kunststoffpyramide<sup>8</sup>

Es ist darüber hinaus möglich, die bestehenden Massenkunststoffe zu modifizieren und zu verbessern. Einen Schritt in diese Richtung geht die vorliegende Arbeit, die die Entwicklung, den Aufbau und den Test einer Zugprüfeinrichtung zur Deformation von Kunststofffolien zum Gegenstand hat. Die Aufgabenstellung der Arbeit wurde von Dr. Thomas Koch im Rahmen seiner Forschungstätigkeit für das K-Projekt für zerstörungsfreie Prüfung und Tomographie erdacht. Innerhalb dieser Arbeiten wurden unter anderem Kunststofffolien deformiert bzw. verstreckt und gleichzeitig mittels einem FT-IR-Mikroskop analysiert.

## 2 Grundlagen

Es gibt verschiedene Methoden die Eigenschaften von Polymeren zu modifizieren und zu verbessern. Der Weg hierzu kann chemischer oder physikalischer Natur sein. Chemische Modifikationsmethoden umfassen unter Anderem das Nukleieren, Vernetzen, Substituieren oder Copolymerisieren, physikalische Methoden z.B. das Füllen, Verstärken, Verschäumen oder Verstrecken.<sup>9a</sup> Diese Arbeit bildet die Basis um Verstreckungsversuche mit Kunststoffen am FT-IR-Mikroskop durchführen zu können, die eine Festigkeitssteigerung zur Folge haben.

Zuerst soll erläutert werden, aus welchem Grund es bei Kunststoffen zu einer Festigkeitssteigerung kommen kann, wenn eine Verformung auftritt. Dazu ist es nötig, zu wissen, welche unterschiedlichen Strukturen bei den unterschiedlichen Kunststoffgruppen auftreten können. Bei Thermoplasten kann eine amorphe oder teilkristalline Struktur vorliegen (Abb. 4, Pos. a und b). Im amorphen Zustand liegen die Makromoleküle in willkürlicher Knäuelform vor. Zwischen den Ketten wirken sekundäre Bindungen (Nebervalenzen) wie van der Waals Kräfte oder Wasserstoffbrückenbindungen. Bei der teilkristallinen Struktur dagegen lagern sich die Ketten sehr eng aneinander an, so dass Bereiche entstehen, die extrem geordnet sind und somit kristallin erscheinen. Am Rand dieser Bereiche liegt jedoch auch weiterhin eine amorphe Struktur vor. Die Anlagerung der Ketten aneinander ist durch den Kettenaufbau bedingt, genauer ihre Konstitution, Konfiguration und Konformation. Je nach Ausprägung und Stärke der sekundären Bindungen kommt es zu einer mehr oder weniger ausgeprägten Anlagerung der Ketten, die die Eigenschaften des Materials wesentlich beeinflussen. Bei schwach vernetzten Polymeren handelt es sich um Elastomere (Abb. 4, Pos. c). Hierbei liegen neben Verschlaufungen und Sekundärbindungen an den Vernetzungsstellen außerdem primäre Atombindungen vor. Der gleiche Aufbau zeichnet die Duroplasten aus (Abb. 4, Pos. d), mit dem Unterschied, dass hier eine deutlich stärkere Vernetzung zu finden ist, also wesentlich mehr primäre Atombindungen zur Kettenverknüpfung.

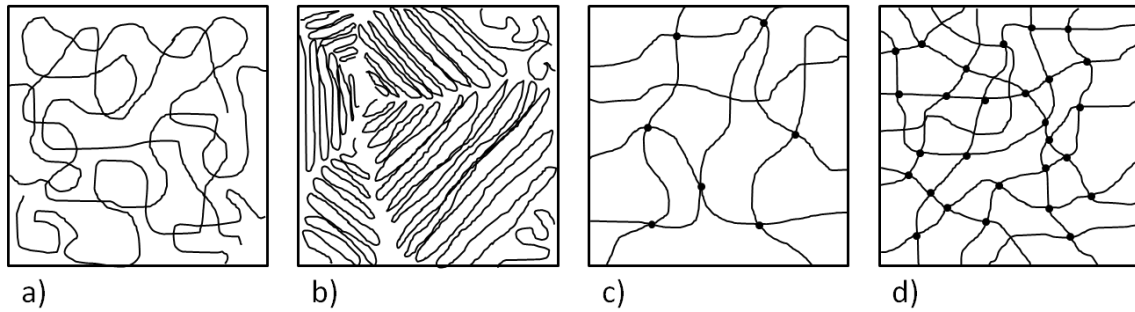


Abb. 4: Strukturschema verschiedener Kunststoffarten; a) amorph, b) teilkristallin, c) schwach vernetzt, d) stark vernetzt

Am einfachsten lässt sich der Effekt der Festigkeitssteigerung durch Verstreckung an amorphen Kunststoffen zeigen. Die Makromoleküle liegen im Werkstoff völlig zufällig ungeordnet, mit Verknäuelungen und Verschlaufungen vor (Abb. 5, Pos. 1). Wird der Werkstoff gedehnt, gleiten die Makromoleküle aneinander ab und werden gestreckt. Ab einem gewissen Punkt werden sie durch die Verschlaufungen und Verhakungen an einer weiteren Bewegung gehindert, bis diese aufreißen oder sich lösen und die Ketten in Belastungsrichtung ausgerichtet werden. Schematisch ist dies in Abb. 5 für einen einachsige Zugbeanspruchung (Pos. 2) und für eine Biegebeanspruchung (Pos. 3) gezeigt. Ist es zu einer plastischen Verformung des Werkstoffs und damit zu einer Orientierung der Ketten gekommen, haben sich die Ketten parallel aneinander angelagert. Abhängig vom Kettenaufbau kommt es zu einer Stärkung der Nebervalenzbindungen. In diesem orientierten Zustand geht eine aufgebrachte Kraft in Verstreckungsrichtung in erster Linie zu Lasten der primären Atombindungen.

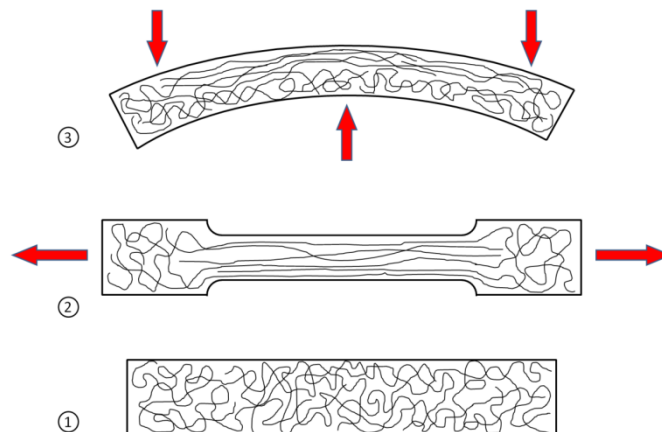


Abb. 5: Stab aus einem amorphen Thermoplast mit unterschiedlichen Belastungen

Zwar sind bei Thermoplasten elastische Verformungen immer überlagert von plastischen (also irreversiblen) Verformungen, jedoch kommt es erst ab einem bestimmten plastischen Verformungsgrad zu einer dauerhaften Festigkeitssteigerung. Rein elastische Verformungen, wie sie von den Metallen her bekannt sind, können dagegen bei Duroplasten und Elastomeren gefunden werden.<sup>10</sup> Aus diesem Grund können diese beiden Gruppen auch nicht durch Verstreckung dauerhaft verfestigt werden. Eine plastische Verformung führt in diesen Gruppen zu einem Zerreißen der Ketten und damit zu einer Entfestigung.

Dieses charakteristische Verhalten kann auch im folgenden Spannungs- Dehnungsdiagramm (Abb. 6) ersehen werden. Bei dem Kurvenverlauf von PE-HD (Abb. 6, Pos. e), als einem typischen Vertreter der Thermoplaste, fällt auf, dass die Kurve zuerst steil ansteigt, dann etwas abflacht, sehr schnell fällt, eine Plateauphase durchläuft und wieder zu steigen beginnt. Der erste Anstieg findet statt bis der Werkstoff zu fließen beginnt. Hierbei lösen sich die Knäule und Verhakungen voneinander, die aufgebrauchte Kraft fällt dadurch ab und der Werkstoff kann weiter gestreckt werden, ohne dass ein Kraftanstieg resultiert. Es kommt zu dem Punkt an dem die Makromoleküle gestreckt sind und somit zu einer steigenden Verfestigung führen. Im ersten Teil der Dehnung (bis ca. 200%) wurden vor allem die Nebervalenzbindungen überwunden. Im zweiten Teil der Dehnung (>200%) werden die Ketten ausgerichtet und lagern sich so dicht aneinander an, dass die Nebervalenzbindungen wieder zunehmen und die Festigkeit deutlich steigt, da die Last jetzt in erster Linie auf die Primärbindungen wirkt. Im Vergleich dazu kann Gummi gesehen werden (Abb. 6, Pos. f). Hier kommt es zu einem kontinuierlichen Anstieg der Kurve. Zuerst ist die Steigung etwas geringer (Verschlaufungen und sekundäre Bindungen werden überwunden), dann steigt sie merklich an (die vernetzte Struktur wurde in die Länge gezogen und die Last wirkt in erster Linie auf die primären Atombindungen), bis der Gummi schließlich reißt.

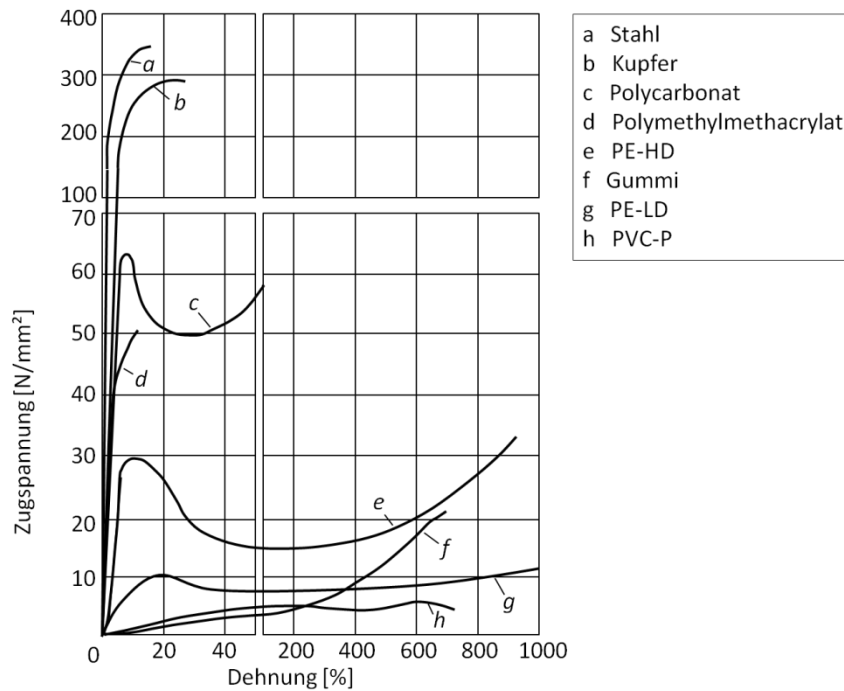


Abb. 6: Zugfestigkeitsschaubild einiger Werkstoffe (Prüftemperatur 23°C)<sup>9b</sup>

Der Umstand, dass die Festigkeit bei plastisch verformten Thermoplasten steigt, wird bei Monofilen und Folienstreifen durch monoaxiales Verstrecken ausgenutzt. Ein sehr bekanntes Beispiel hierfür sind Umreifungsbänder im Transportwesen z.B. aus PP. Folien hingegen können monoaxial und biaxial verstreckt werden. Das biaxiale Verstrecken von Folien bringt im Vergleich zum monoaxialen Verstrecken eine deutliche Leistungssteigerung mit sich. Bei monaxial verstreckten Folien müssen quer zur Verstreckungsrichtung nur die Nebervalenzbindungen überwunden werden, wohingegen bei biaxial verstreckten Folien die Ketten in zwei Richtungen senkrecht zueinander orientiert liegen und so bei jeglichem Angriffswinkel einer Belastung in der Folienebene einen Teil der Kraft tragen.

Im Bezug auf die Verstreckung ist die Frage von Interesse, wie weit ein Werkstoff deformiert werden muss um einen bestimmten Orientierungsgrad zu erhalten. Ein Beispiel hierzu haben Michler *et al.*<sup>11</sup> gezeigt, wie mit Hilfe von Infrarotspektroskopie der Orientierungsgrad von Polypropylen bestimmt werden kann. Dabei wird eine Kunststofffolie mit polarisiertem infrarotem Licht durchstrahlt und das resultierende Wellenspektrum aufgezeichnet. Die Polarisationsachse liegt dabei einmal parallel zur Verstreckungsrichtung der Folie und einmal in Folienebene senkrecht dazu. Die so aufgenommenen Wellenspektren mit unterschiedlicher Polarisationsrichtung werden miteinander verglichen. Hierbei sind die Absorptionsbanden bei



einer Wellenzahl zwischen  $1050$  und  $950\text{ cm}^{-1}$  interessant. Genauer gesagt geht es um die Peakhöhen bei  $998$  und  $974\text{ cm}^{-1}$  (Abb. 7). Der Peak bei  $998\text{ cm}^{-1}$  wird der rein kristallinen Phase, der bei  $974\text{ cm}^{-1}$  der der Mischphase zugeordnet. In der Mischphase sind sowohl kristalline als auch amorphe Anteile zu finden.

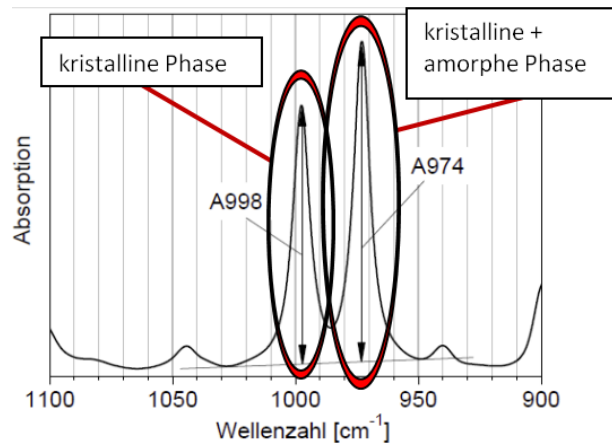


Abb. 7: Beispielbild Absorption über Wellenzahl einer PP-Folie

Die ermittelten Peakhöhen wurden von Michler *et al.* durch einen formalen Zusammenhang in Verbindung gebracht, mit dem der Orientierungsgrad bestimmt werden kann.

Orientierungsgrad allgemein:

$$(1)^{11} \quad f = \frac{R - 1}{R + 2} * \frac{R_0 + 2}{R_0 - 1} \quad \begin{array}{l} f: \text{Orientierungsgrad} \\ R: \text{Verhältnisse} \end{array}$$

Orientierungsgrad kristalline Phase:

$$(2) \quad f_c = \frac{R_{(998)} - 1}{R_{(998)} + 2} * \frac{R_{0(998)} + 2}{R_{0(998)} - 1} \quad \begin{array}{l} f_c: \text{Orientierungsgrad der} \\ \text{kristallinen Phase} \end{array}$$

Orientierungsgrad amorphe Phase:

$$(3)^{12} \quad f_{am} = \frac{(f_{av} - X_c f_c)}{(1 - X_c)} \quad \begin{array}{l} f_{am}: \text{Orientierungsgrad der} \\ \text{amorphen Phase} \\ f_{av}: \text{Orientierungsgrad der} \\ \text{Mischphase} \\ X_c: \text{kristalliner Anteil der} \\ \text{Mischphase} \end{array}$$

Orientierungsgrad Mischphase:

$$(4) \quad f_{av} = \frac{R_{(974)} - 1}{R_{(974)} + 2} * \frac{R_{0(974)} + 2}{R_{0(974)} - 1}$$

Verhältnis  $R_{(998)}$ :

$$(5)^{11} \quad R_{(998)} = \frac{A_{\parallel(998)}}{A_{\perp(998)}} \quad A: \text{ Peakhöhe}$$

Verhältnis  $R_{(974)}$ :

$$(6)^{11} \quad R_{(974)} = \frac{A_{\parallel(974)}}{A_{\perp(974)}}$$

$R_0$ :

$$(7) \quad R_0 = 2 \cot^2 \psi$$

$\psi$ : Winkel zwischen der Achse der Polymerkette und des Übergangsmoments der zu untersuchenden Absorptionsbanden der Gruppenschwingungen. Für PP wurde dieser Winkel mit  $18^\circ$  ermittelt.<sup>12</sup>

Kristalliner Anteil der Mischphase:

$$(8)^{12} \quad X_C = \frac{\varepsilon_{0(974)}}{\varepsilon_{0(998)}} * \frac{A_{0(998)}}{A_{0(974)}}$$

Verhältnis der Extinktionskoeffizienten:

$$(9)^{11} \quad \frac{\varepsilon_{0(974)}}{\varepsilon_{0(998)}} = 0,56 \quad \varepsilon: \text{ Extinktionskoeffizient}$$

Strukturelle Absorption:

$$(10)^{12} \quad A_{0(9xx)} = \frac{A_{\parallel(9xx)} + 2A_{\perp(9xx)}}{3}$$

Durch die Kenntnis, ab welcher Dehnung welcher Orientierungsgrad im Werkstoff vorliegt, kann das Maß der Verstreckung für die jeweiligen Anforderungen an den Werkstoff optimiert werden.

### 3 Aufgabenstellung

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit bestand darin, eine Zugprüfeinrichtung zu entwerfen und zu bauen. Diese sollte es ermöglichen, eine Kunststoffprobe in Folienform zu deformieren und sie dabei gleichzeitig mit einem FT-IR-Mikroskop/Spektrometer zu beobachten und Messungen vorzunehmen. Die zu bauende Maschine sollte weiterhin möglichst universell einsetzbar und in jedem Fall mit dem FT-IR-Spektrometer Tensor 27 sowie dem FT-IR-Mikroskop des Typs Hyperion der Firma Bruker kompatibel sein.

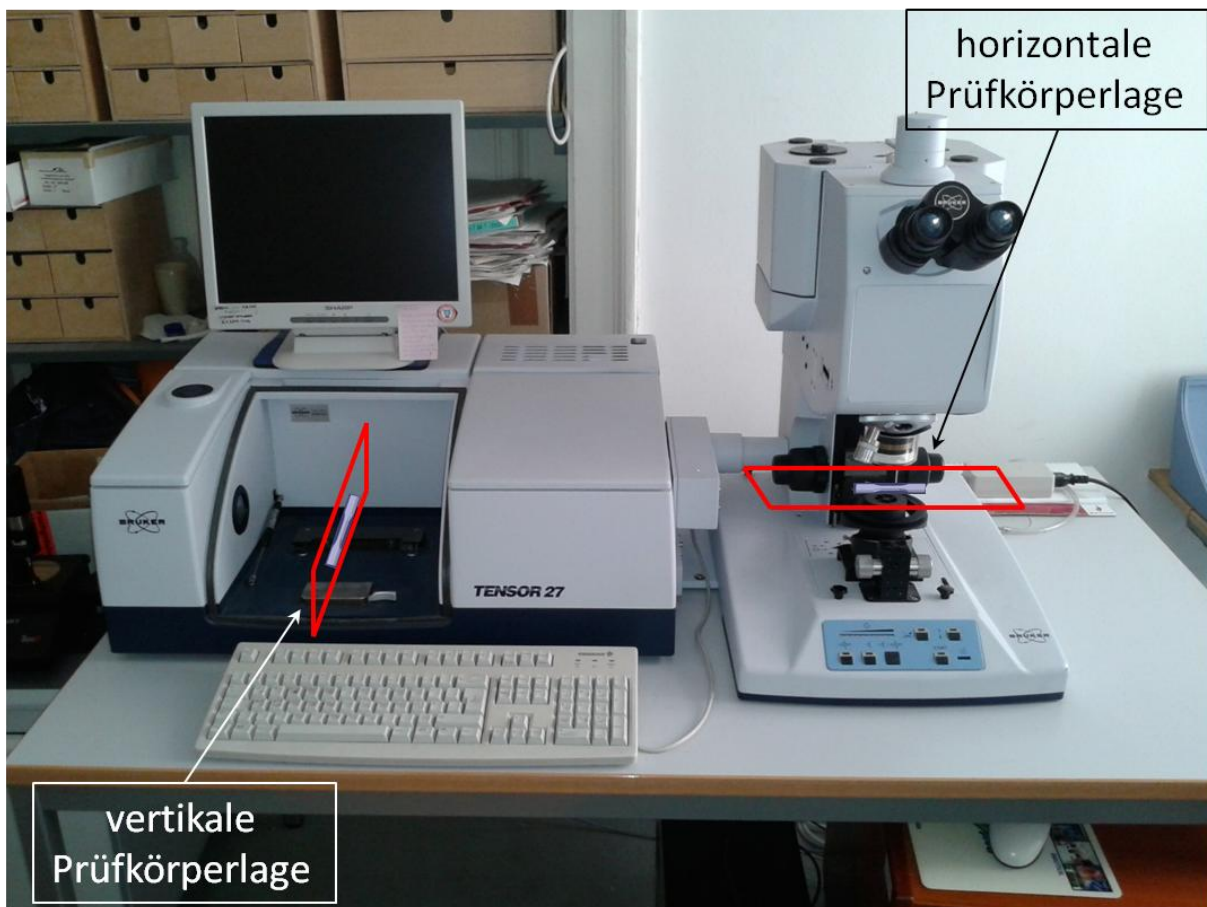


Abb. 8: FT-IR-Spektrometer Tensor 27 und Mikroskop vom Typ Hyperion der Fa. Bruker, sowie geplante Prüfkörperlage

Die Prüfkörpergeometrie sollte der eines Standard Prüfkörpers für einen einachsigen Zugversuch entsprechen, und zwar mit den ungefähren Abmessungen:  
35 x 6 x 0,5 mm.



Abb. 9: Prüfkörpergeometrie

Die Prüfeinrichtung sollte so konzipiert werden, dass sich der im Mikroskop betrachtete Bereich während der Deformation möglichst nicht bewegt, also aus dem Fokus heraus wandert. Da die Prüfebene bei dem Tensor 27 und bei dem Hyperion im rechten Winkel und um 90° verdreht zueinander liegen (siehe Abb. 8), sollte die Zugprüfeinrichtung gewährleisten, dass in beiden Ebenen ein Zugversuch durchgeführt werden kann. Weiterhin sollte die Maschine über eine Methode der Kraftermittlung und -visualisierung verfügen. Das Ganze sollte nach Möglichkeit mit kommerziell erhältlichen Teilen aufgebaut werden um die Maschine für ein breites Anwenderspektrum zugänglich zu machen. So sollte z.B. die Elektronik für die Datenein- und -ausgabe auf keinen Fall mit einer individuellen Platine und einem selber programmierten Microcontroller ausgeführt werden. Die Gründe hierfür sind die folgenden: Kommerziell erhältliche Geräte haben eine Garantie, eine Gebrauchsanleitung und einen technischen Support, können nachgekauft oder durch Nachfolgeräte ersetzt werden. Selbst ein technischer Laie kann sich in die entsprechende Hard- und Software einarbeiten. Diese Vorzüge kann eine selber gebaute Schaltung nicht erfüllen. Man denke hierbei alleine an den einfachen und sehr wahrscheinlichen Fall, dass eine geringfügige Änderung in der Benutzeroberfläche vorgenommen werden, d.h. z.B. die Anzeige der aktuellen Wägezellenspannung hinzugefügt werden soll. Würde die Elektronik über eine integrierte Schaltung realisiert, die ihre Daten Ein- und Ausgabe über ein selbst programmiertes Touchpad umsetzt, so wäre Fachwissen hierfür unabdingbar.

Für die Deformation des Prüfkörpers waren folgende Rahmenbedingungen vorgegeben:

- geforderte minimale Deformationsgeschwindigkeit: 0,1 mm/min
- zulässige maximale Schrittlänge: 0,12 mm
- maximale Zugkraft: 100 N
- gesamte Dehnungslänge der Probe: so groß wie möglich (nur begrenzt durch den Mikroskopbauraum)
- geforderte maximale Deformationsgeschwindigkeit (optionaler Reißversuch): 10 mm/min

Die "zulässige maximale Schrittlänge" bedarf einer Erläuterung: Je nachdem wie die Prüfeinrichtung umgesetzt werden würde gab es die Möglichkeit, die Probe entweder stufenlos oder schrittweise zu verformen. Bei der stufenlosen Verformung spielt diese Angabe

keine Rolle, sehr wohl jedoch bei der schrittweisen. Im Fall der schrittweisen Deformation sollte ein Deformationsschritt nicht größer als 0,12 mm sein. Grundsätzlich sollte eine möglichst kontinuierliche Deformation erzielt werden, was bedeutet, dass die Schrittlänge so klein wie möglich sein sollte.

Das Budget des Projektes belief sich auf 2000 €.

Die Erstellung eines Prüfschemas, vergleichende Zugversuche und Orientierungsgradbestimmung von unverstreckten PP-Folien zum Abgleich mit einem Literaturbeispiel sind nicht Gegenstand dieser Arbeit, wurden aber im Rahmen einer Seminararbeit<sup>13</sup> durchgeführt. Die Ergebnisse werden teilweise exemplarisch in der Arbeit der Vollständigkeit halber aufgeführt. (Vergleich mit Zugversuchen an einer Zwick Z050: Kapitel 9.2; Exemplarische Bestimmung des Orientierungsgrades von verstrecker PP-Folie: Kapitel 9.3). Gegenstand dieser Seminararbeit<sup>13</sup> war es auch die Programmoberfläche vorzustellen. Diese wurde in Kapitel 8.1 übernommen.

## 4 Ausgangssituation zu Beginn der Arbeit

Eine erste vereinfachte Zugprüfeinrichtung, die es ermöglichte Folien manuell zu verstrecken, wurde bereits im Jahr 2011 gebaut<sup>14</sup>.

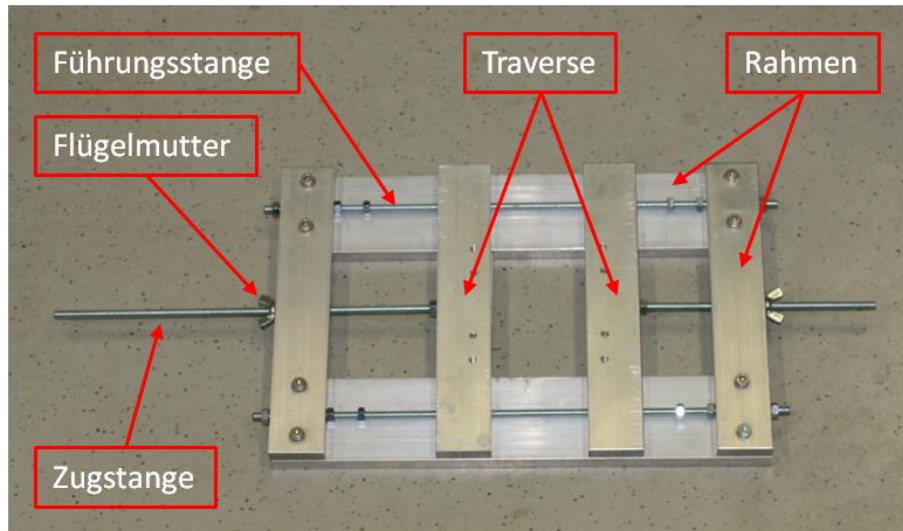


Abb. 10: Vorrichtung zum manuellen deformieren von Kunststofffolien

Wie in Abb. 10 zu erkennen ist, handelt es sich bei diesem Aufbau um zwei Traversen, die jeweils mittels einer zentrisch angebrachten Gewindestange und einer Flügelmutter, die sich außen gegen den Rahmen des Aufbaus stützt, in entgegengesetzte Richtungen gezogen werden können. Auf der Unterseite jeder Traverse befindet sich eine einfache Klemmvorrichtung für die Folienaufnahme. Um die Traversen gegen nicht-paralleles Verschieben zu stabilisieren, werden sie rechts und links von einer Gewindestange durchdrungen, auf der sie axial frei verschoben werden können.

Dieser Aufbau stellte sich als sehr brauchbar heraus, war jedoch in der Handhabung unpraktisch, da zum Teil sehr lange an den Flügelmuttern gedreht werden musste, weil sich Kunststoffe und speziell Kunststofffolien im allgemeinen stark dehnen lassen – nicht selten um ein vielfaches ihrer Ausgangslänge.

Neben dem praktischen Aspekt der besseren Handhabung lässt eine automatisierte Prüfeinrichtung viel Spielraum für Erweiterungen, wie etwa die Realisierung definierter Deformationsgeschwindigkeiten oder das Registrieren der aufgebracht Kräfte, die einer wissenschaftlichen Untersuchung zuträglich sein können.

## 5 Vorgehensweise

Im folgenden Diagramm ist das Vorgehen zur Lösung der gestellten Aufgabe schematisch aufgezeigt:

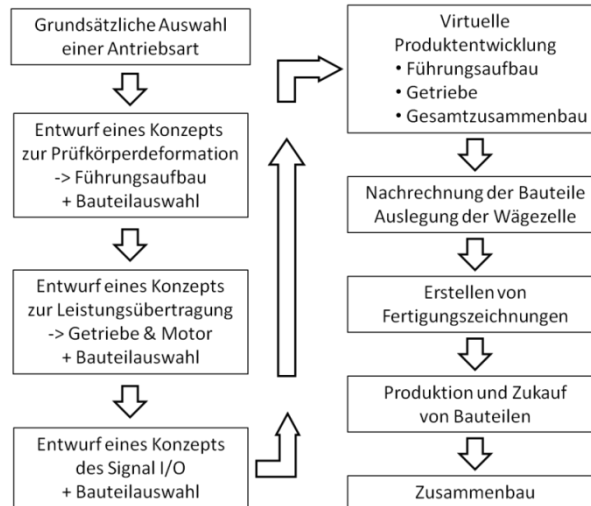


Abb. 11: Vorgehensschema zur Aufgabenlösung

Wie in Abb. 11 zu erkennen ist, bestand der erste Schritt darin, verschiedene Antriebsmöglichkeiten zu vergleichen und ihre Vor- und Nachteile gegenüber zu stellen. Nach der Auswahl einer Antriebsart wurde ein Konzept ausgearbeitet, auf welche Weise der Prüfkörper zu deformieren und wie die Leistung des Antriebs auf dieses Deformationskonzept zu übertragen wäre.

Nach der Auswahl der Antriebsart bestand der nächste Schritt darin, ein Konzept zu erarbeiten, mit dem die Signalein- und -ausgabe realisiert werden konnte. In jedem der in Abb. 11 aufgeführten Schemabschnitte wurden bereits passende Bauteile ausgewählt und anschließend in einer virtuellen Produktentwicklung miteinander verknüpft.

Mit diesem ersten Rohentwurf wurden nun die einzelnen Bauteile genauer auf ihre Haltbarkeit und Lebenserwartung geprüft. Nach abschließenden Korrekturen in der Konstruktion wurden Fertigungszeichnungen erstellt, die jeweiligen Bauteile für die Fertigung in Auftrag gegeben bzw. selber gefertigt und die benötigten kommerziell erhältlichen Teile gekauft. Abschließend wurde alles montiert und als letzter Punkt wurde die Software geschrieben.

## 6 Entwicklung und Aufbau

### 6.1 Konzeptionierung

#### 6.1.1 Antriebskonzept

Als grundsätzliche Antriebsart wurde die Klasse der Elektromotoren in Betracht gezogen. Hierbei wurden besonders zwei Typen favorisiert: Schrittmotor und Linearmotor. Der Grund war, dass man bei allen anderen Motortypen die Drehzahl, respektive den späteren Deformationsweg separat hätte bestimmen müssen. Je nach Umsetzungsart kann dies sehr aufwändig und teuer sein.

Bei einem Schrittmotor handelt es sich um einen Synchronmotor. Sein Rotor kann, bedingt durch eine deutlich höhere Polpaarzahl, durch ein gesteuertes Drehfeld der Statorspulen schrittweise gedreht werden. Der Schrittmotor kann somit schon von Haus aus sehr genau betrieben werden, ohne weitere Encoder oder Drehgeber zu benötigen.

Der Linearmotor ist prinzipiell nichts anderes als ein rotierender Elektromotor, der allerdings abgewickelt wurde. Im Unterschied zum „klassischen“ Elektromotor wird jedoch beim Linearmotor die magnetische Kraft durch die Abwicklung direkt dazu genutzt, eine Translationsbewegung zu erzeugen. Interessant ist hierbei, dass der Linearmotor vor dem Rotationsmotor erfunden wurde. Den Linearmotor gibt es als Synchron- und Asynchronausführung. In der Synchronvariante gibt es ihn auch als Schrittmotor.

Ein besonderer Vorteil eines Linearmotors ist die Möglichkeit einer einfachen Bauweise, da die Motorbewegung direkt zur Prüfkörperdeformation genutzt werden kann. Die handelsüblichen Linearmotoren sind bereits so stark und so genau, dass keine weitere Übersetzung notwendig ist. Der kleinstmögliche Schritt wird von den Herstellern mit ca. 0,1 mm angegeben und liegt somit unter den geforderten 0,12 mm. Durch die fehlende Übersetzung ist auch eine sehr flache Bauweise der Prüfvorrichtung realisierbar, was sich positiv auf die Vielseitigkeit der Maschine auswirken würde. Weiterhin werden die Linearmotoren mit kompletten Steuereinheiten inklusive Software geliefert, was ebenfalls der Benutzerfreundlichkeit entgegen kommt und einen Großteil des Programmieraufwandes ersparen würde. Gegen den Linearmotor spricht zum Einen, dass im Betrieb selber je nach



Leistung eine aktive Kühlung notwendig ist; zum Anderen sind die Anschaffungskosten relativ hoch.

Der Prüfeinrichtungsaufbau mit einem Linearmotor ist nach diesen allgemeinen Kriterien wesentlich einfacher, da der Motor fast unmittelbar zur Deformation des Probenkörpers verwendet werden kann. Diese Aussage stimmt jedoch innerhalb der Anforderungen an die im vorliegenden Fall zu bauende Maschine nur bedingt, da die Probenmitte nicht aus dem Mikroskop-Fokus heraus wandern darf (siehe Abb. 8). Das hieße selbst bei der Wahl eines Linearmotors, dass eine mechanische Umlenkung für eine gleichmäßige Prüfkörperdeformation notwendig würde.

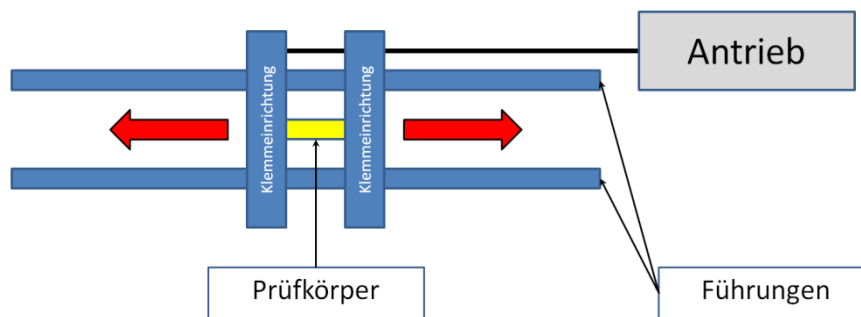


Abb. 12: Skizze zur Verdeutlichung der Notwendigkeit einer mechanischen Umlenkung

Wie in Abb. 12 zu erkennen ist, kann ein linearer Antrieb ohne weitere Hilfsmittel nicht gleichzeitig beide Klemmeinrichtungstraversen in zwei verschiedene Richtungen bewegen. Eine Alternative zu einer mechanischen Richtungsumkehr für die zweite Traverse wäre es, einen zweiten Linearmotor zu verwenden, so dass beide Traversen separat angesteuert werden können.

Bei dem Einsatz eines herkömmlichen Schrittmotors ist es notwendig, die Rotationsbewegung in eine translatorische Bewegung umzuwandeln. Hierzu ist z.B. ein Riemenkonzept vorstellbar. Die meisten Schrittmotoren verfügen über sehr kleine Winkelschritte (zwischen  $0,9^\circ$  und  $3,6^\circ$  pro Schritt), das erzielbare Drehmoment ist aber im Vergleich zum Linearmotor relativ gering. Dies bedeutet, dass wahrscheinlich zusätzlich ein Getriebe zum Einsatz gebracht werden muss, welches eine Erhöhung des maximalen Drehmoments und damit der erreichbaren Zugkraft zum Ziel hat. Dies bringt auch eine Verringerung der Drehzahl und damit auch der Deformationsgeschwindigkeit mit sich. In diesem Fall ist davon auszugehen, dass die ohnehin schon sehr feine Schrittweite noch um ein Vielfaches feiner wird, was der

Forderung einer möglichst geringen Schrittweite entspricht. Ein Nachteil eines Getriebes ist, dass die Abmessungen der gesamten Zugprüfeinrichtung insgesamt größer werden. Schrittmotoren können sehr preiswert in der Anschaffung sein, das notwendige Getriebe die Komponenten für die Ansteuerung und das Zubehör zum Transformieren der Bewegungsart einbezogen wird dieser Preis jedoch relativiert. Ein Vorteil der Steuerung ist, dass Schrittmotoren mit dem geeigneten Komponenten sehr leicht über einen Computer ansteuerbar sind, z.B. mit der Software LabVIEW von National Instruments.

Im Folgenden seien die Vor- und Nachteile noch einmal der Übersicht halber tabellarisch dargestellt:

***Linearmotor:***

Vorteile	Nachteile
Einfacher Aufbau	Hohe Anschaffungskosten
Kein Getriebe nötig	evtl. Kühlung notwendig
Ansteuerung erfolgt über fertiges Softwarepaket	Kleinstmöglicher Schritt ~ 0,1 mm
„flache“ Bauweise möglich	

***Schrittmotor:***

Vorteile	Nachteile
Sehr kleine Schrittweite 0,9° pro Motorschritt	Komplexerer Aufbau
Ansteuerung kann per LabVIEW realisiert werden	Begrenzter Drehzahl und Drehmomentbereich
niedrige Anschaffungskosten	Getriebe notwendig (baut größer)

Da keins der beiden Antriebskonzepte über limitierende Vor- oder Nachteile verfügte, wurden Angebote für die entsprechenden Lösungen eingeholt und Preislisten im Internet gesichtet. Hierbei kam es zu einer sehr schnellen Entscheidung: ein Linearmotor der passenden Dimension von der Fa. Kwapil, mit Steuerhard- und software sollte bereits in der

Grundausführung rund 2.600 € kosten. Da diese Anschaffungskosten bereits deutlich über dem Gesamtbudget des Projektes lag, fiel die Entscheidung zugunsten des Schrittmotors aus.

### 6.1.2 Lösungskonzept Führungsaufbau

Im nächsten Schritt wurde ein Konzept erarbeitet, wie die Klemmtraversen parallel geführt und bewegt werden konnten. Es bot sich hier als sehr genaue und leicht zu realisierende Lösung ein Aufbau mit Kugelgewindetrieben (Abb. 13) an.

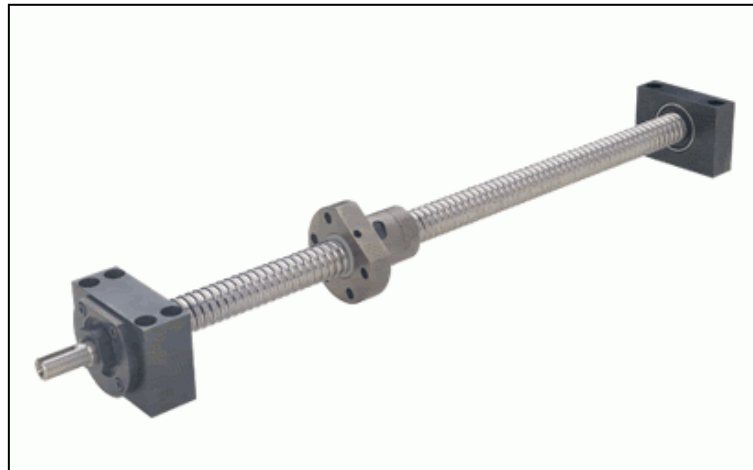


Abb. 13: Kugelgewindetrieb<sup>15</sup> der Fa. HepcoMotion

Es besteht die Möglichkeit, die Spindeln in rechts- und linkssteigender Ausführung in Serie zu koppeln und jeweils mit einer Flanschnutter zu versehen. Auf diese Weise bewegen sich beide Flanschnutter bei einseitigem Antrieb in entgegengesetzte Richtungen und die Problematik des stillstehenden Probenmittelpunktes ist gelöst. Die Spindeln weisen in der Regel eine sehr hohe Genauigkeit auf. HepcoMotion gibt z.B. an, dass die Spindeln mit gerolltem Gewinde und der Genauigkeitsklasse C7 nur ein Spiel von 0,05 mm pro 300 mm Spindellänge haben.<sup>16</sup> Der Hersteller gibt in seinem Katalog die folgende Formel zur Berechnung des benötigten Antriebsmoments an:

$$(11)^{16} \quad T_{In} = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}$$

$T_m$ : Antriebsmoment [Nm]

$F$ : Spindelbelastung axial [N]

$P$ : Steigung der Spindel [mm]

$\eta$ : Wirkungsgrad (ca. 0,9)

Angenommen es wird eine Spindel mit 16 mm Steigung gewählt, ergibt sich für die geforderten 100 N axialer Last ein benötigtes Motordrehmoment von 0,2829 Nm. Wird nun

ein Schrittmotor ohne Übersetzung mit dem Kugelgewindtrieb gekoppelt, resultiert bei einer Motorschrittweite von  $0,9^\circ$  ein Weg von 0,04 mm pro Winkelschritt. Hierbei wäre also grundsätzlich kein Getriebe erforderlich und die Prüfeinrichtung wäre sehr vielseitig, weil sie sehr klein baut. Nachteilig sind relativ hohe Anschaffungskosten von Kugelgewindtrieben und ein sehr grobe Schrittweite.

Eine Alternative zum Kugelgewindtrieb stellen die Linearführungen dar (Abb. 14). Als reine Führungselemente benötigen diese separate Kraftübertragungselemente. Hierfür wurden Zahnriemen, Keilriemen und Seile ins Auge gefasst. Unter der Voraussetzung, dass diese Kraftübertragungselemente direkt mit dem Motor gekoppelt werden, wird für die maximale Schrittweite (wiederum bei  $0,9^\circ$  Motorschrittweite) einen Rollendurchmesser von 7,64 mm benötigt.

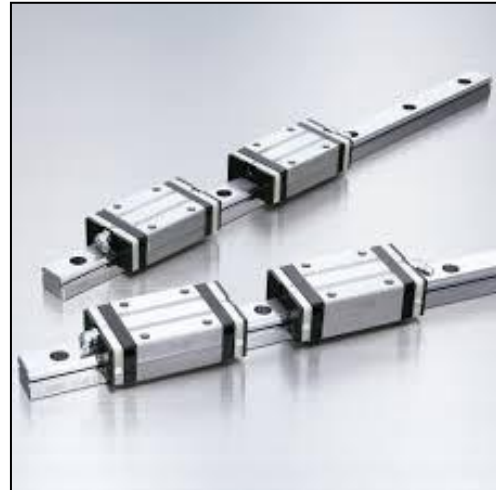


Abb. 14: Linearführungen<sup>17</sup>

Dies wiederum bedeutet, dass der Motor eine maximale Drehzahl von  $0,208 \text{ min}^{-1}$  benötigt, um 10 mm/min realisieren zu können. An dieser Stelle wird klar, dass ein Getriebe sinnvoll ist, das den Motor untersetzt. Damit kann der Rollendurchmesser wesentlich größer werden und die benötigte Drehzahl wird angehoben. Somit sind ein konstanterer Motorlauf und ein kontinuierlicheres Deformationsverhalten der Probe gewährleistet.

Nach dem Einholen entsprechender Angebote für Kugelgewindtriebe und Linearführungen fiel die Entscheidung aus Kostengründen zugunsten der Linearführungen aus. Diese wurden von dem Lieferanten Misumi gewählt. Für die Kraftübertragung wurde aufgrund der einfachen Umsetzbarkeit und des sehr niedrigen Preises ein Drahtseil gewählt.

Aus den Überlegungen zu den Kraftübertragungselementen folgte eine Anzahl von Konzeptskizzen. Die gewählte Variante ist in Abb. 15 dargestellt. Die Skizze wurde

gleichzeitig dazu genutzt einen Überblick über die benötigten Elemente des Führungsaufbaus zu gewinnen. Hierbei wurden die Drahtseilumlenkung und der Antrieb vorerst als Black Box behandelt, da sie zu einem späteren Zeitpunkt entworfen werden sollten.

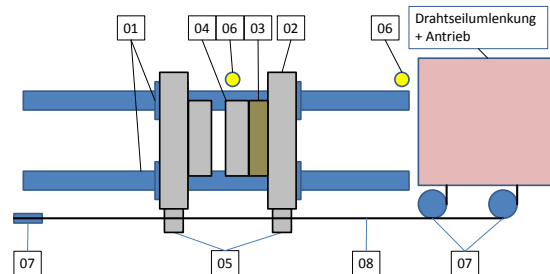


Abb. 15: Konzeptskizze des Führungsaufbaus mit Drahtseil als Kraftübertragungselement

1	Miniatur-Linearführungen – mit Staubdichten standard-Führungswagen
2	Führungstraverse
3	Wägezelle
4	Probenaufnehmer (Klemmvorrichtung)
5	Spannplatten zur Drahtfixierung
6	Druckendlagentaster
7	Umlenkrollen
8	Drahtseil

Tab. 1: Übersicht der Bauelemente der Konzeptzeichnung „Drahtseilausführung“

### 6.1.3 Lösungskonzept Getriebe und Motor

Nachdem die Entscheidung zugunsten des Schrittmotors, der Linearführungen und dem Drahtseil ausgefallen war, war ein dem Motor nachgeschaltetes Getriebe wegen der geringeren Schrittweite notwendig. Da das Getriebe aus eigener Produktion kommen sollte, konnte direkt ein Schaltgetriebe entworfen werden. Ein Schaltgetriebe bietet die Möglichkeit, sowohl die Anforderungen der geringen Dehngeschwindigkeit kombiniert mit einer möglichst kleinen Schrittweite und einer höheren Dehngeschwindigkeit zu genügen. Hierzu erschien es angebracht, ein Schneckengetriebe zu entwerfen. Schneckengetriebe haben (im Vergleich zu Stirnrädern) den Vorteil, dass sie sehr starke Untersetzungen bei vergleichsweise geringem Bauraum zulassen. Gleichzeitig sind die meisten Schneckengetriebe selbsthemmend, was bedeutet, dass der Kraftfluss antriebsseitig leicht gegeben ist, von der Abtriebsseite kommend aber kaum hergestellt werden kann. Ein Beispiel zu dieser Anwendung lässt sich im Alltag bei Rolltreppen sehen. Diese werden in der Regel über einen Motor und ein Schneckengetriebe angetrieben. Wird der Motor nicht mit Strom versorgt, kann die Treppe vollbesetzt mit Passagieren sein und bewegt sich trotz dieser immensen Last nicht. Diese Eigenschaft ist dem Umstand geschuldet, dass die Schnecke das Schneckenrad mit einer erheblichen Gleitreibung treibt. Dies muss nicht nur bei der Wahl der Werkstoffe für Ritzel und Rad beachtet werden, sondern verlangt auch besondere Sorgfalt bei der Auslegung der Schmierung und ist somit auch in der vorliegenden Arbeit von Interesse.

Analog zum Vorgehen beim Entwurf des Führungsaufbaus wurde in einem ersten Schritt eine Skizze (Abb. 16) angefertigt, die eine Übersicht über die benötigten Bauteile und eine Vorstellung über deren mögliche Anordnung bot.

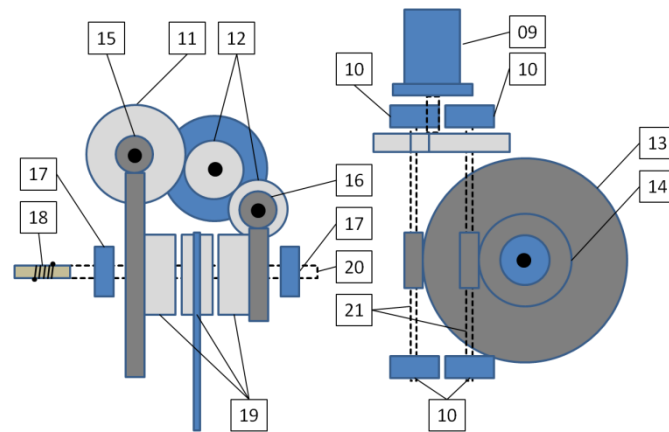


Abb. 16: Konzeptskizze des Getriebes in zwei Ansichten

9	Schrittmotor
10	Lager
11	Zahnrad Antrieb Schneckenwelle 50:1; z=80
12	Zahnrad Abtrieb Motor; z=17
12a	Zahnrad Antrieb Schneckenwelle 25:1; z=17
13	Schneckenrad 50:1
14	Schneckenrad 25:1

15	Schnecke 50:1
16	Schnecke 25:1
17	Lager
18	Gewinde "Drahtaufwicklung"
19	Kupplungssatz verschiebbar
20	Achse
21	Achse

Tab. 2: Bauteilübersicht Konzeptzeichnung Getriebe

Bei der Konzeptzeichnung (Abb. 16) ist zu beachten, dass es sich um zwei Ansichten handelt. Diese entsprechen aus Gründen der Darstellung nicht der gängigen Norm einer technischen Zeichnung. Um von der linken in die rechte Ansicht zu kommen, muss das linke Bild um  $90^\circ$  zuerst nach links und dann nach unten gedreht werden. Technisch korrekt wäre es, die linke Ansicht nach rechts zu drehen um das rechte Bild zu erzeugen.

In Tab. 2 sind bereits die konkreten Werte für die Zahnzahlen der Zahnräder und das Übersetzungsverhältnis der Schnecken angegeben. Wie im Folgenden erklärt ist, haben sich diese aus einem Vorversuch für die „Drahtseiltrommel“ und aus Berechnungen der Übersetzung unter Berücksichtigung der Zahnrad- respektive Schneckenrad- und Schnecken-Auswahl der Firma Mäder ergeben.

## Berechnung des Übersetzungsverhältnisses

Der erste Vorversuch wurde aus der Überlegung heraus geplant, welche Art von Drahtseil geeignet sei und wie eine Seiltrommel konstruiert werden könnte. Es wurde ein hochflexibles Drahtseil aus nichtrostendem Stahl mit 0,6 mm Durchmesser und Polyamidummantelung getestet, wie es in der Schmuckbranche für Perlenketten Anwendung findet. Polyamid 6 ist nicht anfällig für Mineralöle oder sonstige Öle. Das Drahtseil wurde zuerst einem Zugversuch mit der Zugprüfmaschine Zwick Z050 unterworfen. Seine Zugfestigkeit wurde damit auf 150 N bestimmt, was den Anforderungen genügte. Als Nächstes wurde eine Maschinenschraube mit M8-Gewinde in eine Klemmvorrichtung gespannt, das Gewinde mit einem Mineralöl (SAE 15W40) eingestrichen und das Drahtseil mit fünf Umschlingungen in die Gewindegänge gelegt. Anschließend wurde an eine Seite des Drahtseils eine Last angehängt und das Seil auf der anderen Seite leicht per Hand gehalten. Die Last wurde schrittweise auf 15 kg erhöht (ca. 150 N). Das Seil begann unter diesen Bedingungen nicht zu gleiten. Anschließend wurde die Anzahl der Umschlingungen reduziert. Erst bei zwei verbleibenden Umschlingungen konnte bei leichtem manuellen Nachschieben des Drahtseils ein Gleiten erreicht werden.

Aus diesem Praxisversuch heraus wurde ersehen, dass ein M8-Gewinde die Aufgabe einer Seiltrommel übernehmen kann und damit der Durchmesser für die Abtriebswelle festgelegt:

$$d_{ab} = 7,67 \text{ mm}$$

Aus der Formel für das Bogenmaß ergibt sich der zurückgelegte Seilweg pro 0,9° Motorschritt.<sup>i</sup>

		$b$ : Bogenmaß [mm]
(12)	$b = r \cdot \alpha$	$r$ : Radius [mm]
		$\alpha$ : Winkel in Bogenmaß
(13)	$\alpha = \varphi \cdot \frac{\pi}{180^\circ}$	$\varphi$ : Winkel in [°]

---

<sup>i</sup> Formelergebnisse werden soweit wie möglich und sinnvoll mit zwei Nachkommastellen angegeben. Alle Berechnungen werden jedoch mit der vollen Nachkommastellenanzahl durchgeführt.



aus (12) und (13)

$$b = \frac{d_{ab}}{2} \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180^\circ}$$

$$= \frac{7,67mm}{2} \cdot 0,9^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ}$$

$$= 0,06mm$$

Da der Führungsaufbau bedingt, dass die Traversen den doppelten Weg des abgewickelten Seils zurücklegen, gilt:

$$(14) \quad x_{TWSi} = 2 \cdot b$$

$x_{TWSi}$  = gesamter zurückgelegter  
Traversenweg ohne  
Untersetzung

$$= 0,12mm$$

Im Folgenden wurden Schneckenräder und Schnecken der Firma Mädler ausgewählt. Hierbei wurde die Schmierungsproblematik berücksichtigt. Wie aus der Skizze in Abb. 16 zu ersehen ist, wurden anfänglich Schneckenräder unterschiedlichen Durchmessers vorgesehen. Für die Schmierung von geschlossenen Getrieben sind drei Methoden gebräuchlich: Tauchschmierung, Einspritzschmierung und Nebelschmierung.<sup>18a</sup> Die zum Einsatz kommende Schmierungsmethode richtet sich nach der Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder. Da es sich im vorliegenden Fall um ein langsam laufendes Getriebe handelt und das Öl nicht dazu dienen muss, dem System Wärme zu entziehen, ist eine Tauchschmierung ohne externe Ölspeicher/-kühler ausreichend. Bei Schneckengetrieben ist es sehr wichtig, dass Schmierstoff im Zahneingriff vorliegt. Gleichzeitig muss der Aufgabenstellung Rechnung getragen werden, dass das Getriebe in der späteren Einbaulage um 90° gekippt werden können muss, damit die Zugprüfeinrichtung sowohl am Tensor 27 als auch am FT-IR-Mikroskop eingesetzt werden kann. Ein möglichst niedriger Schmierstoffstand war zu realisieren, denn das Getriebegehäuse braucht eine Öffnung durch die das Drahtseil mit den Traversen in Verbindung stehen kann. Die Lösung bestand darin, zwei Schneckenräder mit unterschiedlicher Übersetzung aber gleichem Durchmesser zu wählen. Ein Zahnrad musste so groß dimensioniert werden, dass es in einer Lage bis in den Ölsumpf taucht (in Abb. 16 Rad 11). Für die zweite Anwendungslage kann aus Geometrie Gründen für die Zahnradstufe eine

permanente Schmierung nicht gewährleistet werden. An dieser Stelle wird davon ausgegangen, dass das Öl so hochviskos sein wird, dass es aufgrund der geringen Last und der niedrigen Drehzahl ausreichend sein wird, bei Betriebsbeginn die Zahnräder durch den Ölsumpf laufen zu lassen und erst danach die Zugprüfeinrichtung zu kippen. Im Zweifelsfall muss eine Ölfördereinrichtung ergänzt werden.

Das vom Elektromotor getriebene Ritzel wurde mit 17 Zähnen und Modul 1 gewählt. Für die Stufe mit der größeren Untersetzung (langsamere Ausgangsdrehzahl) wurde ein Zahnrad mit 80 Zähnen und für die Stufe mit der geringeren Untersetzung ein Zahnrad mit 17 Zähnen gewählt (jeweils Modul 1). Die Schnecke und das Schneckenrad für die langsame Stufe wurden mit einer Untersetzung von 50:1 (zweigängig rechts, Modul 1) und für die schnellere Stufe mit 25:1 (eingängig rechts, Modul 1) ausgesucht. Es ergibt sich die folgende Untersetzung für die beiden Stufen:

Stufe 1:	4,7:1 und 50:1	Gesamtuntersetzung: ~235:1
Stufe 2:	1:1 und 25:1	Gesamtuntersetzung: 25:1

Hieraus ergibt sich für die Abtriebswelle pro  $0,9^\circ$  Motorschritt ein Verdrehungswinkel von:

Stufe 1:	$0,003825^\circ$
Stufe 2:	$0,036^\circ$

Es folgt nach (5) der zurückgelegte effektive Traversenweg (entspricht dem Deformationsweg durch Bewegung zweier Traversenbewegungen mit halbem effektivem Traversenweg) mit Untersetzung ( $x_{Ts}$  und  $x_{Tf}$ ) pro Motortakt unter Berücksichtigung der neuen Verdrehungswinkel:

<b>Stufe 1:</b>	<b><math>x_{Ts} = 0,000512 \text{ mm}</math> (0,512 <math>\mu\text{m}</math>)</b>
<b>Stufe 2:</b>	<b><math>x_{Tf} = 0,004819 \text{ mm}</math> (4,819 <math>\mu\text{m}</math>)</b>

Diese Schrittweiten werden als zufriedenstellend gering befunden.

## Berechnung der benötigten Drehzahl

In der geringeren Untersetzung ergibt sich für die geforderte schnelle Deformationsgeschwindigkeit folgender Zusammenhang. Aus der Schrittweite des Motors von  $0,9^\circ$  folgt für eine volle Motorwellenumdrehung mit  $360^\circ$ :

$$(15) \quad n_{ben} = \frac{360^\circ}{0,9^\circ} \quad n_{ben}: \text{Benötigte Schritte}$$
$$= 400$$

Es ergibt sich der effektive Traversenweg (Deformationsweg) pro Motorwellenumdrehung:

$$(16) \quad x_{Teff} = 400 \cdot 0,004819mm \quad x_{Teff}: \text{effektiver Traversenweg}$$
$$= 1,92mm$$

Bezogen auf die geforderten 10 mm/min Deformationsgeschwindigkeit:

$$(17) \quad n_{sd} = \frac{10 \frac{mm}{min}}{1,92mm} \quad n_{sd}: \text{Drehzahl für schnelle Deformation}$$
$$= 5,18min^{-1}$$

Schrittmotoren werden über die Vorgabe von Schritten pro Sekunde gesteuert. Dies entspricht der Einheit Hertz (Hz). Für die maximale Deformationsgeschwindigkeit folgt:

$$(18) \quad T_{sd} = \frac{10 \frac{mm}{min}}{0,004819mm} \quad T_{sd}: \text{Motortakt für schnelle Deformation}$$
$$= 2075,12min^{-1}$$
$$= 2075,12min^{-1} \cdot \frac{1min}{60s}$$
$$= 34,58s^{-1}$$

Da der Motor nur ganze Schritte zurücklegen kann, folgt:

$$(19) \quad T_{sd} \approx 35Hz$$

Der Schrittmotor wird demzufolge in einem sehr geringen Drehzahlbereich gefahren. Diese Information ist für die kommende Auswahl des Elektromotors unbedingt nötig.

## Berechnung des nötigen Motordrehmoments

Der Berechnung des benötigten Motornennmoments liegt die Forderung nach 100 N Zugkraft zugrunde. Das Nennmoment des Motors ist proportional zu dem Übersetzungsverhältnis. Hierbei bedeutet eine Untersetzung eine Erhöhung des Moments und eine Übersetzung eine Verringerung. Es folgt für das Abtriebsmoment:

$$\begin{array}{ll} \text{Stufe 1:} & M_{Ab\_s} = M_{An\_s} \cdot 235 & M_{An} = \text{Antriebsmoment} \\ \text{Stufe 2:} & M_{Ab\_f} = M_{An\_f} \cdot 25 & M_{Ab} = \text{Abtriebsmoment} \end{array}$$

Für das benötigte Abtriebsmoment gilt:

$$\begin{aligned} M_{Ab} &= \frac{d_{ab}}{2} * 100N \\ &= 3,835mm * 100N * \frac{1m}{1000mm} \\ &= 0,38Nm \end{aligned}$$

Für die beiden Stufen ergibt sich das benötigte Antriebsmoment:

$$\begin{array}{ll} \text{Stufe 1:} & M_{An\_s} = \frac{M_{AbS1}}{235} \\ \text{Stufe 2:} & M_{An\_f} = \frac{M_{AbS2}}{25} \\ \\ \text{Stufe 1:} & M_{An\_s} = 0,0016Nm \\ \text{Stufe 2:} & M_{An\_f} = 0,0153Nm \end{array}$$

Es liegt in der Natur eines Getriebes, dass die Leistungsübertragung durch Verluste gemindert wird (z.B. durch Reibverluste bei den Zahneingriffen insbesondere der Schnecken, Lagerverluste, Verluste durch das Eintauchen in den Schmiersumpf etc.). Diese Verluste werden durch einen Wirkungsgrad  $\eta$  ausgedrückt. Da im Vorfeld nicht bekannt ist mit welchem Wirkungsgrad das gesamte Getriebe arbeiten wird und auch der Führungsaufbau (Linearführungen, Seilführungen/-umlenkungen) verursacht wird, wird in der Überschlagsrechnung mit einem Wirkungsgrad von 40 % kalkuliert (Firma Mäder gibt für eingängige Kombinationen von Schneckenrädern und Schnecken einen Wirkungsgrad von 0,53 und für zweigängige 0,69 an):

$$M_{An} = M_{An_0} \cdot 0,4$$

Stufe 1:  $M_{An_0_s} = 0,0016Nm/0,4$

Stufe 2:  $M_{An_0_f} = 0,0153Nm/0,4$

Es folgt das kalkulierte Nenndrehmoment:

**Stufe 1:**  $M_{An_0_s} = 0,004Nm$

**Stufe 2:**  $M_{An_0_f} = 0,038Nm$

Es ergibt sich, dass das größte benötigte Motordrehmoment bei ca. 0,04 Nm bei ca. 5 min<sup>-1</sup> liegt und gleichzeitig der Schrittmotor eine möglichst kleine Schrittweite haben sollte.

### **Wahl des Schrittmotors**

Mit den bekannten minimalen Anforderungen an den Schrittmotor wurde ein Produkt ausgewählt. In der Vergangenheit wurden am Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie der TU Wien, speziell in der Arbeitsgruppe von Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Jürgen Stampfl, gute Erfahrungen im Bereich der Schrittmotoren sowie der Schrittmotorensteuerung mit der Firma Nanotec gemacht. Dem Anforderungsprofil entspricht am besten die Baureihe ST5909 der Firma Nanotec. Das Haltemoment dieser Baureihe geht von 0,43 bis 1,27 Nm bei einer Schrittauflösung von 0,9° im Vollschritt. Aus dieser Baureihe wurde aufgrund seines relativ hohen Drehmoments von 1.27 Nm das Modell L1008 gewählt.

Der Drehmomentverlauf in Abhängigkeit von der Drehzahl ist aus dem Datenblatt<sup>19</sup> der Firma Nanotec ersichtlich (Abb. 10).

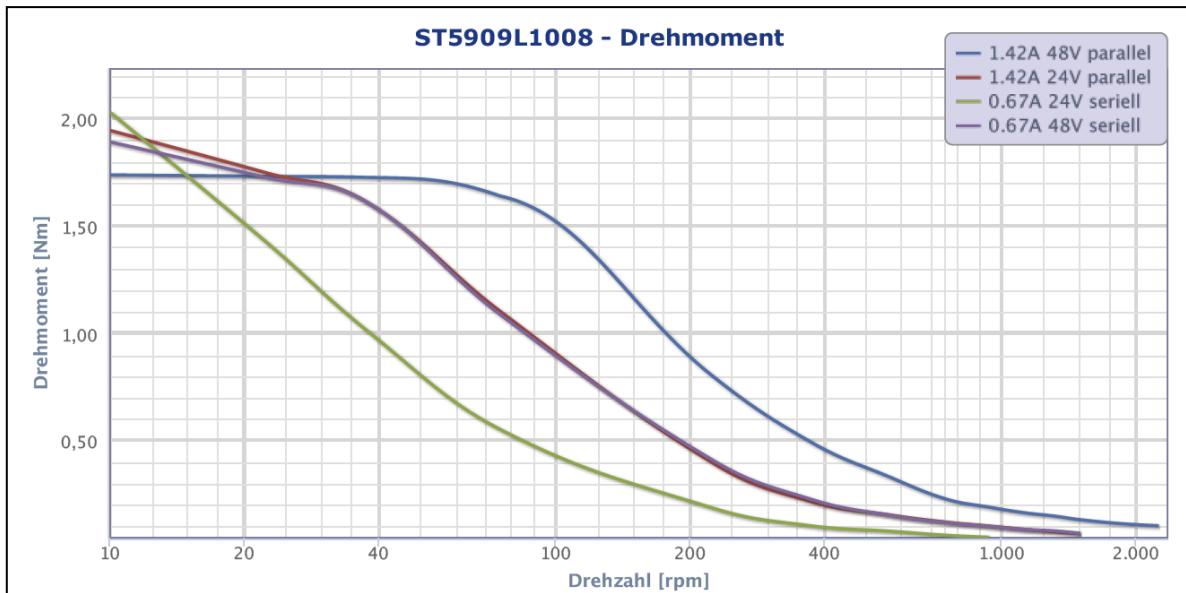


Abb. 17: Motorkennlinie<sup>19</sup> des Schrittmotors ST5909L1008 der Firma Nanotec

Wie aus dem Datenblatt ersichtlich ist, kann dieser Schrittmotor sowohl mit 24 V als auch mit 48 V betrieben werden. Gleichzeitig können die Polpaare in Reihe oder parallel angeschlossen werden.

Für den Schrittmotor ST5909L1008, der ein Gleichstrom-Synchronmotor ist, gilt, dass jeder vorgegebene Schritt ausgeführt werden muss, es also zu keiner Drehzahlschwankung kommen kann. Übersteigt das benötigte Moment bei einer vorgegebenen Drehzahl das maximal mögliche Moment, verliert der Schrittmotor den Schritt, das Magnetfeld dreht durch und der Motor bleibt stehen. Unter Berücksichtigung der Kennlinie (Abb. 17) bedeutet dies, dass der Motor idealerweise in der Variante 48 V parallel betrieben werden sollte, da hier das maximale Drehmoment über einen weiten Drehzahlbereich vorliegt. Aus dem Datenblatt des Motors (siehe Anhang Kapitel 15.1) kann entnommen werden, dass das zugehörige Netzteil den Motor mit 2 Ampere versorgen muss. Da das maximal mögliche Drehmoment weit über den Anforderungen liegt, wurde im Verlauf des Projektes aus Kostengründen auf ein 24 V Netzteil umgestiegen und die zweitbeste Anschlussart (24 V parallel) gewählt.

Anmerkung: Die Firma Nanotec bietet zu den Motoren aufsteckbare Planetengetriebe mit bis zu 512-facher Untersetzung an. Aus Gründen der Vielseitigkeit und der Kosten kamen diese Getriebe für die vorliegende Arbeit nicht in Frage, könnten jedoch für zukünftige Projekte von Interesse sein.

### 6.1.4 Lösungskonzept Signal Ein- und Ausgabe

Ein wichtiger Punkt dieser Arbeit ist die Signalein- und -ausgabe. Wie bereits in Kapitel 3 erwähnt, wurde eine integrierte Lösung ausgeschlossen. Für einen besseren Überblick wurde auch in diesem Fall eine Prinzipskizze angefertigt (Abb. 18). Auf die einzelnen Komponenten wird in den weiteren Kapiteln eingegangen.

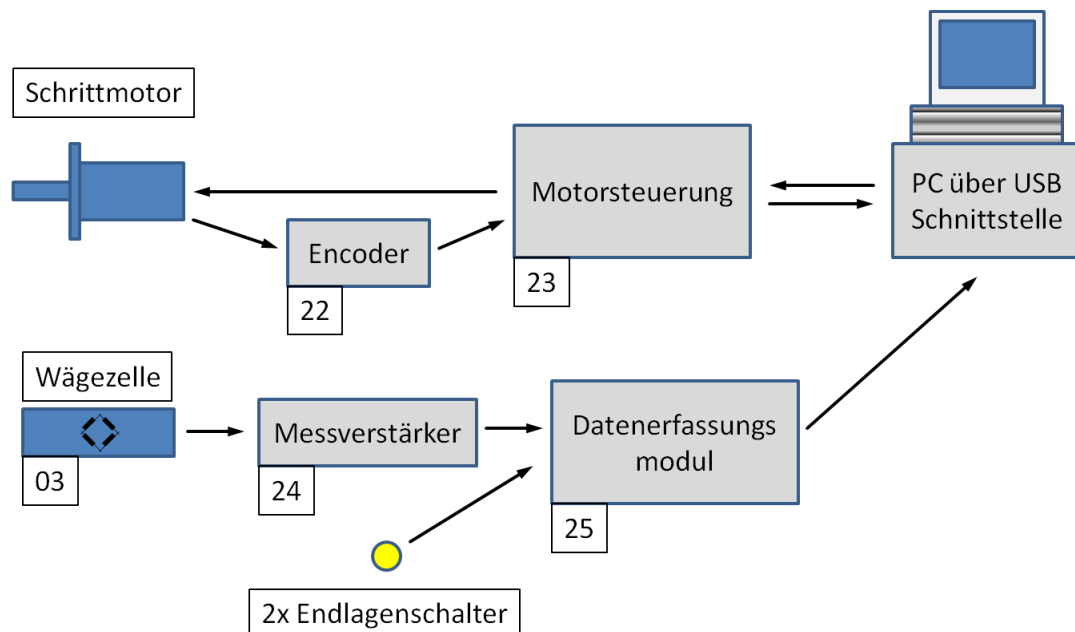


Abb. 18: Prinzipskizze Daten Ein- und Ausgabe

### Computer und Motorsteuerung

Da die Zugprüfeinrichtung an verschiedenen Standorten mit dortigen Mikroskopen kompatibel sein soll, wurde von Dr. Thomas Koch für die Steuerung ein Laptop vorgesehen. Die Komponenten sollten alle mittels USB Verbindung mit dem Computer kommunizieren um nicht auf einen bestimmten Laptop angewiesen oder festgelegt zu sein.

Es war naheliegend, den Encoder und die Motorsteuerung vom Motorhersteller zu verwenden. Hierbei boten sich die Motorsteuereinheit SMCI33-1, sowie der Encoder WEDS5541-B06 an. Das Angebot der Encodermontage und Kabelvorkonfektionierung der Firma Nanotec wurde in Anspruch genommen.

## Kraftmessung

Für die Kraftermittlung wurde ein Angebot der Firma Soemer eingeholt. Eine Plattformwägezelle im Messbereich bis 10 kg, Genauigkeitsklasse C3 sowie einer Auflösung von 1 g wurde hierbei mit 120 € veranschlagt und ein DMS Messverstärker mit 195 €.

Prinzipiell ist zu Kraftmessungen zu sagen, dass eine Kraft nie direkt gemessen, sondern nur an ihren Auswirkungen festgestellt und quantifiziert werden kann. Diese Auswirkungen sind z.B. die elastische Verformung eines Körpers. Bei einem DMS handelt es sich grundsätzlich um nichts anderes als einen sehr feinen Draht, der sehr dicht liegend auf einen kleinen Kunststoffträger geklebt wird. Bei einer Deformation des Trägers wird der Draht in die Länge gezogen, wodurch sich sein elektrischer Widerstand verändert, da dieser abhängig von der Leitungslänge und dem Leitungsquerschnitt ist:

$$(20)^{20} \quad R = \rho * \frac{l}{A}$$
$$= \rho * \frac{4 * l}{\pi * D^2}$$

*R*: Widerstand

*P*: Dichte

*l*: Leitungslänge

*A*: Leitungsquerschnitt

*D*: Leitungsdurchmesser

In Kombination mit einem sich verformenden Körper auf den der DMS appliziert wird, kann bei einer anliegenden Spannung am DMS durch den sich ändernden Spannungswert ermittelt werden, um welches Maß sich der Grundkörper verformt hat.

Aus einem früheren Projekt war der Umgang mit DMS bereits bekannt. DMS sind im Fachhandel einzeln erhältlich, z.B. bei der Firma RS Components für rund 8 € pro Stück. Aus dem früheren Projekt war auch bekannt, dass die Firma RS eine Leiterplatte für einen DMS-Verstärker inklusive Bestückungsliste zur Eigenproduktion anbietet. Die Leiterplatte ist hierbei bereits für ca. 6 € und der DMS-Verstärker als teuerste Komponente für 77 € erhältlich. Da es sich bei der Wägezelle um ein relativ exponiert liegendes Bauteil handelt und im Zweifelsfall auf das Produkt der Firma Soemer zurückgegriffen werden könnte, wurde das Risiko der Eigenproduktion eingegangen. Im Zuge der Konstruktion wurden daher auch die Abmessungen der kommerziellen Wägezelle im Hinterkopf behalten, um im Falle eines Scheiterns nur geringfügige Änderungen an dieser vornehmen zu müssen. Der Grundkörper



der Wägezelle besteht im Allgemeinen aus Aluminium und konnte wegen der vergleichsweise einfachen Kontur am Institut E308 selber gefertigt werden.

### **Datenerfassung der Kraftmessung**

Für die Datenerfassung wurden Geräte der Firma National Instruments bevorzugt, da LabVIEW als grafisches Programmiersystem aufgrund der Übersichtlichkeit und der Benutzerfreundlichkeit einer codebasierenden Programmiersprache wie z.B. C++ vorzuziehen ist.

Im Portfolio der Firma National Instruments fand sich ein kostengünstiges Datenerfassungsmodul auf USB Basis: das NI USB-6008 für den Preis von ca. 200 €. Leistungsstärkere Datenerfassungsmodule liegen in der Preisklasse um 1'000 € und aufwärts.

Das Gerät bietet 8 Analogeingänge, 2 Analogausgänge und 12 Digital-I/O Leitungen. Der Analoge Eingangsspannungsbereich beträgt hierbei +/- 10 V bei einer maximalen Präzision von 138 mV. Damit arbeitet er genau im Spannungsbereich der DMS-Messverstärkerschaltung der Firma RS-Components. Gleichzeitig ist es dem Gerät möglich, die Endlagentaster einzulesen und es bietet noch Platz für künftige Erweiterungen des Prüfaufbaus (z.B. für weitere Sensoren oder Steuerelemente). Wie aus dem Produktnamen bereits hervorgeht, arbeitet das Gerät auf USB Basis und benötigt keine weitere Spannungsversorgung.

Der große Vorteil dieses Gerätes, neben dem sehr geringen Preis besteht darin, dass es von LabVIEW direkt erkannt wird und automatisch, d.h. sehr komfortabel eingerichtet werden kann.

## 6.2 Virtuelle Produktentwicklung

### 6.2.1 Tischaufbau

Nachdem die Konzepte für den Führungsaufbau, den Antrieb und das Getriebe festgelegt waren, konnte der Führungsaufbau mit der Methode der virtuellen Produktentwicklung entworfen werden. Hierbei wurden die Zukaufteile direkt als 3D-CAD-Objekte vom Hersteller verwendet.

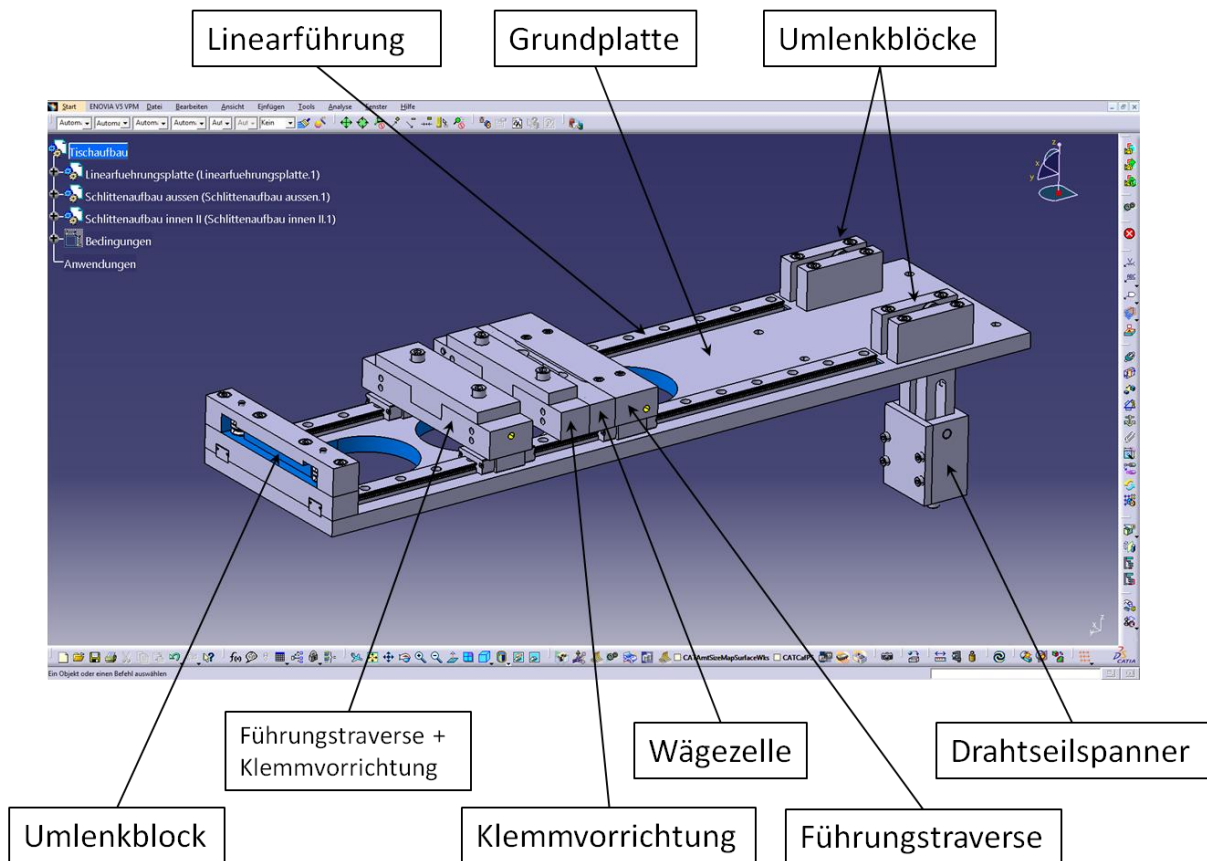


Abb. 19: Übersicht des Führungsaufbaus

In Abb. 19 ist zu sehen, dass der überwiegende Teil des Führungsaufbaus nicht aus kommerziell erhältlichen Teilen besteht. In den Umlenklöcken auf der rechten Seite befinden sich jeweils zwei zugekaufte Umlenkrollen des Zulieferers Misumi, im Umlenckblock auf der linken Seite weitere vier und im Drahtseilspanner eine weitere. Bei diesen Umlenkrollen handelt es sich um Kugellager einer kleinen Baugröße bei denen der Außenring deutlich dicker ausgeführt ist als bei herkömmlichen Kugellagern. Dieser Außenring verfügt außerdem über eine V-Nut, so dass das Kugellager direkt als Umlenkrolle

verwendet werden kann. Geführt werden sie bei Misumi unter dem Namen: „selbstausrichtende Kugellager“.

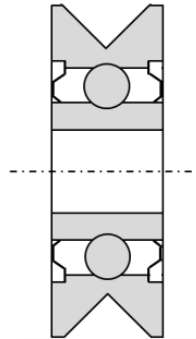
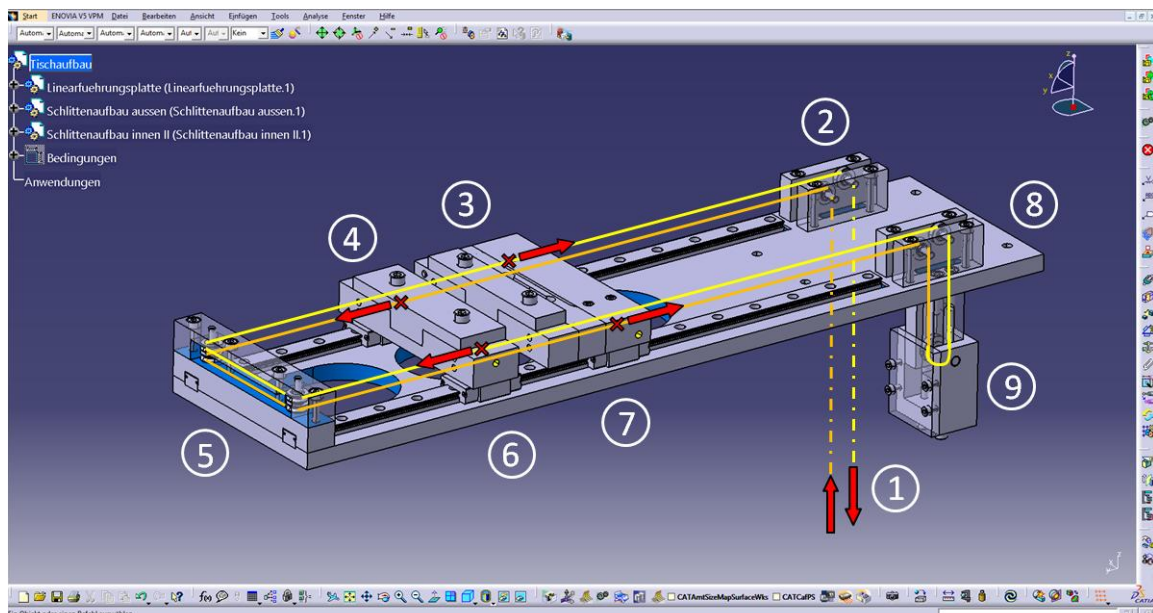


Abb. 20: Prinzipskizze der Umlenkrolle

Der Zulieferer beziffert die dynamische Tragzahl mit  $C_r = 542 \text{ N}$  und die statische Tragzahl mit  $C_0 = 186 \text{ N}$ . Da der Anwendungsfall als statisch angenommen werden kann, wird  $C_0$  betrachtet und nach Abgleich mit der zu erwartenden anliegenden Last von  $100 \text{ N}$  als ausreichend befunden.

Die Umlenkrollen liegen in gekapselter, lebensdauer geschmierter Ausführung vor. Weiterhin sind die Linearführungen und Führungswägen kommerziell erhältliche Bauteile. Die Grundplatte muss aufgrund der relativ großen Abmessungen extern gefertigt werden. Als Werkstoff für die verschiedenen Objekte wurden Aluminiumlegierungen ausgewählt, da sie über ein relativ geringes Eigengewicht verfügen und leicht zu bearbeiten sind. Das in Abb. 19 nicht zu erkennende Wirkprinzip des Seilzugsystems ist in Abb. 21 dargestellt.






-  = Fixierung des Drahtseils an den Führungstraversen
-  = Drahtseil Hinweg
-  = Drahtseil Rückweg

Abb. 21: Wirkprinzip des Seilzugs

Jede der beiden Führungstraversen, die Wägezelle und der Klemmblock verfügen über zwei übereinander liegenden Bohrungen entlang der Bewegungsrichtung der Schlitten, jeweils auf der rechten und auf der linken Seite, und zwar zentrisch zu den Umlenkrollen. Das Drahtseil ist an den Traversen gegengleich jeweils auf der einen Seite in der oberen und auf der anderen Seite in der unteren Bohrung durch eine seitlich eingesetzte Madenschraube fixiert. Zieht man gedanklich in Abb. 21 auf der rechten Seite an dem frei nach unten geführten, gestrichelt dargestellten, gelben Seil (symbolisiert mit einem roten Pfeil, (Abb. 21, Pos. 1), so würde sich das Seil nach unten bewegen. Folgt man dem Seil nach oben, wird es durch den Umlenkblock (Abb. 21, Pos. 2) nach links geführt und in die rechte Traverse (Abb. 21, Pos.3), in der es fixiert ist. Bedingt durch die Fixierung wird die rechte Traverse nach rechts bewegt. Folgt man dem gelben Seil weiter, bewegt man sich frei durch die Wägezelle, die rechte Klemmvorrichtung, weiter durch die linke Traverse (Abb. 21, Pos. 4), wird zweimal umgelenkt (Abb. 21, Pos. 5) und gelangt an der linken Traverse zu einer weiteren Fixierung (Abb. 21, Pos. 6). Bedingt durch die eingeleitete Zugkraft bewegt sich die linke Traverse nach links. Als nächstes führt das gelbe Seilstück weiter durch die rechte Klemmvorrichtung, die Wägezelle und die Traverse (Abb. 21, Pos. 7), wird am Umlenkblock nach unten umgelenkt (Abb. 21, Pos. 8) und in den Seilspanner geführt (Abb. 21, Pos. 9). Ab hier wird das Seil wieder zurück geführt und zur besseren Darstellung in der Skizze orange eingefärbt. Es wird wieder am rechten Rand durch den Umlenkblock geführt (Abb. 21, Pos. 8) und in der rechten Traverse in der Bohrung fixiert (Abb. 21, Pos. 7). Da die Bewegungsrichtung des orangen Drahtseils im Bildvordergrund von links nach rechts führt, wird die rechte Traverse nach rechts gezogen und verstärkt die eingehende erste Zugkraft. Das Seil wird weiter frei durch die Wägezelle und die Klemmvorrichtung durch die linke Traverse geführt (Abb. 21, Pos. 6), zweimal vom linken Umlenkblock umgelenkt (Abb. 21, Pos. 5) und wieder in die linke Traverse geführt (Abb. 21, Pos. 4), wo es ein weiteres Mal fixiert wird. Da die Bewegungsrichtung des orangen Seiles dort von rechts nach links führt, wird auch die auf die linke Traverse wirkende Kraft verstärkt und die Traverse nach links bewegt. Nun wird das orange Drahtseil frei durch die rechte Klemmvorrichtung, Wägezelle und Traverse geführt (Abb. 21, Pos. 3), am Umlenkblock nach unten gelenkt (Abb. 21, Pos. 2), wo es vorerst frei liegend endet.

## 6.2.2 Getriebekonstruktion

Die besondere Herausforderung für die Getriebekonstruktion wurde bereits in Kapitel 6.1.3 beschrieben. Und zwar sollte das Getriebe schaltbar sein und in jeder Schaltstufe über eine Schneckenstufe verfügen. Diese Schneckenstufe muss aufgrund des hohen Gleitreibungsanteils in jedem Fall im Betrieb zuverlässig mit Schmierstoff versorgt werden. Dazu kommt, dass das Getriebe wie in Kapitel 3 beschrieben in zwei Lagen arbeiten muss, die um  $90^\circ$  bezüglich der Achse des Deformationsweges als Rotationsachse verdreht zueinander liegen. Die letztendliche Lösung für diese Problemstellung wird in Abb. 22 gezeigt.

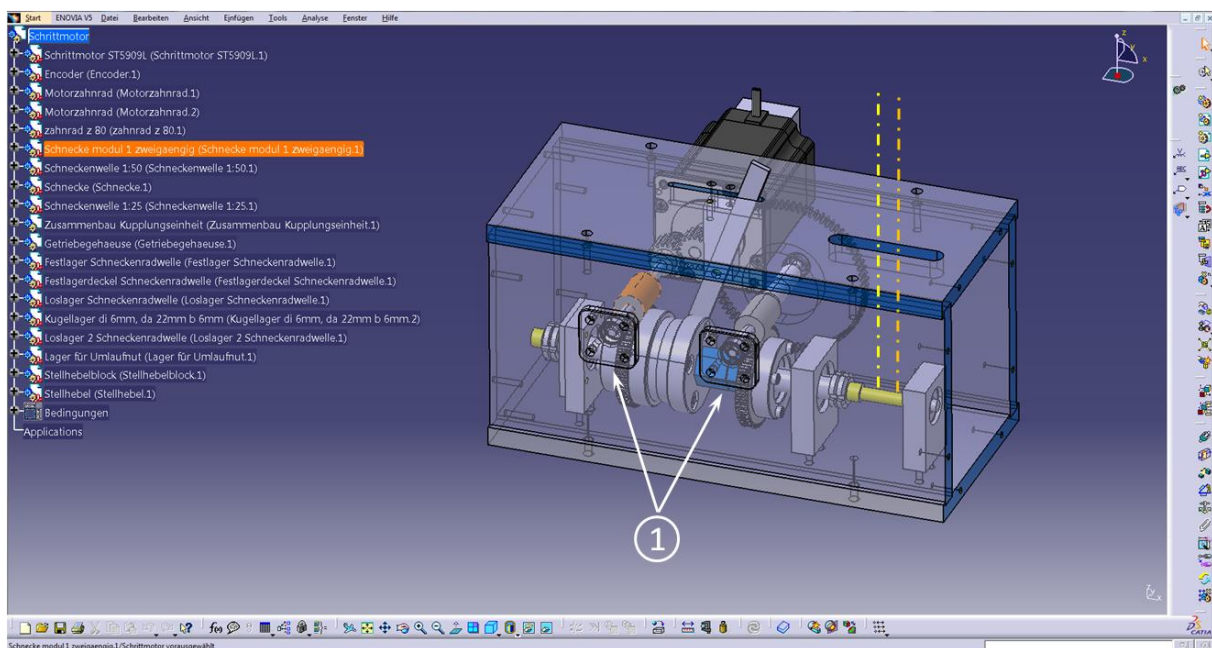


Abb. 22: Übersicht der Getriebelösung

Hier ist zu sehen, dass das Gehäuse eine sehr einfache Konstruktion aus vier Aluminiumplatten ist. Die obere und die untere Platte haben hierbei jeweils zwei durchgehend eingefräste Nuten, in die die Seitenwände eingesetzt werden. Anschließend werden die Teile gegeneinander verschraubt. Rechts und links ist das Getriebe offen dargestellt, in der späteren Ausführung sollen diese Öffnungen mit PMMA-Scheiben verschlossen werden, so dass der Ölstand im Getriebe jederzeit sichtbar ist.

Die obere Aluminiumplatte verfügt weiterhin über zwei eingefräste Schlitz. Der linke Schlitz ist die Durchführung für den Getriebestellhebel. Der rechte Schlitz dient der Drahtseildurchführung. Zur Verdeutlichung wurden zwei gestrichelte Linien eingezeichnet,

die eine Fortführung der freien Drahtseilenden aus Abb. 21 darstellen. Das Drahtseil wird im Getriebe am rechten Ende um die Abtriebswelle geschlungen. Die rechte Seite der Welle verfügt über ein metrisches Gewinde (Welle gelb eingefärbt, an Stellen an denen ein Gewinde vorgesehen ist) in das das Drahtseil eingelegt werden kann und das so als Seiltrommel fungiert.

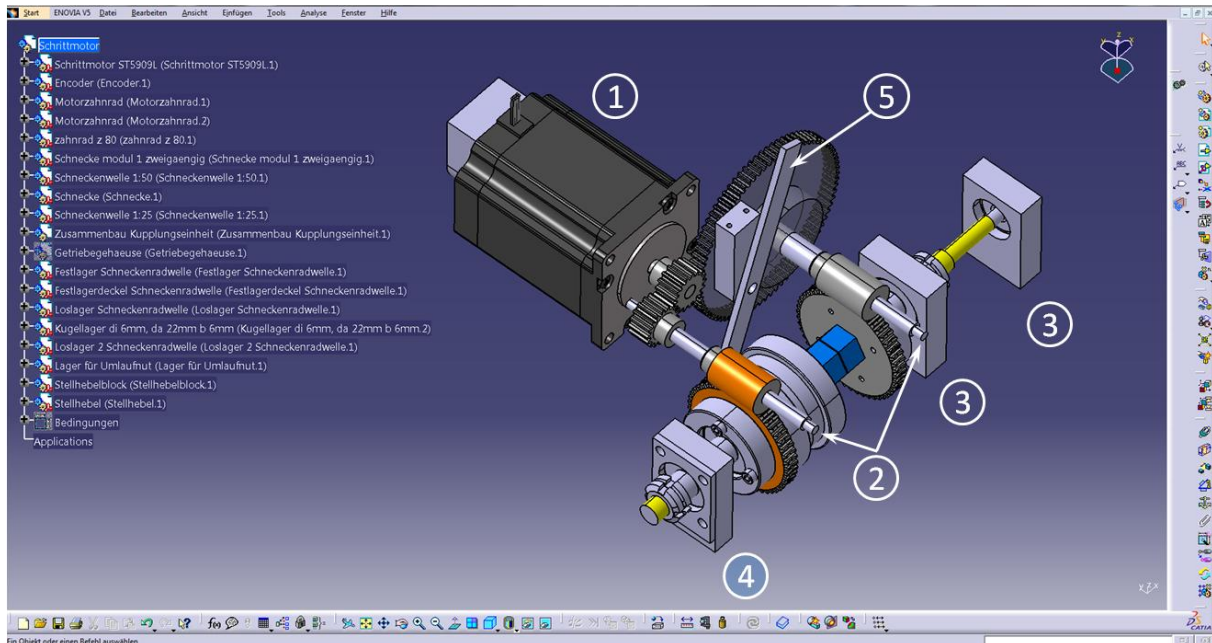


Abb. 23: Freigestellter Antriebsstrang

In Abb. 23 wurde das Gehäuse ausgeblendet und die Antriebskomponenten vergrößert. Auf der linken Seite oben ist der Elektromotor zu erkennen (Abb. 23, Pos. 1), der von außen an die hintere Seitenwand des Getriebegehäuses angeflanscht ist. Es wurde vorgesehen, die Kontur der Flanschfläche aus der Seitenwand zu fräsen und so ein Durchgangsloch herzustellen, das mindestens den Durchmesser des Motorritzels hat. Somit können der Motor und das Ritzel selbst im fertig montierten Zustand nach außen aus dem Getriebe gezogen und später wieder montiert werden, was der Wartungs- und Reparaturfreundlichkeit dient. Von dem Motorritzel werden die beiden „Schneckenwellen“ getrieben (Abb. 23, Pos. 2). Es handelt sich hierbei um Stahlwellen, auf die die hohl gebohrten Schnecken und jeweils ein Zahnrad aufgeschoben und verpresst sind. Die „Schneckenwellen“ sind direkt in den Seitenwänden des Getriebegehäuses mit einer angestellten Lagerung gelagert. Hierzu sind die Lager mittels eines Sacklochs in die motorseitige Getriebewand eingelassen, während auf der gegenüberliegenden Wand ein Durchgangsloch als Lagersitz fungiert. Wie bereits vorher zu

sehen war, sind auf der vorderen Seite des Getriebes zwei Deckel von außen angeflanscht (Abb. 22, Pos. 1). Diese verschließen und dichten zum Einen die Durchgangslöcher und dienen zum Anderen zur Einstellung des Lagerspiels der angestellten Lagerung.

Für die Abtriebswelle ist eine Fest-Los-Los-Lagerung vorgesehen. Hierbei dient der linke Lagerbock als Festlager (Abb. 23, Pos. 4) und die beiden rechten Lagerböcke als Loslager (Abb. 23, Pos. 3). Zu erkennen ist außerdem der Schalthebel (Abb. 23, Pos. 5), der die Kupplungsmuffe im späteren Betrieb verschieben soll. Der Schalthebel ist über ein Gelenk mit einem Lagerblock verbunden, welcher wiederum mit der oberen Aluminiumplatte des Gehäuses verschraubt ist. Die nähere Funktionsweise der Kupplung wird in Abb. 24 dargestellt.

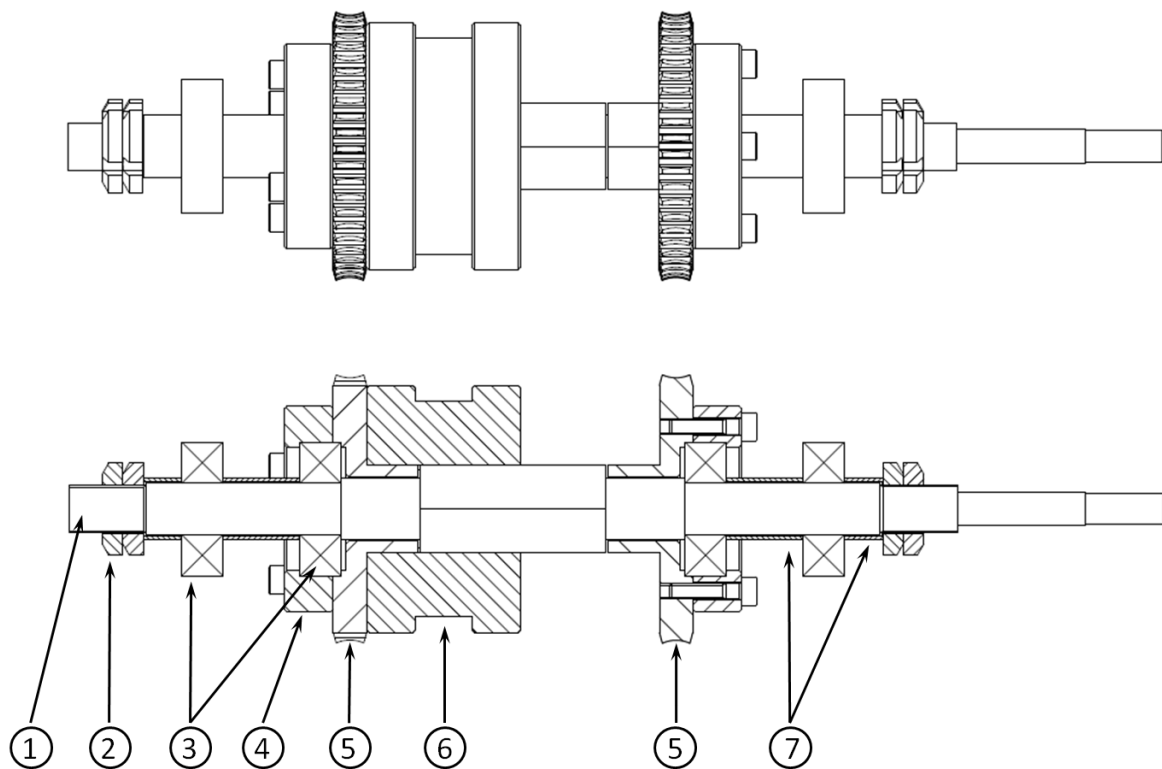


Abb. 24: Übersicht Abtriebswelle mit Kupplungseinheit

Bei der Abtriebswelle (Abb. 24, Pos. 1) handelt es sich um eine Welle, die aus einem Sechskantvollprofil gedreht werden soll. Die Kupplungsmuffe (Abb. 24, Pos. 6) soll aus einem Aluminiumrundmaterial gedreht werden, das axial eine durchgehende Sechskantausnehmung aufweist, und zwar in Übereinstimmung mit den Abmessungen des Sechskantstahlvollprofils. Durch diese Ausnehmung kann die Muffe, solange keine Last



anliegt, frei auf der Welle verschoben, aber - bedingt durch den Formschluss - nicht verdreht werden. Die Schneckenräder (Abb. 24, Pos. 5) sind mittels eines Kugellagers (Abb. 24, Pos. 3) frei drehbar auf der Abtriebswelle gelagert. Die Lager sind jeweils mit einer Halterungsmuffe (Abb. 24, Pos. 4) gegen das Schneckenrad verschraubt. Die Schneckenräder werden von der Firma Mädler in Bronzeausführung angeboten. Da in dieser Ausführung die Radbreite sehr gering ist, verfügt jedes Schneckenrad an einer Seite über einen Zylinder, der den Planlauf sicherstellt. Es wurde vorgesehen aus diesen Zylindern jeweils eine Sechskantform herauszufräsen, die ebenfalls den Abmessungen des Vollprofils entspricht. Die Kupplungsmuffe ist so breit, dass sie, in die Endlagen geschoben, sowohl ein Schneckenrad als auch einen Teil der Welle umschließt und somit einen Formschluss zur Kraftübertragung vom Schneckenrad zur Abtriebswelle herstellt. Damit die Lager nicht auf der Welle wandern sind sie gegeneinander mit Distanzhülsen (Abb. 24, Pos. 7) abgestützt und am Ende mit jeweils zwei gekonterten Nutmuttern (Abb. 24, Pos. 2) verschraubt.

### 6.2.3 Gesamtzusammenbau

Der Tischaufbau und das Getriebe wurden relativ autonom voneinander entwickelt, da die Kupplung der beiden Baugruppen über das Drahtseil relativ viel Spielraum in der Positionierung zueinander zulässt. Um diese beiden Baugruppen zu vereinen, wurde ein Gerüst aus Aluminium-Strebenprofilen angestrebt, besser bekannt unter dem Handelsnamen „Bosch Rexroth Profil“. Der große Vorteil, den diese Profile bieten, ist die Flexibilität. Jedes Profil verfügt im Querschnitt an jeder Seite über eine durchgehende Nut, in die z.B. Nutensteine eingesetzt werden können mit deren Hilfe sehr leicht Objekte oder Halterungen montiert werden können. Bei einem Nutenstein handelt es sich um ein Aluminiumformteil, das genau auf die Profilmutter abgestimmt ist und das in der Mitte, senkrecht zur Nut, ein Gewindeloch aufweist. Dazu passend sind entweder Würfel- oder Winkelverbinder erhältlich, so dass die Profile sehr schnell, genau und gleichzeitig mit hoher Stabilität miteinander verbunden werden können.

In Abb. 25 und Abb. 26 ist der fertige Strebenprofilwürfel zu sehen. Der Würfel wurde so bemessen, dass der Tischaufbau genau in der Arbeitshöhe des FT-IR-Mikroskops und des FT-IR-Spektrometers liegt. Zu erkennen ist auch, dass dem Aufbau zwei Komponenten zugefügt wurden. Am unteren Rand befindet sich ein graues Kästchen (Abb. 25, Pos. 1), welches die Kontur der Motorsteuereinheit SMCI33-1 hat und als Platzhalter dient. Am rechten Rand ist



ein weiterer großer Kasten erkennbar (Abb. 25, Pos. 2) welcher den Platzhalter für das Motornetzteil inklusive Trageplatte darstellt.

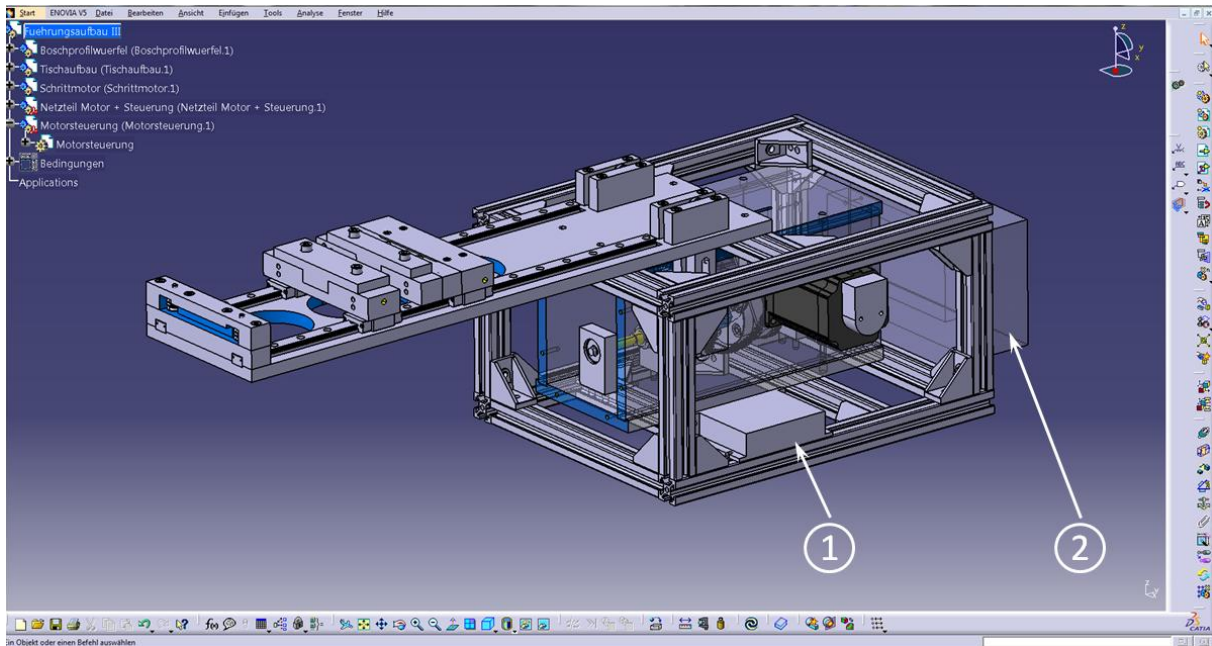


Abb. 25: Gesamtzusammenbau der Zugprüfeinrichtung, Ansicht 1

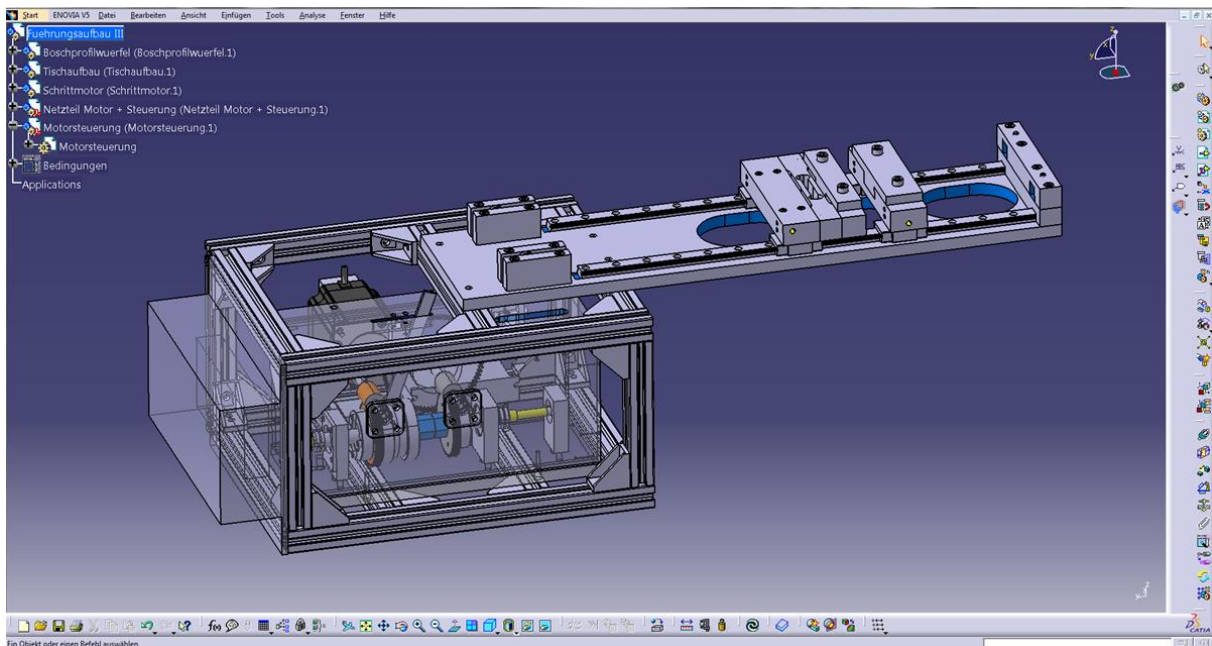


Abb. 26: Gesamtzusammenbau der Zugprüfeinrichtung, Ansicht 2

In den beiden Abbildungen sind die Positionen des NI-USB 6008, der DMS-Verstärkerschaltung und des Verstärkerschaltungsnetzteils, sowie die sämtlicher Verkabelung noch nicht dargestellt.

## 6.2.4 Dimensionierung der Wägezelle

Die Kraftmessung soll mittels einer Plattformwägezelle umgesetzt werden, welche zwischen der Traverse und der Klemmvorrichtung verschraubt wird. Hierbei wird die Wägezelle auf der einen Seite an der Traverse und an der anderen Seite an der Klemmvorrichtung befestigt, wodurch sich eine S-förmige Geometrie ergibt, siehe zur Verdeutlichung Abb. 27. Die roten Pfeile stellen die Belastung dar, der obere Quader die Klemmvorrichtung (Abb. 27, Pos. 1), der in der Mitte die Wägezelle (Abb. 27, Pos. 2) und der Quader darunter die Führungstraverse (Abb. 27, Pos. 3). Verbunden werden die Bauteile mit Innensechskantschrauben (Abb. 27, Pos. 4). Damit auch Druckkräfte ermittelt werden können, befinden sich Distanzstücke zwischen den Montagestellen (Abb. 27, Pos. 5). Im Hintergrund werden die Linearführungen gestrichelt angedeutet (Abb. 27, Pos. 6).

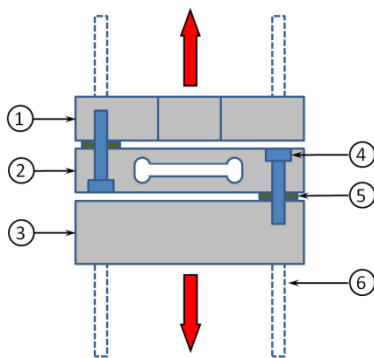


Abb. 27: Prinzipskizze der Wägezellenmontage

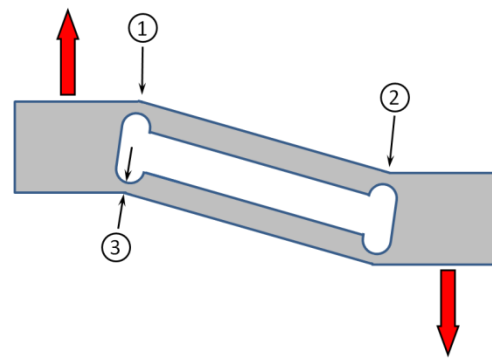


Abb. 28: Prinzipskizze der Wägezellendeformation

Aufgrund der Wägezellegeometrie kommt es bei einer Deformation in Auslenkungsrichtung nicht zu einem Verbiegen der Wägezelle als Ganzes sondern an Stellen, an denen der Werkstoff eine Streckung erfährt zu einer Positivbiegung (z.B. Abb. 28, Pos. 1) und an Stellen, an denen er eine Stauchung erfährt zu einer Negativbiegung (z.B. Abb. 28, Pos. 2). Bedingt durch die entgegengesetzte Verbiegung auf jeder Seite kommt es nicht zu einer Verdrehung der Klemmvorrichtung, sondern zu einer Parallelverschiebung.

Die verbleibenden Stegbreiten der Ausnehmungen der Wägezelle (z.B. Abb. 28, Pos. 3) müssen so bestimmt werden, dass bei der angelegten Last die maximale Dehnung der DMS nicht überschritten wird (der Hersteller gibt diese mit 2 % an). Gleichzeitig darf der linearelastische Bereich des Wägezellenwerkstoffes nicht verlassen werden. Als Werkstoff

wurde ein Aluminium des Typs AW-7020 ausgewählt. Nach Roloff/Matek<sup>21a</sup> verfügt dieser über eine Streckgrenze von  $R_{p0,2} = 290 \text{ N/mm}^2$ .

Die Geometrie wurde in weiterer Folge mit dem „Finite Elemente Modul“ von Catia untersucht. Da im späteren Prüfbetrieb ein unbeabsichtigtes Überschreiten der maximalen Last nicht auszuschließen war, und eine wesentliche Überschreitung die Zerstörung der Wägezelle zur Folge hätte, wurde für die anliegende Last ein Sicherheitsfaktor von 2 gewählt. Die Stegbreiten wurden iterativ so modifiziert, bis bei einer Last von 200 N die Streckgrenze leicht unterschritten wurde. Wie in Abb. 29 zu erkennen ist, lag die Mises-Vergleichsspannung an der Stelle der höchsten Verformung bei  $2,77 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ , also  $277 \text{ N/mm}^2$ .

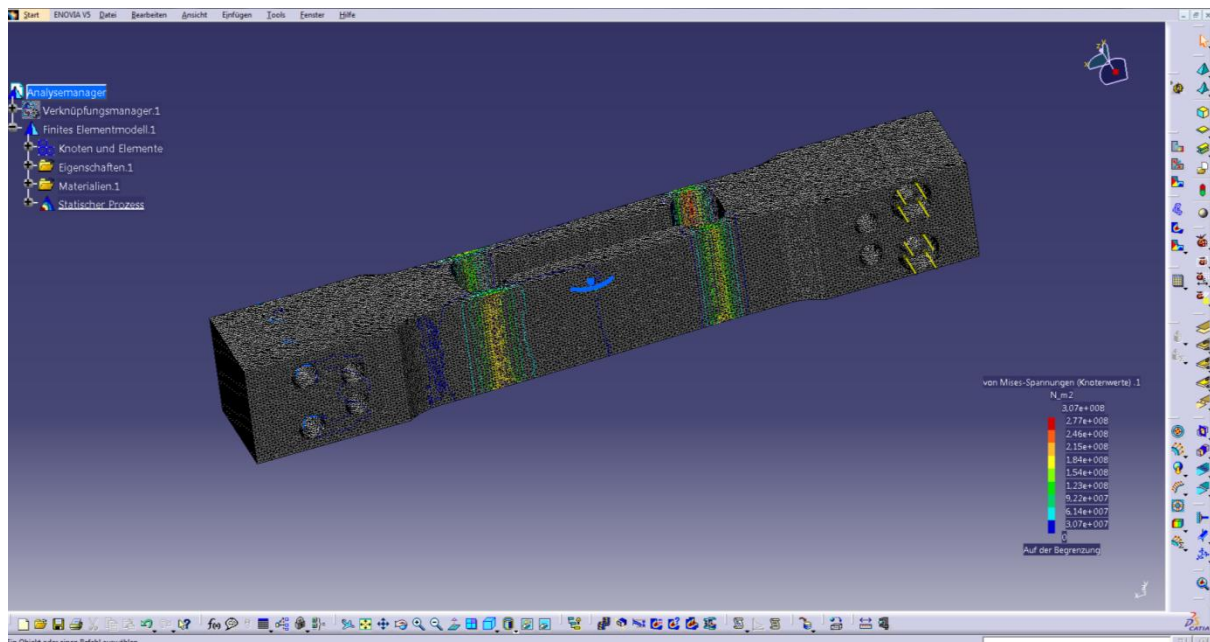


Abb. 29: FE-Analyse der Wägezelle bei einer Last von 200 N

Anschließend wurde eine weitere Untersuchung mit 100 N Last durchgeführt (Abb. 30). Hierbei lag die Mises-Vergleichsspannung bei  $138 \text{ N/mm}^2$ .

Für die Belastung mit 200 N wird nun die Dehnung der Oberfläche abgeschätzt. Hierzu wird ein E-Modul für Aluminium von  $70'000 \text{ N/mm}^2$  angenommen. Da eine Spannung von  $277 \text{ N/mm}^2$  vorliegt kann unter der idealisierten Annahme, dass die Belastung im linear elastischen Bereich stattfindet, eine Dehnung von ca. 0,4% abgeschätzt werden. Die

vorherrschende Dehnung des Werkstoffes der Wägezelle beträgt demnach ein Fünftel der maximal ertragbaren Dehnung der DMS.

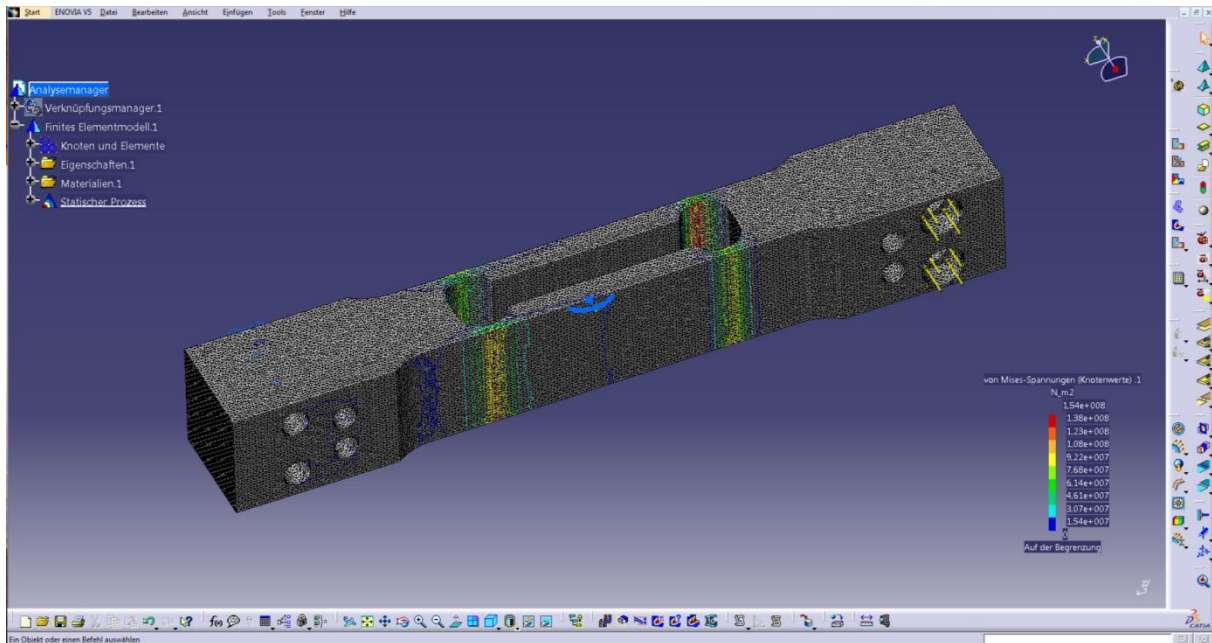


Abb. 30: FE-Analyse der Wägezelle bei einer Last von 100 N

### 6.3 Nachrechnung der Bauteile

Der Festigkeitsnachweis wurde so weit wie möglich über ein Berechnungsprogramm für Maschinenelemente ausgeführt. Es handelt sich hierbei um das Programm KISSsoft<sup>22</sup> für welches der TU Wien eine Lizenz für den akademischen Gebrauch vorliegt. Im Folgenden ist eine Übersicht über die Ergebnisse dargestellt, die Berechnungsprotokolle befinden sich im Anhang. Die Lagerlebensdauern wurden ebenfalls mittels KISSsoft berechnet, wohingegen die Presssitze nach Roloff/Matek berechnet wurden<sup>21b</sup>.

#### 6.3.1 Tischaufbau

Die Linearführungsstützplatte ist, bedingt durch die Seilkräfte (symbolisiert durch rote Kreise mit Kreuz in Abb. 31), einer Biegebelastung ausgesetzt. Da die Wägezelle bereits auf 200 N Last ausgelegt wurde, wird pro Seil eine Kraft von 100 N angenommen.

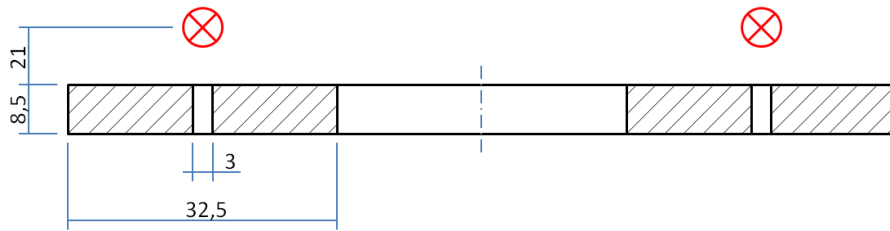


Abb. 31: Skizze des Querschnitts der Linearführungsstützplatte (schwächster Querschnitt)

Bei der Berechnung wird aus Geometrie Gründen lediglich eine Seite berechnet. Für das Widerstandsmoment gilt:

(21)<sup>18c</sup>

$$W_B = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$W_B$ : Widerstandsmoment

$b$ : Breite

$h$ : Höhe

$$= \frac{29,5\text{mm} \cdot (8,5\text{mm})^2}{6}$$

$$= 355,22\text{mm}^3$$

Das auftretende Biegemoment folgt aus:

(22)

$$M_B = F \cdot l$$

$M_B$ : Biegemoment

$F$ : Kraft

$l$ : Hebellänge

$$= 100\text{N} \cdot 25,25\text{mm}$$

$$= 2525\text{Nmm}$$

Die maximale Biegespannung im Querschnitt ergibt sich zu:

(23)<sup>18d</sup>

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B}$$

$\sigma_B$ : Biegespannung

$$= \frac{2525\text{Nmm}}{355,22\text{mm}^3}$$

$$= 7,10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Das Tabellenwerk von Rolof/Matek gibt Aufschluss, dass die Streckgrenze  $R_{p0,2}$  für einen AW 6082 bei  $230 \text{ N/mm}^2$  liegt.<sup>21e</sup> Die auftretende Randfaserspannung beträgt somit 3% des zulässigen Wertes und wird somit als unproblematisch erachtet.

Es folgt die maximale Durchbiegung der Stützplatte unter der Annahme, dass das Flächenmoment konstant vorliegt:

$$(24)^{18c} \quad I_y = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad I_y: \text{Flächenmoment}$$

$$= \frac{29,5\text{mm} \cdot (8,5\text{mm})^3}{12}$$

$$= 1509,72\text{mm}^4$$

$$(25)^{18e} \quad f = \frac{M_B \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I_y} \quad \begin{array}{l} f: \text{maximale Durchbiegung} \\ E: \text{E-Modul} \\ l: \text{Länge der Stützplatte} \end{array}$$

$$= \frac{2525\text{Nmm} \cdot (350\text{mm})^2}{2 \cdot 70000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1509,72\text{mm}^4}$$

$$= 1,46\text{mm}$$

Zu beachten ist hierbei, dass die Stützplatte bei von oben wirkender Seilkraft keine Absenkung erfährt, sondern eine Auslenkung nach oben. Diese Auslenkung ist mit einem Betrag von knapp 1,5 mm mit bloßem Auge erkennbar. Interessant ist jedoch, ob sie auch eine signifikante Verkipfung der Probe zur Folge hat.

$$(26)^{18e} \quad \alpha = \frac{M_B \cdot l}{E \cdot I_y} \quad \alpha: \text{Neigungswinkel}$$

$$= \frac{2525\text{Nmm} \cdot 350\text{mm}}{70000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1509,72\text{mm}^4}$$

$$= 0,008^\circ$$

Dieser Neigungswinkel ist nicht von signifikanter Größe.

### 6.3.2 Wellenberechnung

Die Berechnung der Wellenfestigkeit erfolgt nach DIN 743.

#### Antriebswelle mit Schnecke 25:1

Bei der Antriebswelle handelt es sich um eine glatte Welle die nur über zwei Absätze für die angestellte Lagerung verfügt (Abb. 32). Als Material wurde von einem demontierten Drucker eine Stahl-Linearführung des Druckkopfes verwendet. Auf der Welle ist eine zweigängige Hohlachse (Abb. 32, Pos. 1) und ein Stirnzahnrad (Abb. 32, Pos. 2) montiert. Die Kraftübertragung wurde jeweils über einen Presssitz realisiert. Die Schnecke ist 24 mm lang, in der Skizze erscheint sie allerdings relativ kurz. Dies liegt daran, dass im Berechnungsprogramm nicht die realen Konturen der Schnecke und des Zahnrades eingetragen werden, sondern nur der Bereich, auf der die Kraftübertragung im Zahneingriff stattfindet.

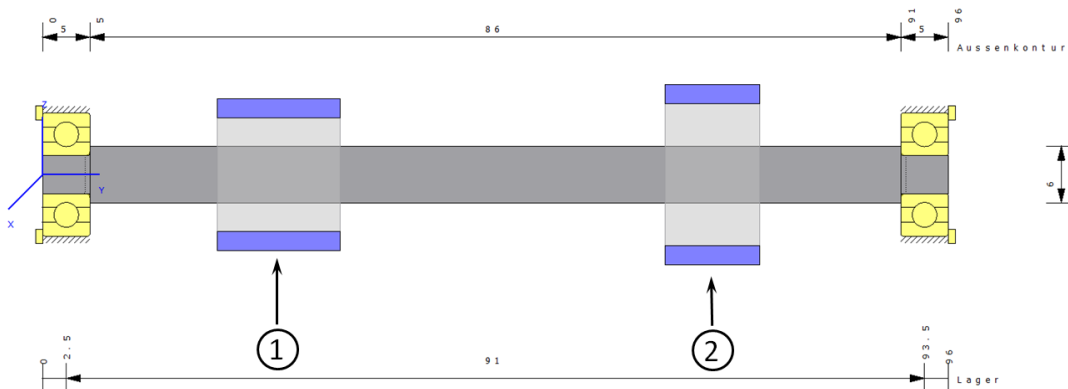


Abb. 32: Welle mit Schnecke 25:1

Die Kräfte (Abb. 33), Biegemomente (Abb. 34), Biegelinien (Abb. 35) und die Vergleichsspannung (Abb. 36) wurden mit Hilfe des Programms berechnet und grafisch dargestellt.



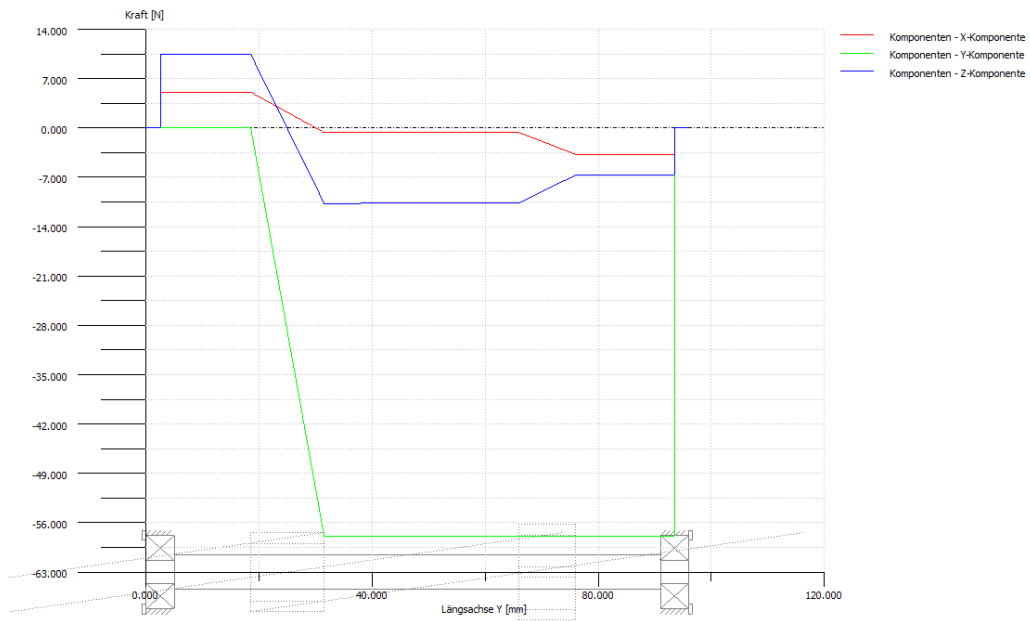


Abb. 33: Welle mit Schnecke 25:1 – Kraftverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

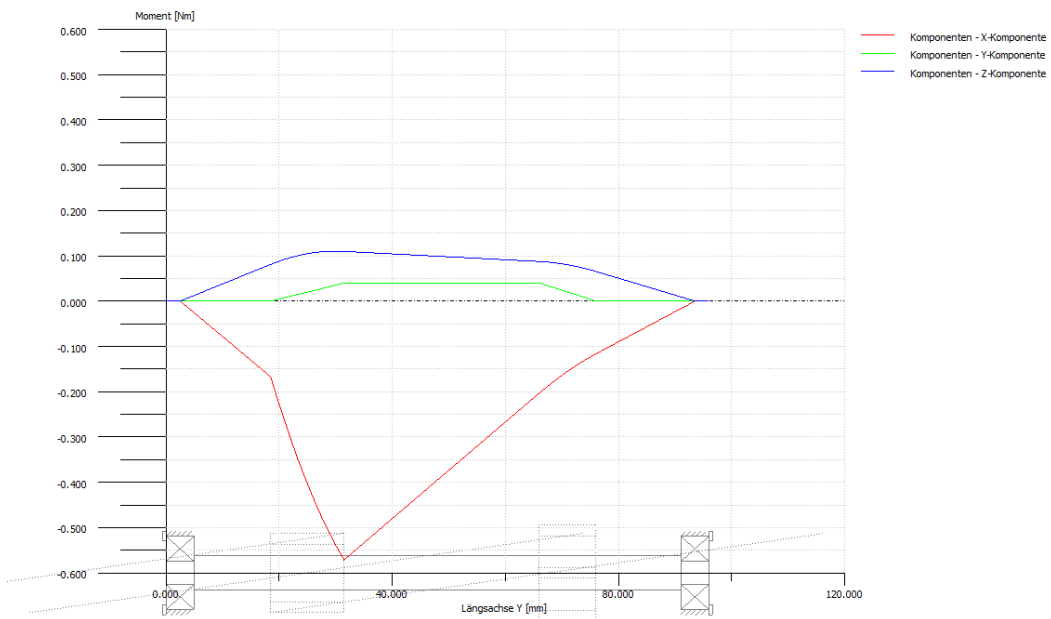


Abb. 34: Welle mit Schnecke 25:1 – Biegemomentverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y



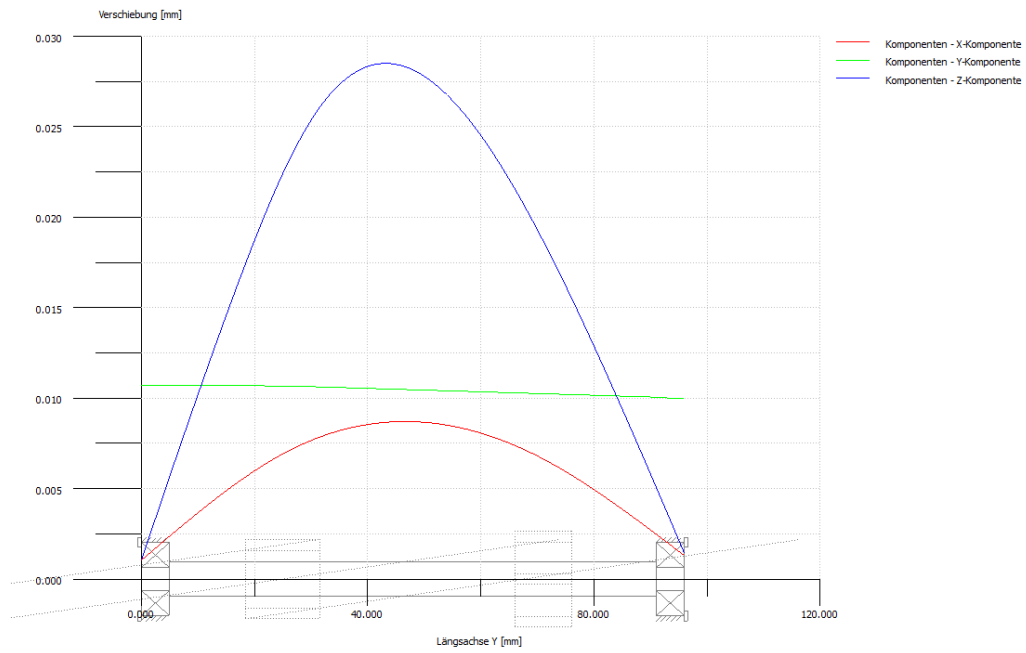


Abb. 35: Welle mit Schnecke 25:1 – Biegelinien der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

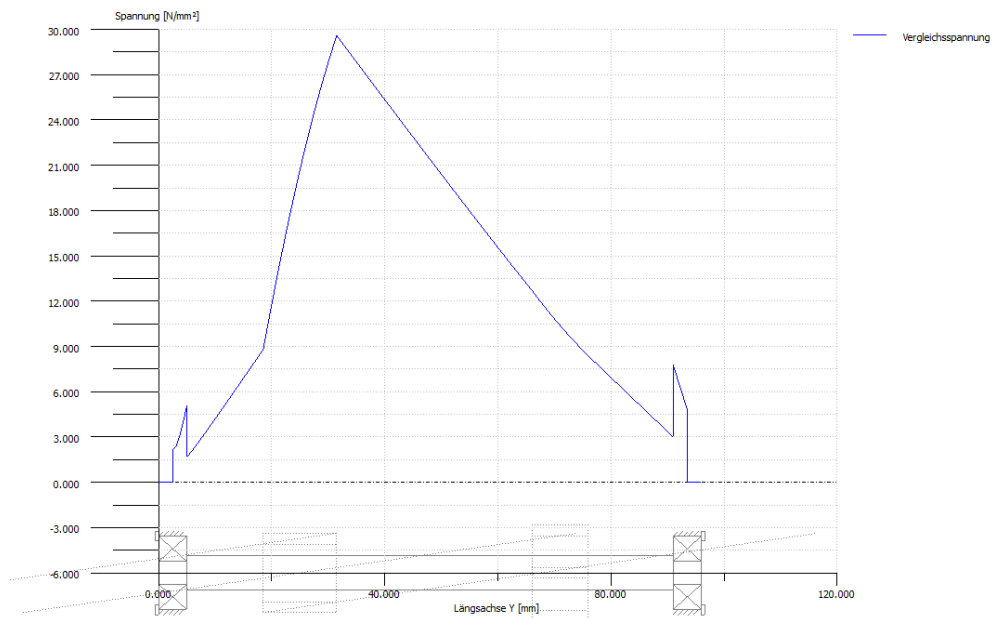


Abb. 36: Welle mit Schnecke 25:1 – Vergleichsspannung über die Längsachse y

Folgende Werte resultierten für die Festigkeitsberechnung der Welle nach DIN 743, immer bezogen auf eine definierte Position Y (ausgehend vom linken Wellenrand):

Minimum Sicherheit Dauerfestigkeit: **8.51** (Y = 31.50 mm)

Erforderliche Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.20

Minimum Sicherheit Streckgrenze: **12.70** (Y = 31.50 mm)

Erforderliche Sicherheit Streckgrenze: 1.20

Die vorhandene minimale Sicherheit gegen Dauerbruch und Fließen liegt deutlich über dem geforderten üblichen Wert von 1,2. Das Programm berechnet über den angegebenen Punkt Y hinaus auch alle anderen Positionen der Welle und gibt einen detaillierten Überblick über die Festigkeit an den verschiedenen Stellen. Das gesamte Protokoll ist im Anhang zu finden (Kapitel 15.2).

### **Antriebswelle mit Schnecke 50:1**

Diese Welle besteht aus einem unlegierten Stahl: C45. Ihr Durchmesser ist etwas größer als jener der ersten Welle, da die Wellenbohrung des montierten Zahnrads aufgrund seines Durchmessers größer ist (Abb. 37, Pos.2). Des Weiteren befindet sich eine eingängige Schnecke auf der Welle (Abb. 37, Pos.1), die zusammen mit ihrem Gegenpart eine Untersetzung von 50:1 realisiert. Sowohl die Hohlschnecke als auch das Stirnrad sind mittels Presssitz fixiert.

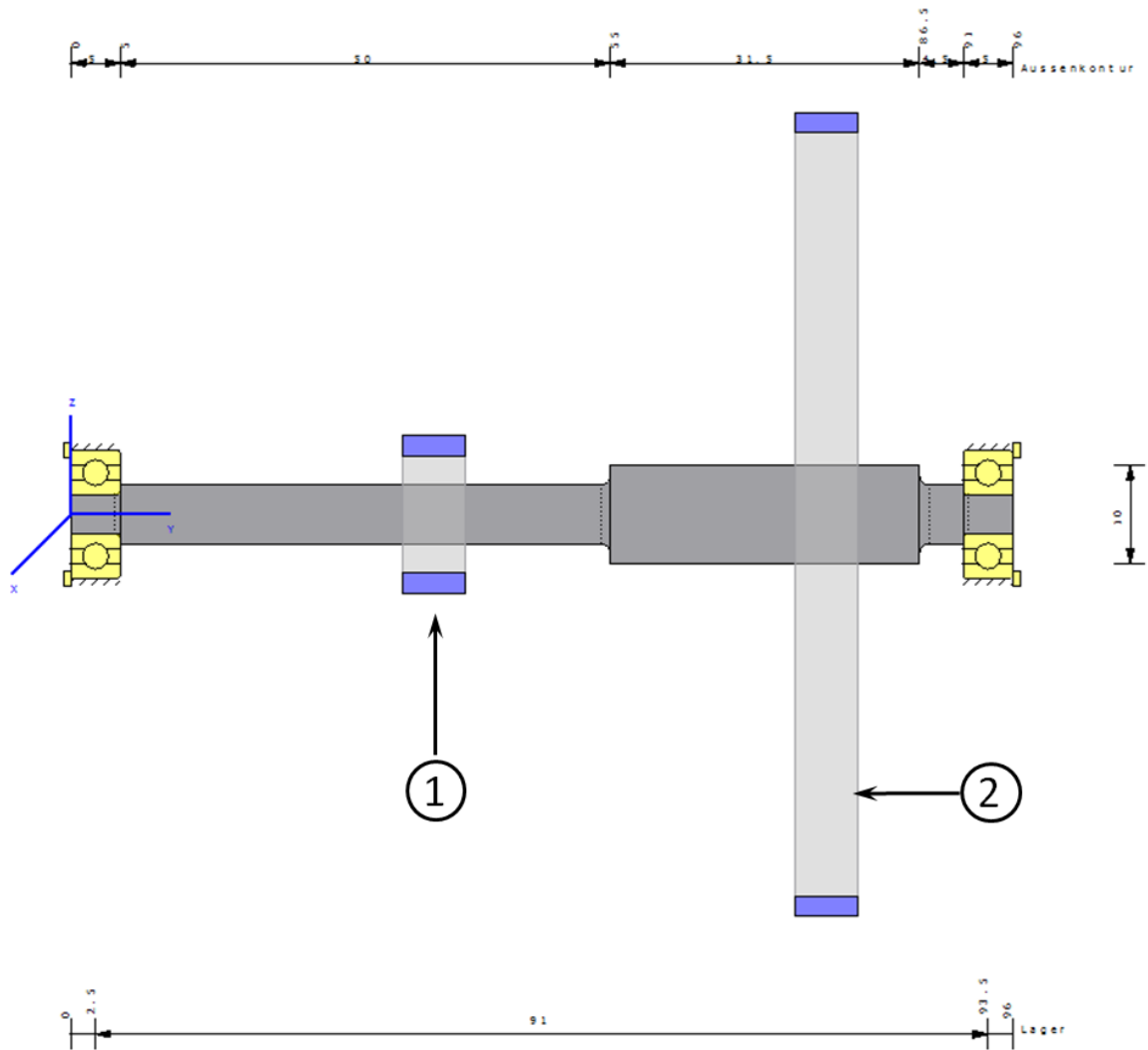


Abb. 37: Welle mit Schnecke 50:1

Die Kraftverläufe (Abb. 38), Momentenverläufe (Abb. 39), die Biegelinien (Abb. 40) und die Vergleichsspannung (Abb. 41) sind im Folgenden gezeigt.

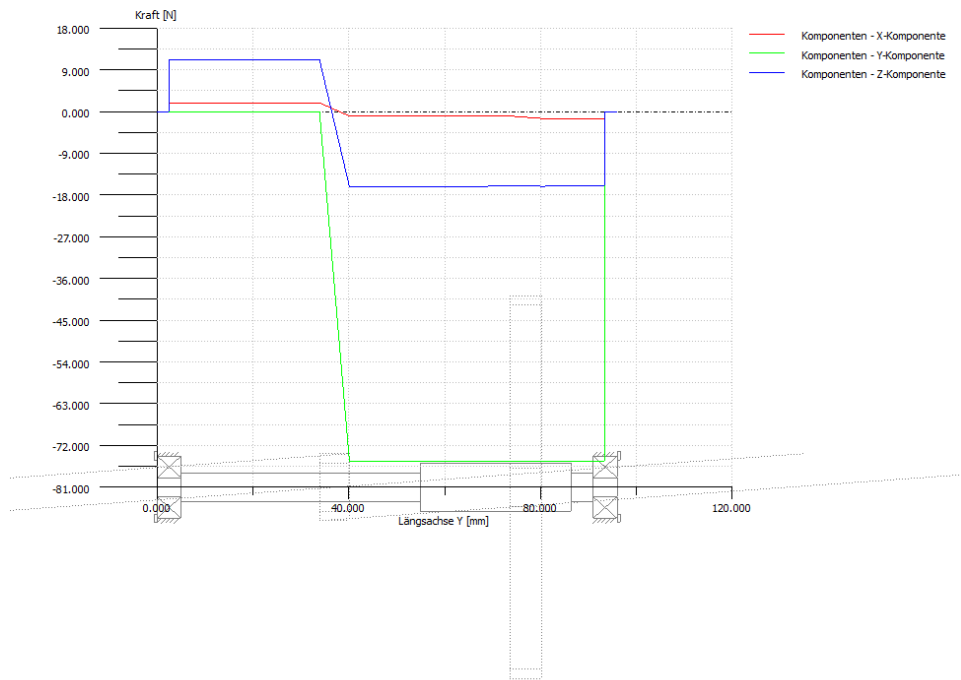


Abb. 38: Welle mit Schnecke 50:1 – Kraftverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

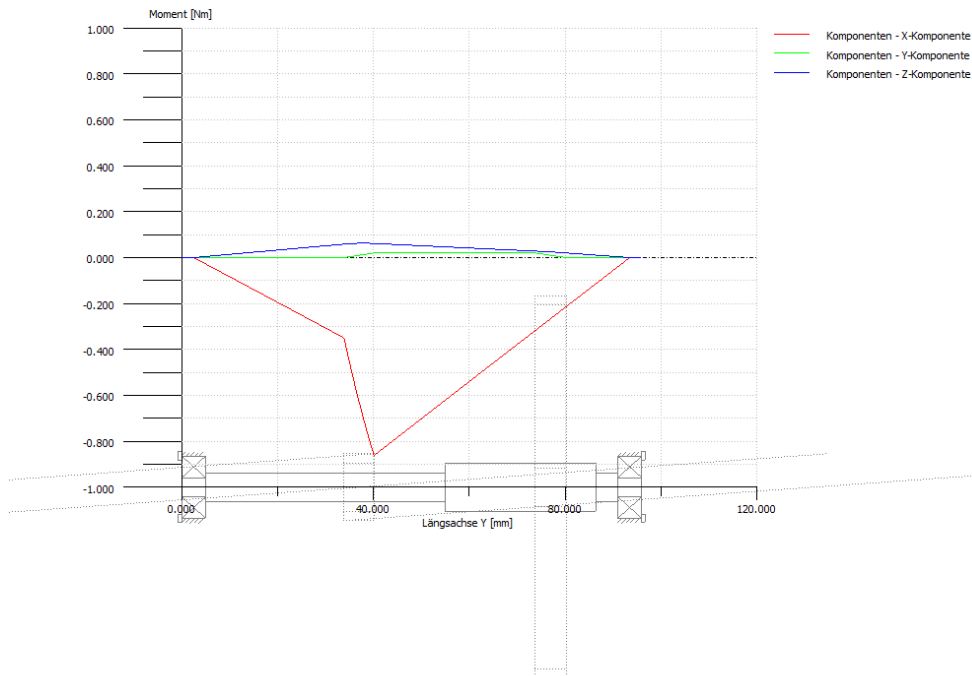


Abb. 39: Welle mit Schnecke 50:1 – Momentverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

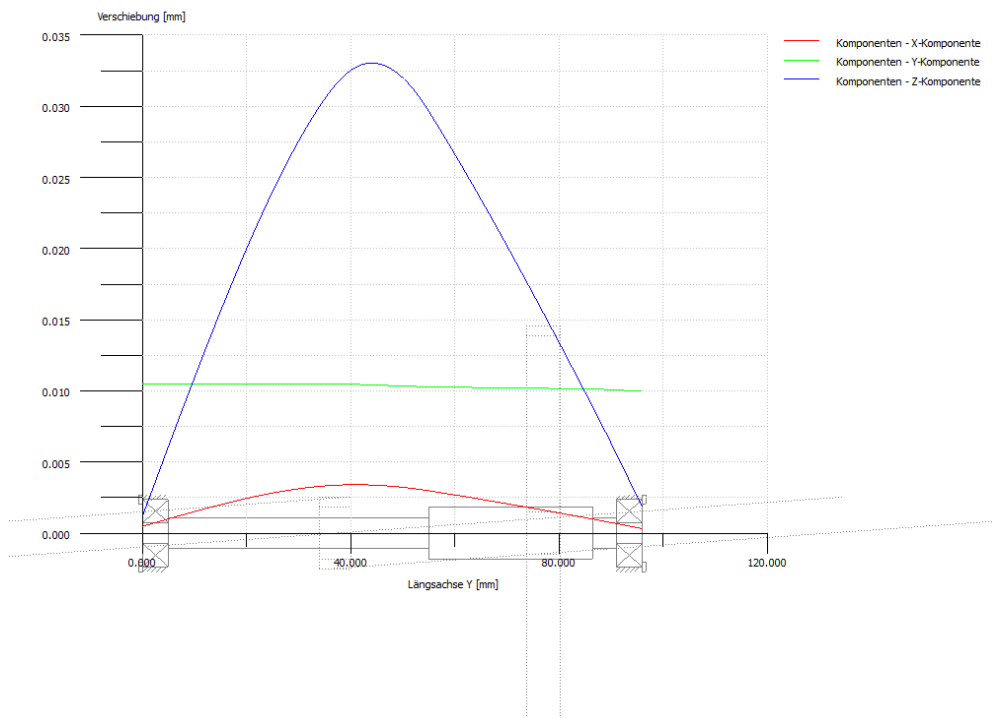


Abb. 40: Welle mit Schnecke 50:1 – Biegelinien der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

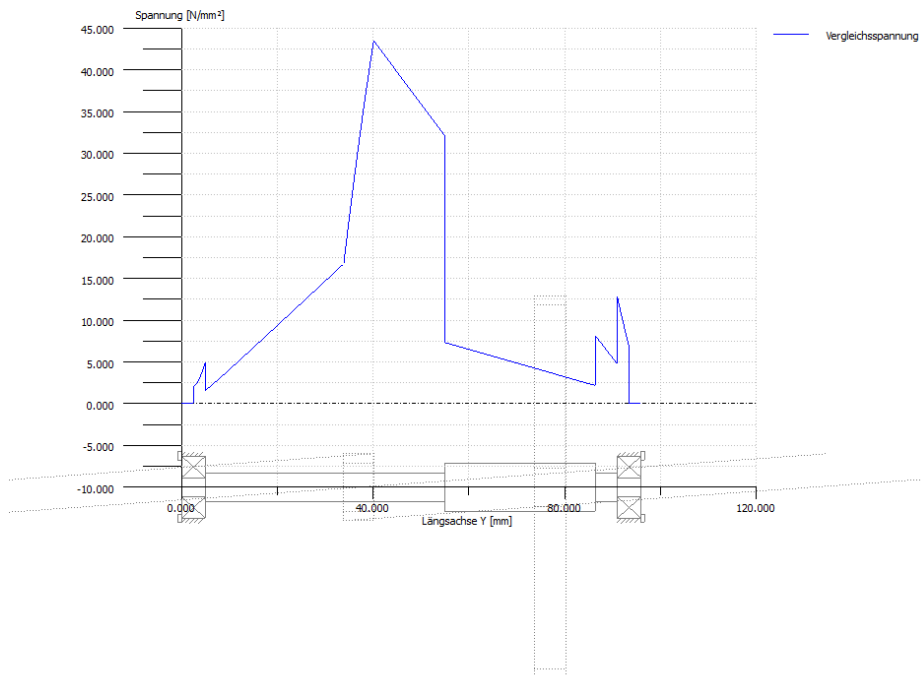


Abb. 41: Welle mit Schnecke 50:1 – Vergleichsspannung über die Längsachse y

Für die Festigkeitsberechnung nach DIN 743 wurden folgende Resultate ermittelt:

Minimum Sicherheit Dauerfestigkeit: **6.84** ( $Y = 40.13 \text{ mm}$ )

Erforderliche Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.20

Minimum Sicherheit Streckgrenze: **9.21** ( $Y = 40.13 \text{ mm}$ )

Erforderliche Sicherheit Streckgrenze: 1.20

Auch hier liegt die vorhandene Sicherheit gegen Dauerbruch und gegen Fließen deutlich über dem geforderten minimalen Wert. Das vollständige Protokoll ist im Anhang zu finden (Kapitel 15.3).

### **Abtriebswelle**

Die Abtriebswelle, auf der die Kupplungseinheit sitzt, wurde ebenfalls aus einem unlegierten Stahl gefertigt (C45). Die Welle ist mittels eines Festlagers (Abb. 42, Pos. 1) und zweier Loslager (Abb. 42, Pos. 2 und 3) gelagert. Das äußere Loslager (Abb. 42, Pos. 3) wird benötigt, da im Gewinde (Abb. 42, Pos. 4) eine exzentrische Seilkraft (Abb. 42, Pos. 5) angreift, die bei nur einseitiger Lagerung des Wellenendes zur Deformation und in weiterer Folge zur Zerstörung der Welle führen würde. In der Mitte der Welle sitzt eine Querbohrung (Abb. 42, Pos. 6). Diese dient zur Befestigung des Sechskantelements (Abb. 51, Pos. 2) und damit zur Kraftübertragung der Schneckenräder auf die Abtriebswelle. Es folgt, dass das Antriebsmoment zentrisch in der gleichen Höhe angreifen muss (Abb. 42, Pos. 7). Die zusätzlich eingezeichneten Kräfte (Abb. 42, Pos. 8) sind die Radialkräfte der treibenden Schnecken auf die Schneckenräder, die mittels entsprechender Kugellager (hier nicht eingezeichnet) auf die Abtriebswelle wirken. Die Größe dieser Kräfte wurden aus Abb. 33 und Abb. 38 entnommen. Es sind noch zwei weitere Gewinde in der Abbildung zu erkennen (Abb. 42, Pos. 9). Sie dienen zum Aufschrauben von Nutmuttern, welche die verschiedenen Wellenelemente mit Hilfe von Hülsen gegeneinander abstützen und gegen Verschieben sichern.

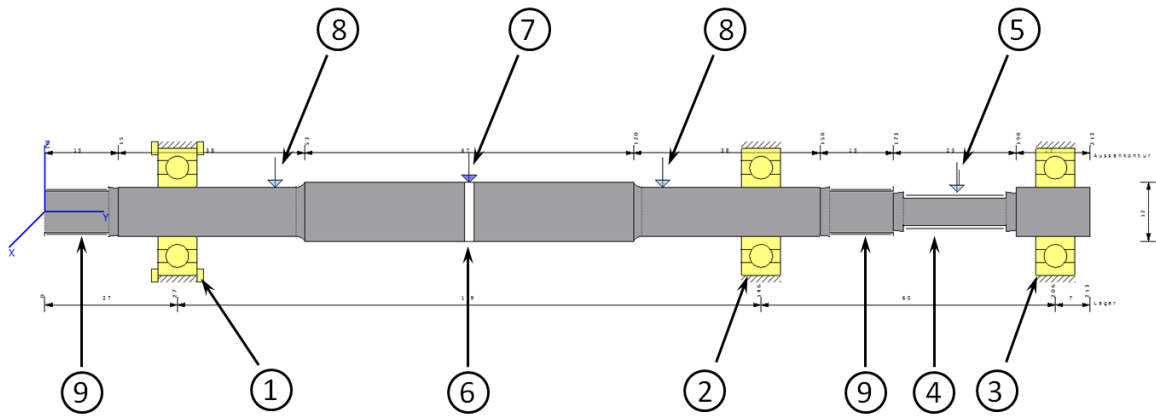


Abb. 42: KISSsoft Skizze - Abtriebswelle

Es folgen die von KISSsoft berechneten Kraftverläufe (Abb. 43), Momentenverläufe (Abb. 44), Biegelinien (Abb. 45) und die Vergleichsspannung (Abb. 46).

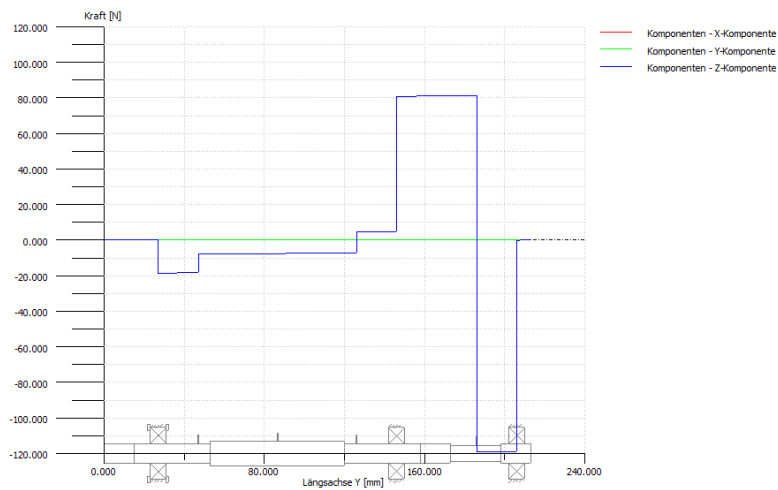


Abb. 43: Abtriebswelle – Kraftverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

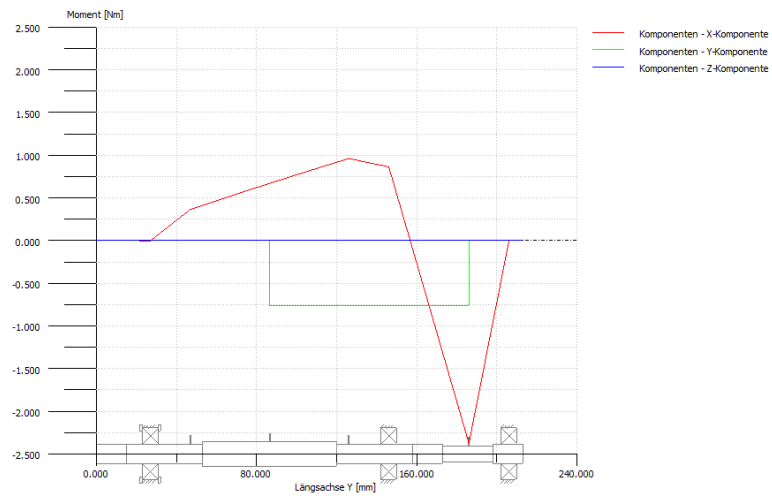


Abb. 44: Abtriebswelle – Momentenverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y

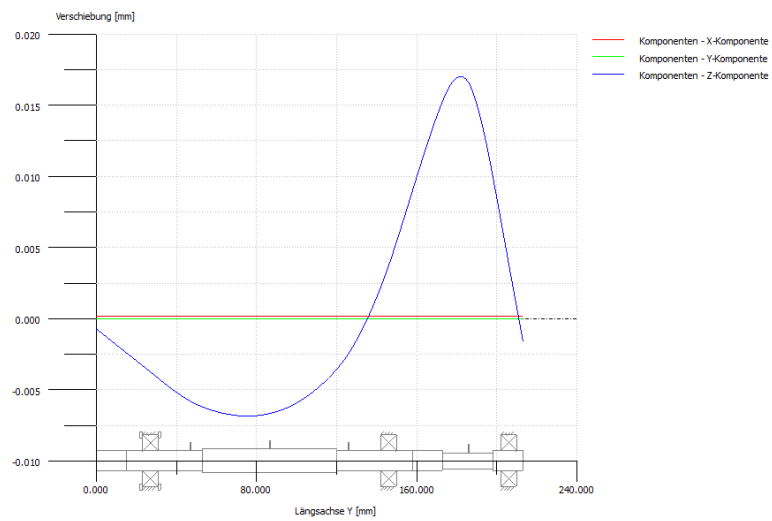


Abb. 45: Abtriebswelle – Biegelinien der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y



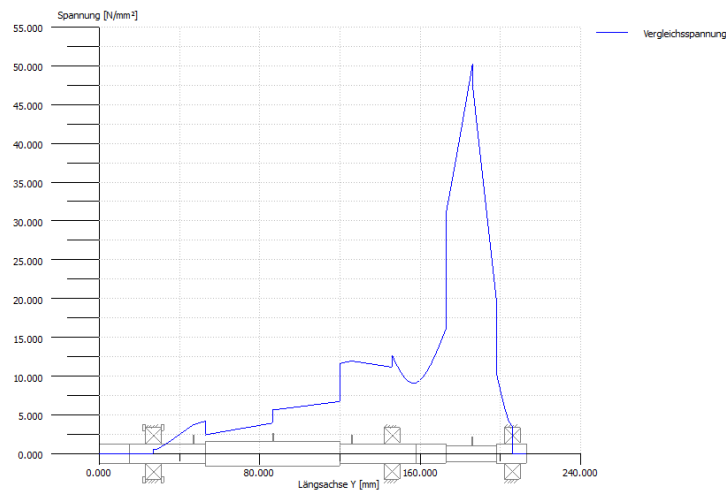


Abb. 46: Abtriebswelle – Vergleichsspannung über die Längsachse y

Die Wellenberechnung nach DIN 743 lieferte folgende Ergebnisse:

Minimum Sicherheit Dauerfestigkeit: **1.41** (Y = 186.00)

Erforderliche Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.20

Minimum Sicherheit Streckgrenze: **2.40** (Y = 186.00)

Erforderliche Sicherheit Streckgrenze: 1.20

Die geforderten Sicherheiten wurden eingehalten, eine detaillierte Übersicht der Ergebnisse ist im Anhang einsehbar (Kapitel 15.4).

### 6.3.3 Lagerlebensdauer

Eine übliche Forderung für die Lebensdauer von Kugellagern liegt bei 10'000 Betriebsstunden. Bei der Berechnung der Lagerlebensdauer der drei Wellen ergab sich, dass diese gängige Forderung weit überschritten wird. Da die Kugellager sich im unteren Preissegment bewegen (ca. 5 € pro Stück) wurde von einer niedrigeren Dimensionierung abgesehen. Wie in Abb. 32 und Abb. 37 zu erkennen ist, handelt es sich bei der Lagerung der Wellen mit Schnecke jeweils um eine angestellte Lagerung in X-Anordnung. Bedingt durch die Schnecken treten hierbei höhere Axial- als Radialkräfte auf. Das Lagerberechnungsmodul von KISSsoft erkennt diesen Umstand bei der Berechnung und verweist in beiden Fällen darauf, dass die Anwendung von Axiallagern eine anzustrebende Option ist. Aufgrund der hohen zu erwartenden Lebensdauer wurde dieser Vorschlag jedoch nicht aufgenommen.

- Welle mit Schnecke 25:1
  - Linkes Lager Abb. 32: Lebensdauer [Lnh]  $10 \times 10^6$  h
  - Rechtes Lager Abb. 32: Lebensdauer [Lnh]  $30 \times 10^3$  h
- Welle mit Schnecke 50:1
  - Linkes Lager Abb. 37: Lebensdauer [Lnh]  $55 \times 10^6$  h
  - Rechtes Lager Abb. 37: Lebensdauer [Lnh]  $71 \times 10^3$  h
- Abtriebswelle
  - Lager Abb. 42, Pos. 1: Lebensdauer [Lnh]  $83 \times 10^8$  h
  - Lager Abb. 42, Pos. 2: Lebensdauer [Lnh]  $12 \times 10^7$  h
  - Lager Abb. 42, Pos. 3: Lebensdauer [Lnh]  $32 \times 10^6$  h

Bei dem Festlager der Abtriebswelle gab das Programm KISSsoft an, dass die Mindestbelastung des Lagers nicht erreicht werde. In diesem Fall ist nicht gewährleistet, dass die Kugeln auf den Lagerringen abrollen, stattdessen findet möglicherweise ein Gleiten über die Oberfläche statt. Insbesondere bei sehr schnell drehenden Lagern kann dies zu Problemen führen. Im vorliegenden Fall dreht sich die Abtriebswelle jedoch maximal mit 13 U/min. Aus diesem Grund wurde die Warnung als unproblematisch befunden. Die genauen Protokolle der Berechnung, die auch die Wellengeometrie und die anliegenden Belastungen beinhalten, befinden sich im Anhang (Kapitel 15.5, Kapitel 15.6 und Kapitel 15.7).

#### 6.3.4 Presssitze

Die Berechnungen der Presssitze wurden nach Roloff/Matek durchgeführt.<sup>23a</sup> Es existiert in diesem Werk ein Ablaufplan, der eine gute Übersicht des Vorgehens gibt (

Abb. 47). Dieser soll im Folgenden gezeigt und es soll anschließend ihm folgend gerechnet werden. Es wurden in Summe vier Pressverbände berechnet. Da die Ergebnisse jedoch für drei Presssitze aufgrund der nahezu identischen Geometrie fast exakt gleich sind, wird nur exemplarisch die Berechnung des am stärksten belasteten Pressverbandes durchgeführt und die verbleibenden beiden Pressverbände analog gefertigt und gefügt. Der Presssitz des Zahnrads auf der Welle mit Schnecke 50:1 weicht von den übrigen Verbänden ab, da das Zahnrad über 80 Zähne verfügt und damit über einen deutlich größeren Durchmesser. Es werden jedoch nur die Berechnungsparameter und die Ergebnisse gezeigt, da die Rechenschritte gleich bleiben.

$F$	$D, l$	$R_e, E$	$R_z, \dot{U}, p_T$	$K_A, S, v, \mu$
$N$	$mm$	$N/mm^2$	$\mu m$	$1$

\* Bei spröden Werkstoffen  
 $R_e$  durch  $R_m$  ersetzen

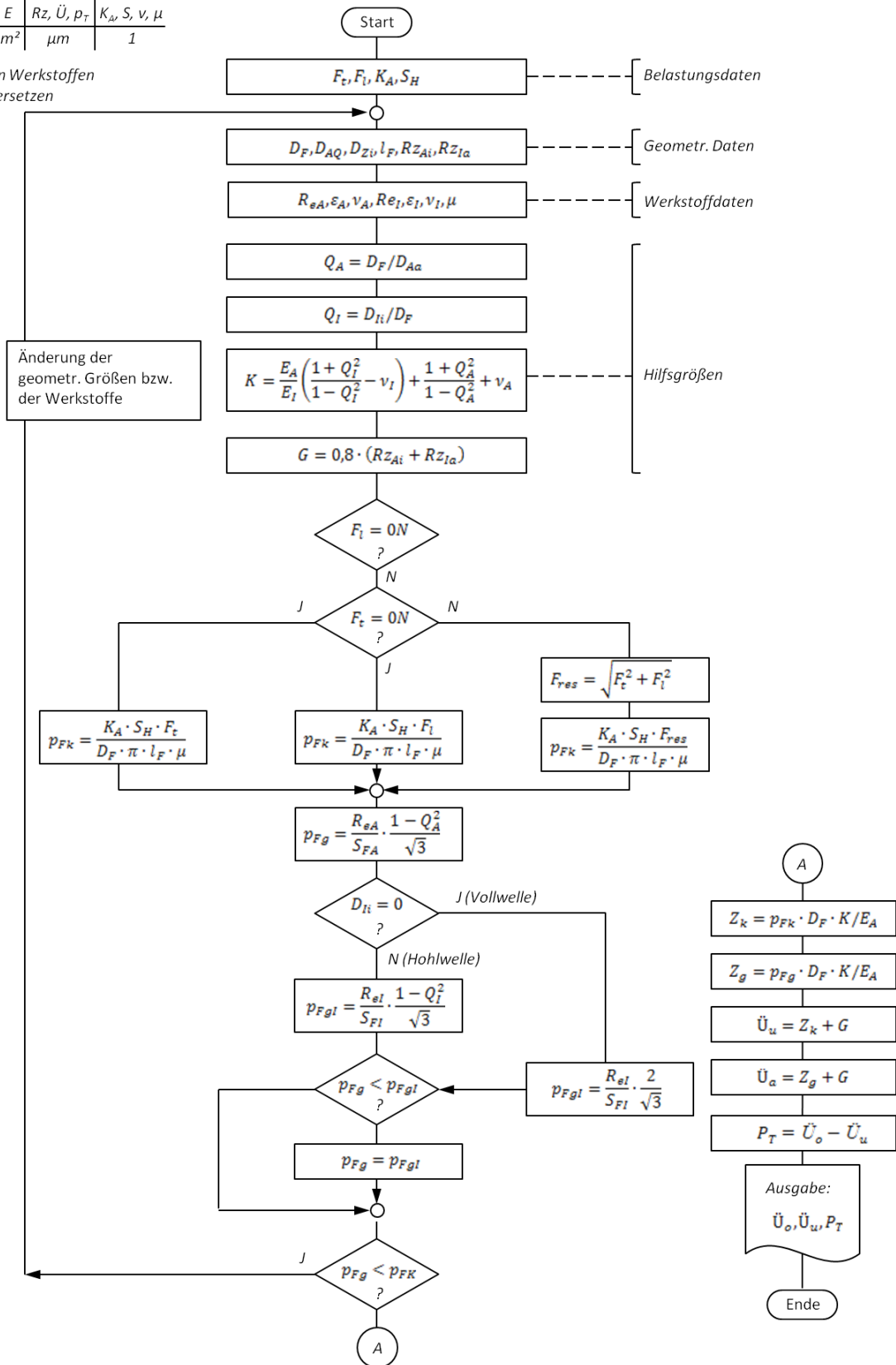


Abb. 47: Ablaufplan zur Bestimmung der Übermaße  $\dot{U}_u$  und  $\dot{U}_o$  für elastische Pressverbände<sup>23b</sup>

## Presssitze für die Hohl-schnecken und das Zahnrad auf der Welle mit Schnecke 25:1

Der am stärksten belastete Presssitz ist aufgrund der geringeren Presssitzlänge das Zahnrad auf der Welle mit Schnecke 25:1 (Abb. 32). Nach dem Ablaufplan entsprechend wurden zuerst die Belastungen ermittelt.

Belastungsdaten  $F_t$ ,  $F_l$ ,  $K_A$  und  $S_H$ :

$$(27) \quad F_t = \frac{M_t}{\frac{D_F}{2}} \\ = \frac{0,04Nm}{0,003m} \\ = 6,66N$$

$F_t$ : Tangentialkraft

$M_t$ : Torsionsmoment

$D_F$ : Fugendurchmesser

$$F_l = 0N$$

$F_l$ : Längskraft

$$K_A = 1$$

$K_A$ : Anwendungsfaktor nach Tab. 3-5<sup>21b</sup>

$$S_H = 1,5$$

$S_H$ : Sicherheitsfaktor, zwischen 1,5 und 2 zu wählen

Es folgen die geometrischen Daten:

$$D_F = 6mm$$

$D_F$ : Fugendurchmesser

$$D_{Aa} = 12mm$$

$D_{Aa}$ : Außendurchmesser Nabe

$$D_{Ii} = 0mm$$

$D_{Ii}$ : Innendurchmesser Welle

$$l_F = 10mm$$

$l_F$ : Fugenlänge

$$Rz_{Ai} = 10\mu m$$

$Rz_{Ai}$ : Gemittelte Rautiefe Innenseite Nabe

$$Rz_{Ia} = 10\mu m$$

$Rz_{Ia}$ : Gemittelte Rautiefe Außenseite Welle

Als nächstes werden die Hilfsgrößen ermittelt:

$$(28) \quad Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}} = \frac{6\text{mm}}{12\text{mm}} = 0,5$$

$Q_A$ : Durchmesser Verhältnis  
Außenteil

$$(29) \quad Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F} = 0$$

$Q_I$ : Durchmesser Verhältnis  
Innenteil  
Da es sich um eine Vollwelle handelt, ist das Verhältnis 0

$$(30) \quad K = \frac{E_A}{E_I} \left( \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A$$

$K$ : Hilfsgröße

$$E_A = 206000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$E_{I/A}$ : E-Modul Welle/Nabe

$$E_I = 215000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu_A = \nu_I = 0,3$$

$\nu_{I/A}$ : Querkontraktionszahl  
Welle/Nabe

$$K = 2,63$$

Es folgt die kleinste erforderliche und die größte zulässige Fugenpressung:

$$(31) \quad p_{Fk} = \frac{K_A \cdot S_H \cdot F_t}{D_F \cdot \pi \cdot l_F \cdot \mu} = \frac{1 \cdot 1,5 \cdot 6,66\text{N}}{6\text{mm} \cdot \pi \cdot 10\text{mm} \cdot 0,18} = 0,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$p_{Fk}$ : kleinste erforderliche  
Fugenpressung  
 $\mu$ : Haftbeiwert für Rutschen,  
nach Tab. 12-6<sup>21c</sup>

$$\begin{aligned}
 (32) \quad p_{Fg} &= \frac{R_{eA}}{S_{FA}} \cdot \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} \\
 &= \frac{375 \frac{N}{mm^2}}{1} \cdot \frac{1 - 0,5^2}{\sqrt{3}} \\
 &= 216,50 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned}$$

$p_{Fg}$ : größte zulässige  
 Fugenpressung für die Nabe  
 $R_{eA}$ : Dehngrenze  $R_{p0,2}$  der Nabe  
 $S_F$ : Sicherheit gegen plastische  
 Verformung, bei duktilen  
 Werkstoffen Werte von 1 bis  
 1,3

$$\begin{aligned}
 (33) \quad p_{Fgl} &= \frac{R_{eI}}{S_{FI}} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \\
 &= \frac{450 \frac{N}{mm^2}}{1} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \\
 &= 519,61 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned}$$

$p_{FI}$ : größte zulässige  
 Fugenpressung für die Welle  
 $R_{eA}$ : Dehngrenze  $R_{p0,2}$  der Welle

Die größte zulässige Fugenpressung ist für die Nabe geringer als für die Welle. Aus diesem Grund wird abgeglichen, ob die Nabe die minimal nötige Belastung erträgt.

$$p_{Fg} > p_{Fk} \rightarrow ok!$$

Da dies der Fall ist, werden diese beiden Werte für die Ermittlung des kleinsten und größten Übermaßes verwendet:

$$\begin{aligned}
 (34) \quad Z_k &= \frac{p_{Fk} \cdot D_F}{E_A} \cdot K \\
 &= \frac{0,29 \frac{N}{mm^2} \cdot 6mm}{206000 \frac{N}{mm^2}} \cdot 2,63 \\
 &= 0,022 \mu m
 \end{aligned}$$

$Z_k$ : kleinstes Haftmaß

$$\begin{aligned}
 (35) \quad Z_g &= \frac{p_{Fg} \cdot D_F}{E_A} \cdot K && Z_g: \text{größtes Haftmaß} \\
 &= \frac{216,50 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 6\text{mm}}{206000 \frac{N}{\text{mm}^2}} \cdot 2,63 \\
 &= 16,63\mu\text{m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (36) \quad G &= 0,8 \cdot (Rz_{Ai} + Rz_{Ia}) && G: \text{Glättung der Oberflächen} \\
 &&& \text{beim Fügen} \\
 &= 0,8 \cdot (20\mu\text{m} + 20\mu\text{m}) \\
 &= 16,8\mu\text{m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (37) \quad \ddot{U}_u &= Z_k + G && \ddot{U}_u: \text{kleinstes Übermaß} \\
 &= 0,022\mu\text{m} + 16,8\mu\text{m} \\
 &= 16,82\mu\text{m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (38) \quad \ddot{U}_o &= Z_g + G && \ddot{U}_o: \text{größtes Übermaß} \\
 &= 16,63\mu\text{m} + 16,8\mu\text{m} \\
 &= 33,43\mu\text{m}
 \end{aligned}$$

Aus der Differenz zwischen größtem und kleinstem Übermaß ergibt sich die Passtoleranz, die sich wiederum in Wellen- und Bohrungstoleranz aufteilt:

$$\begin{aligned}
 (39) \quad P_T &= \ddot{U}_o - \ddot{U}_u && P_T: \text{Passtoleranz} \\
 &= 33,43\mu\text{m} - 16,82\mu\text{m} \\
 &= 16,60\mu\text{m}
 \end{aligned}$$



Die Passungen für Nabe und Welle werden nun so gewählt, dass sie die Passtoleranzen einschließen, das kleinste Übermaß nicht unter- und das größte zulässige Übermaß nicht überschreiten.<sup>21d</sup>

- Nabe EF6: ES = 22 µm, EI = 14 µm
- Welle z5: es = 40 µm, ei = 35 µm

ES / es: Oberes Abmaß; EI / ei: Unteres Abmaß

Es ergibt sich die Presspassung zu:

- Minimales Übermaß: 13 µm
- Maximales Übermaß: 26 µm

Es soll sich bei den Presssitzen um Querpressverbände als Schrumpf- und Dehnpressverbände handeln. Hierbei wird in dem Maße das Außenteil erwärmt und das Innenteil abgekühlt bis sich die Teile berührungslos fügen lassen. Die Welle wird in flüssigen Stickstoff gelegt, sodass sie auf ca. -196°C abgekühlt wird. Die benötigte Erwärmungstemperatur folgt nach:

$$(40) \quad \Delta v = \frac{\dot{U}'_o + S_u}{\alpha_A \cdot D_F} + \frac{\alpha_I}{\alpha_A} (v_I - v)$$

$\Delta v$ : Temperaturdifferenz

$\dot{U}'_o$ : Maximales Übermaß

$\alpha_I/\alpha_A$ :

Längenausdehnungskoeffizient

$v_I$ : Temperatur Innenteil

$S_u$ : Einführspiel

$$(41) \quad S_u = \frac{\dot{U}'_o}{2}$$

$$S_u = 13 \mu m$$

$$(42) \quad \Delta v = \frac{26 \mu m + 13 \mu m}{11,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K} \cdot 6 mm} + \frac{10,5 \cdot 10^{-6}}{11,5 \cdot 10^{-6}} (-193^\circ C - 20^\circ C)$$

$$= 373,47^\circ C$$

$$(43) \quad v_A = (v + \Delta v)$$

$v_A$ : Vorwärmtemperatur

Außenteil

$v$ : Umgebungstemperatur

$$= (20^{\circ}\text{C} + 373,47^{\circ}\text{C})$$

$$\approx 394^{\circ}\text{C}$$

### **Presssitz des Zahnrads auf der Welle mit Schnecke 50:1**

Für dieses Zahnrad ändern sich aufgrund der abweichenden Geometrie die später gewählte Passung und die Fügetemperatur merklich. Für die Berechnung wurden folgende Parameter verwendet:

$$F_t = 2N$$

$$D_F = 10\text{mm}$$

$$D_{Aa} = 50\text{mm}$$

$$D_{Ii} = 0\text{mm}$$

$$l_F = 6,5\text{mm}$$

$$E_A = 206000 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$R_{eA} = 375 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$E_I = 206000 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$R_{eI} = 490 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Nicht aufgeführte Parameter bleiben unverändert.

Es folgt die Eingrenzung der Übermaße und die Passtoleranz:

$$\ddot{U}_u = 12,00\mu\text{m}$$

$$\ddot{U}_o = 33,89\mu\text{m}$$

$$P_T = 21,88\mu\text{m}$$

Die Passungen für Nabe und Welle werden nun so gewählt, dass sie die Passtoleranzen einschließen, das kleinste Übermaß nicht unter- und das größte zulässige Übermaß nicht überschreiten.<sup>21d</sup>

- Nabe H7: ES = 12  $\mu\text{m}$ , EI = 0  $\mu\text{m}$
- Welle x5: es = 33  $\mu\text{m}$ , ei = 28  $\mu\text{m}$

Es ergibt sich die Presspassung zu:

- Minimales Übermaß: 16  $\mu\text{m}$
- Maximales Übermaß: 33  $\mu\text{m}$

Es folgt die nötige Erwärmung der Nabe, bei gleichzeitiger Abkühlung der Welle:

$$v_A \approx 260^\circ\text{C}$$

## 7 Fertigung

### 7.1 Fertigungszwischenschritte

#### 7.1.1 Wägezelle

In Abb. 48 ist die bereits fertig gefräste Wägezelle (Abb. 48, Pos. 2), die Klemmvorrichtung (Abb. 48, Pos. 1) und die Führungstraverse zu sehen (Abb. 48, Pos. 3). Bei der Produktion der Wägezelle traten erhebliche Schwierigkeiten mit der Fertigungsgenauigkeit der institutseigenen Fräse auf. Die Klemmvorrichtungen und die Führungstraverse wurden aus diesem Grund am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik gefertigt, da dort eine wesentlich präzisere Fräse zur Verfügung stand. Wie in der Abbildung zu sehen ist, verfügt jedes Bauteil über vier Löcher, die jeweils in einer Flucht zueinander liegen. Diese Löcher sind für die Drahtseilführung gedacht. Zum besseren Verständnis wurden in das Bild gelbe Linien eingezeichnet, die das Drahtseil symbolisieren sollen (Abb. 48, Pos. 5). Daneben sind weitere Löcher für die Wägezellenmontage erkennbar (bei der Führungstraverse verdeckt). Bereits in Abb. 27 war erkennbar, dass die Montage wie skizziert nicht

durchführbar ist, da, egal welche Seite man zuerst montiert, die Schrauben für die andere Seite nicht mehr erreichbar sind. Aus diesem Grund wurde die Klemmvorrichtung mit zwei weiteren Durchgangslöchern versehen (Abb. 48, Pos. 4). Zuerst wurden die Schrauben für die Wägezellen/Führungstraversenmontage durch die Wägezellenlöcher gesteckt. Dann wurde die Wägezelle mit der Klemmvorrichtung und anschließend die Wägezelle durch die Zusatzlöcher mit der Führungstraverse verschraubt.

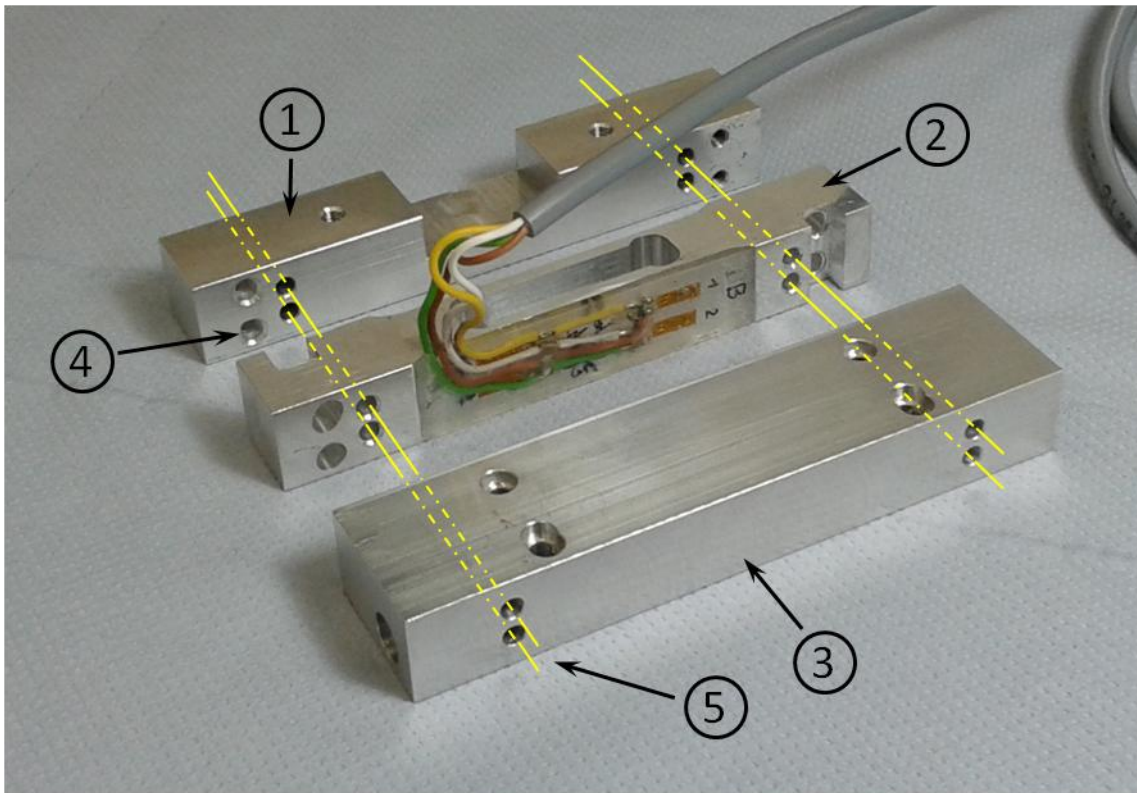


Abb. 48: Fertige Wägezelle, Führungstraverse und Klemmvorrichtung

Zu erkennen ist außerdem, dass die DMS bereits appliziert und verkabelt sind. DMS werden im Allgemeinen mit einem Cyanacrylat-Klebstoff („Sekundenkleber“) aufgeklebt, der nicht wasserbeständig ist. Aus diesem Grund wurden die DMS gegen den Zutritt von Feuchtigkeit geschützt, indem die Applikationsstelle mit einem wasserbeständigen Zweikomponentenkleber eingebettet wurde. Zu beachten ist, dass Zweikomponentenkleber sehr hart werden können. Der hier verwendete Klebstoff verfügt über einen E-Modul von  $3'000 \text{ N/mm}^2$  und die Aluminiumlegierung ca.  $70 \text{ kN/mm}^2$ . Wie in der Abbildung zu erkennen ist, entspricht die Einbettungshöhe in etwa der Steghöhe. Daher ist davon auszugehen, dass die Einbettung bei der Deformation der Wägezelle eine Rolle spielen wird. Diesem Umstand wurde in der FE-Analyse nicht Rechnung getragen. Eine Erhöhung der

Steifigkeit der Wägezelle wurde allerdings nicht als problematisch angesehen, da ohnehin von einer Überlast ausgegangen werden kann, die so weiter angehoben wird. Sollte die Wägezelle jedoch nicht ausreichend sensibel auf die Last reagieren, kann die Stegbreite jederzeit leicht weiter herabgesetzt werden.

Es wurden insgesamt vier DMS appliziert, jeweils zwei auf einem Steg übereinander. Bei einer Verformung werden somit gemäß Abb. 28 zwei DMS gestaucht und zwei DMS gestreckt. Das Applikationsschema (Abb. 49) entsprach hierbei einer Messbrücke in Vollbrückenausführung (Abb. 50).  $R_{\text{DMS}}$  bezeichnet im Schaltbild den Widerstand der DMS,  $U_0$  ist die Versorgungsspannung und  $U_M$  die Messspannung. Für die Größe der Messspannung ergibt sich nach Anwendung der Knoten- und Maschenregel nach Kirchhoff die Formel:

$$(44)^{18b} \quad U_M = \frac{U_0}{4 * R_0} * (\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4)$$

$R_0$ : Nennwiderstand der  
Brückenwiderstände  
 $\Delta R$ : Widerstandsänderung

Aus der Formel ist ersichtlich wie die Widerstandsänderungen der einzelnen DMS wirken. Diese Wirkweise wurde auch im Schaltungsschema (Abb. 50) eingetragen. Damit sich im linken Leitungsstrang DMS 1 und DMS 2 nicht gegenseitig abschwächen sondern das Messignal verstärken, muss DMS 1 eine Widerstandserhöhung und DMS 2 eine Widerstandsverringerng erfahren. Im rechten Strang ist es dagegen genau umgekehrt, so dass DMS 3 eine Widerstandsverringerng und DMS 4 eine Widerstandserhöhung benötigt. Natürlich gilt das gleiche auch umgekehrt, d.h. Widerstandsverringerng und Widerstandserhöhung werden ausgetauscht. Mit (44) ergibt sich das Applikationsschema (Abb. 49). Die Verkabelung der DMS erfolgte gemäß dem Schaltplan (Abb. 50).

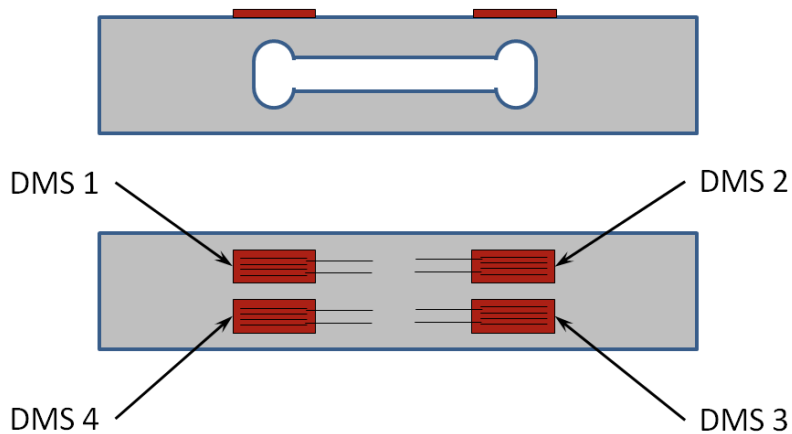


Abb. 49: Applikationsschema der DMS auf der Wägezelle

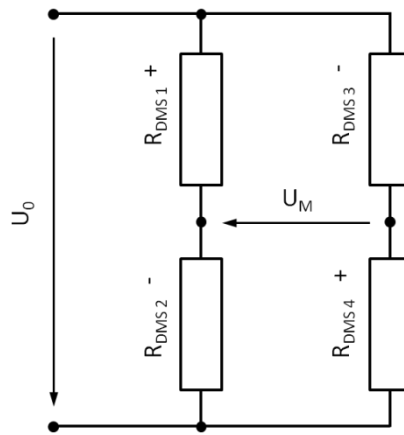


Abb. 50: Schaltungsschema einer Vollbrücke

Aus (44) ist erkennbar, dass die Messbrücke eine Temperaturkompensation realisiert. Ändert sich die Temperatur der DMS verändert sich ihr Widerstand. Da sich der DMS-Widerstand für alle DMS in gleichem Maße ändert, wird diese Änderung kompensiert.

### 7.1.2 Abtriebswelle, Kupplungsmuffe und Schneckenräder

In Kapitel 6.2.2 ist der Plan beschrieben, die Abtriebswelle aus einem Sechskantvollprofil zu drehen. Für die Fertigung wurde ein Messingvollprofil verwendet, welches sehr gut spanend bearbeitet werden konnte. Im letzten Arbeitsschritt wurde jedoch bei der Erzeugung des Gewindes für die Seilführung die Zustellrichtung für den Gewindeschneidstahl verwechselt. Hierdurch wurde das Werkstück stark beschädigt und brach in weiterer Folge aufgrund der entstandenen Kerbe. Die Fertigung der Abtriebswelle hatte sich aufgrund des hohen Materialabtrags als sehr langwierig herausgestellt. Aus diesem Grund wurde die Abtriebswelle im zweiten Fertigungsversuch aus einem Rundvollprofil aus Stahl gedreht (Abb. 51, Pos. 1) und anschließend aus einem Rest des zuerst verwendeten Sechskantprofil

eine Muffe hergestellt (Abb. 51, Pos. 2), welche über die Welle geschoben und verzapft wurde. Da die technischen Mittel am Institut E 308 nicht zur Verfügung standen um die Sechskantform aus dem Schneckenrad (Abb. 51, Pos. 3) und der Kupplungsmuffe (Abb. 51, Pos. 4) zu fräsen, wurden diese Arbeitsschritte am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik durchgeführt.

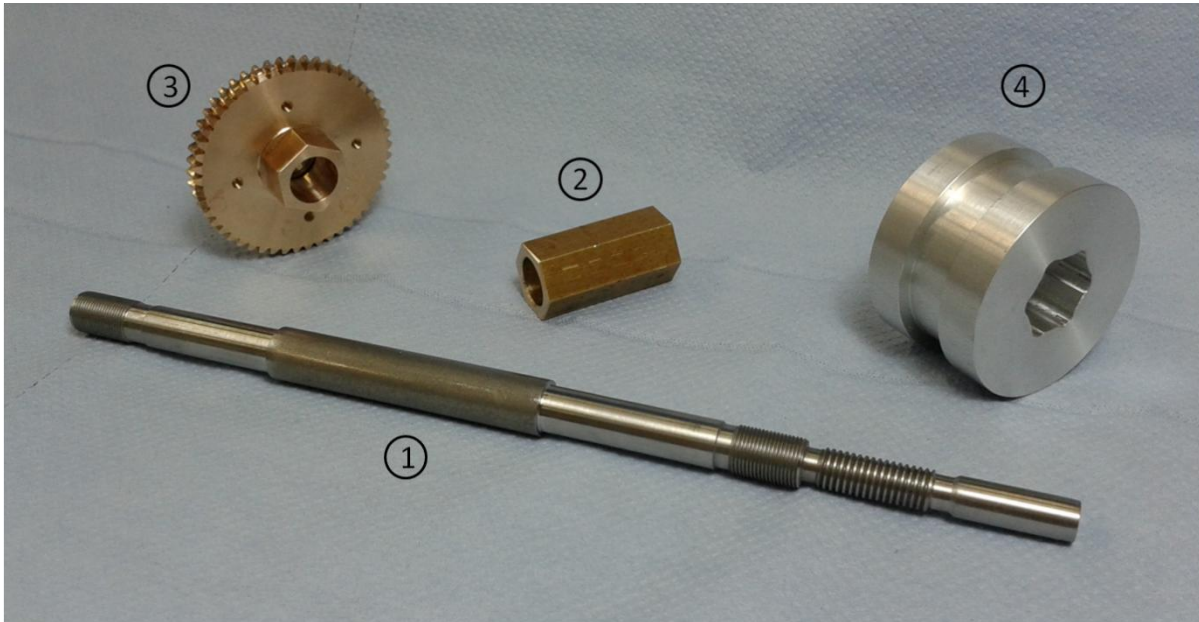


Abb. 51: Abtriebswelle (1, 2), Schneckenrad (3) und Kupplungsmuffe (4)

### 7.1.3 Linearführungsstützplatte und Getriebegehäuse

Es wurde bereits erwähnt, dass die Linearführungsstützplatte für den Tischaufbau aufgrund der relativ großen Abmessungen extern gefertigt werden musste (Kapitel 6.2.1). Für das Getriebegehäuse war es nötig, dass die Tasche für den Schrittmotor, die zugehörigen Befestigungslöcher, die Durchgangslöcher für die Lagerbockmontage und die Taschen und Durchgangslöcher für die Lager sehr genau gefertigt wurden. Der Grund hierfür ist, dass über sie die Position der Zahnräder zueinander und der Schnecken zu den Schneckenrädern festgelegt ist. Aus diesem Grund wurde die Firma Orlik aus Wöllersdorf mit der Fertigung der Gehäuseteile sowie der Linearstützplatte beauftragt. In Abb. 52 ist die gefertigte Linearführungsstützplatte (Abb. 52, Pos. 1) mit bereits montierten Linearführungen und aufgelegten Klemmvorrichtungen zu sehen. Das Schaltgetriebe wurde bereits in Bodenplatte und Seitenwände des Gehäuses montiert (Abb. 52, Pos. 2) und der Schrittmotor (Abb. 52,



Pos. 3) über die Motorsteuereinheit (Abb. 52, Pos. 4) mit Spannung aus dem Versorgungsnetzteil (Abb. 52, Pos. 5) versorgt. Ein erster Motortestlauf führte zu dem Ergebnis, dass der Motor, sobald er über 50 Hz (also mehr als 50 Schritte pro Sekunde) angesteuert wurde, den Schritt verlor, das Magnetfeld durchdrehte und der Motor stehen blieb. Rücksprache mit der Herstellerfirma lieferte die Information, dass Schrittmotoren extrem anfällig für Eigenfrequenzen sind. Das Problem konnte durch Zuführen von etwas Schmierstoff in die Zahneingriffe behoben und damit die Resonanzfrequenzen gedämpft werden.

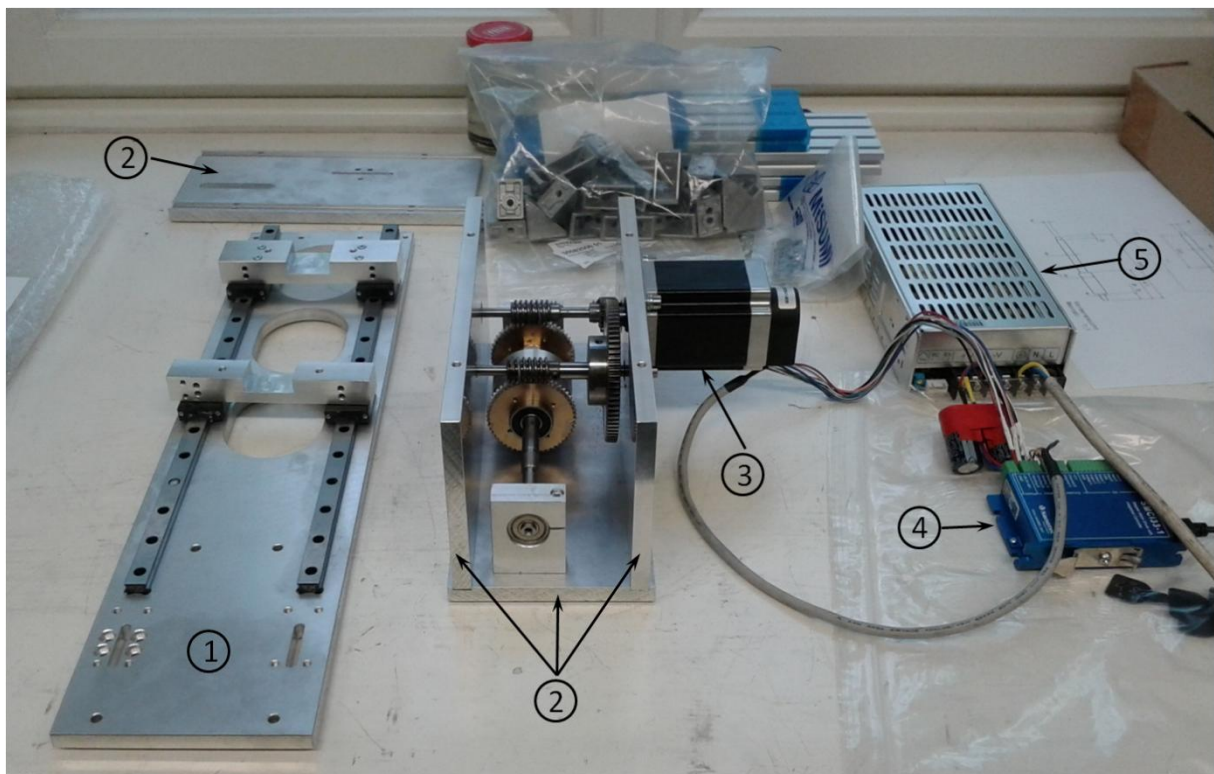


Abb. 52: Linearführungsstützplatte und erste Getriebemontage

Im Hintergrund der Abb. 52 sind die zugeschnittenen Strebenprofile und die zugehörigen Winkelverbinder zu erkennen. Diese wurden bei dem Zulieferer Misumi bestellt. Misumi liefert die Strebenprofile nicht nur als ganze Längen, sondern auch als individuellen Zuschnitt. Dies bot den Vorteil, dass die Profile sehr präzise zugeschnitten sind und dass sich gegebenenfalls ein Kostenvorteil für den Kunden durch wegfallenden Verschnitt und Reststücke ergibt.



#### 7.1.4 Seilspannvorrichtung

Ein Beispiel für eine sich im Herstellungsprozess ergebende Optimierung bot die Produktion der Seilspannvorrichtung. Die Vorrichtung in Catia bestand aus 16 Einzelteilen (Abb. 53), davon 10 Schrauben, 4 Frästeile, 1 Stück Rundstahl und 1 kommerzielles selbstausrichtendes Kugellager. Während der Fertigung wurde ganz auf Frästeile verzichtet und eine neue Variante, bestehend aus zwei ineinander steckenden vierkant Hohlprofilen aus Stahl geplant und umgesetzt. Hierdurch konnte die Teilanzahl um 6 auf 10 reduziert und der Aufbau vereinfacht werden.

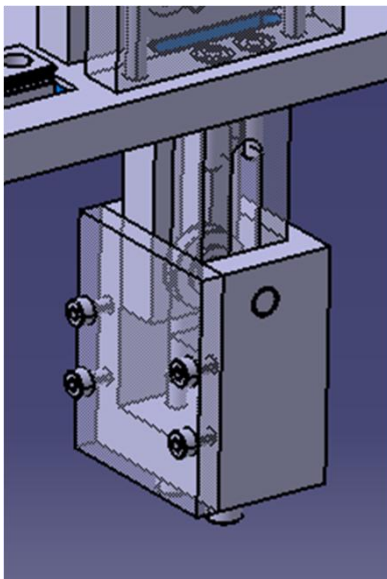


Abb. 53: In Catia geplante Seilspannvorrichtung



Abb. 54: Neue Seilspannvorrichtung

#### 7.1.5 Gehäuse für DMS-Messverstärkerschaltung

Nachdem die Zugprüfeinrichtung größtenteils fertig gestellt und die ersten Testläufe positiv absolviert waren, wurde die Messverstärkerschaltung für die DMS in der Prüfeinrichtung untergebracht. Zu diesem Zweck wurde eine eigene Kunststoffbox entworfen, die mittels eines 3D-Druckers des Typs Objet gefertigt wurde. Kunststoffteile sind empfindlich für Kerbwirkungen, die von Metallschrauben ohne Maschinengewinde hervorgerufen werden. Für 3D-gedruckte Kunststoffteile kann dies besonders zutreffen, da sie lagenweise aufgebaut sind. Um diese Problematik zu umgehen, sollte die Schaltung mittels Schnapphaken in der Box fixiert und auch der Deckel der Box mittels einer Schnapphakenverbindung ausgeführt werden. Bei der Konstruktion und der Berechnung der Schnapphaken war die Grenzdehnung unbekannt, also jene Dehnung, bei der im Kunststoff erste Mikrorisse auftreten. Die

Zulieferfirma des Kunststoffes konnte keine Informationen zu dieser Fragestellung liefern. Benötigt wird dieser Wert zur Ermittlung der zulässigen Hinterschneidung des Hakens. Die Produktinformation gab lediglich Auskunft darüber, dass der Kunststoff 10 % Dehnung erträgt, was jedoch nicht der Grenzdehnung entspricht. Aufgrund dieser unsicheren Datenlage wurden Prototypen der Schnapphaken gedruckt. Bei diesen Vorversuchen stellte sich heraus, dass die Baurichtung der Schnapphaken ausschlaggebend war. Ein Bauteil im 3D-Drucker kann nicht beliebig gedruckt werden. Zur Erzeugung stabiler Bauteile ist es nötig, Stützmaterial zu verbauen. Sobald ein zu druckender Bereich „frei schwebend“ ist, muss der ganze Bereich darunter mit Stützmaterial aufgefüllt werden. Beispielhaft ist dies in Abb. 55 dargestellt. Symbolisiert ist ein offenes Kästchen im Schnitt. Das linke Kästchen braucht, da es mit dem Boden auf der Bauplattform steht, deutlich weniger Stützmaterial als das rechte, auf den Seitenwänden stehende Kästchen. Bei dem Stützmaterial handelt es sich um das gleiche Material, aus dem auch das spätere Kästchen besteht, mit dem Unterschied, dass es nicht polymerisiert wurde. Nach der Produktion wird das Stützmaterial abgespült.

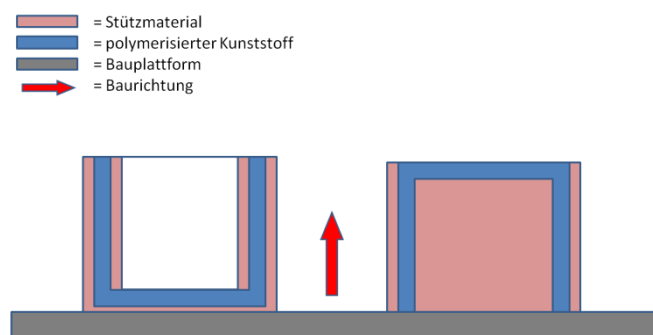


Abb. 55: Stützprinzip 3D-Druck

Vorversuche ergaben, dass für stabile Schnapphaken eine bestimmte Baurichtung eingehalten werden musste. Damit musste die Box auf eine Weise gedruckt werden, die nicht materialsparend war. Die realisierte Druckrichtung entspricht in Abb. 56 der Richtung der y-Achse. Die materialsparende Baurichtung, die jedoch zu instabilen Schnapphaken führt, entspricht in Abb. 56 der Richtung der z-Achse. In Abb. 57 ist das fertige Gehäuse zu sehen.

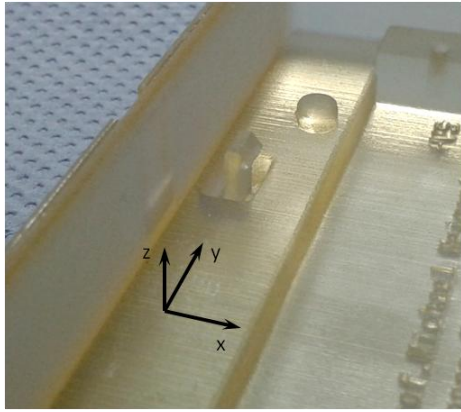


Abb. 56: Detailansicht eines Schnapphakens zur Platinenfixierung



Abb. 57: Gehäuse für DMS-Messverstärkerschaltung

## 7.2 Fertigstellung der Zugprüfeinrichtung Conscindator

In Abb. 58 ist die fast fertig gestellte Zugprüfeinrichtung zu sehen. Das polyamidbeschichtete Drahtseil, welches ursprünglich zur Traversenbewegung geplant war ist in diesem Bild schon gegen ein 2 mm starkes aber sehr flexibles Seil aus rostfreiem Stahl ausgetauscht worden. Dieser Schritt war notwendig, da die Polyamidbeschichtung in einem der ersten Testläufe unter Last durch das Gewinde der Abtriebswelle vom Seil geschnitten wurde.

Die Energiekette (Abb. 58, Pos. 1) führt die Kabelverbindung des inneren Endlagenschalters zum NI-USB 6008 (Abb. 58, Pos. 2) und die der Wägezelle zur Box der Messverstärkerschaltung (Abb. 58, Pos. 3).

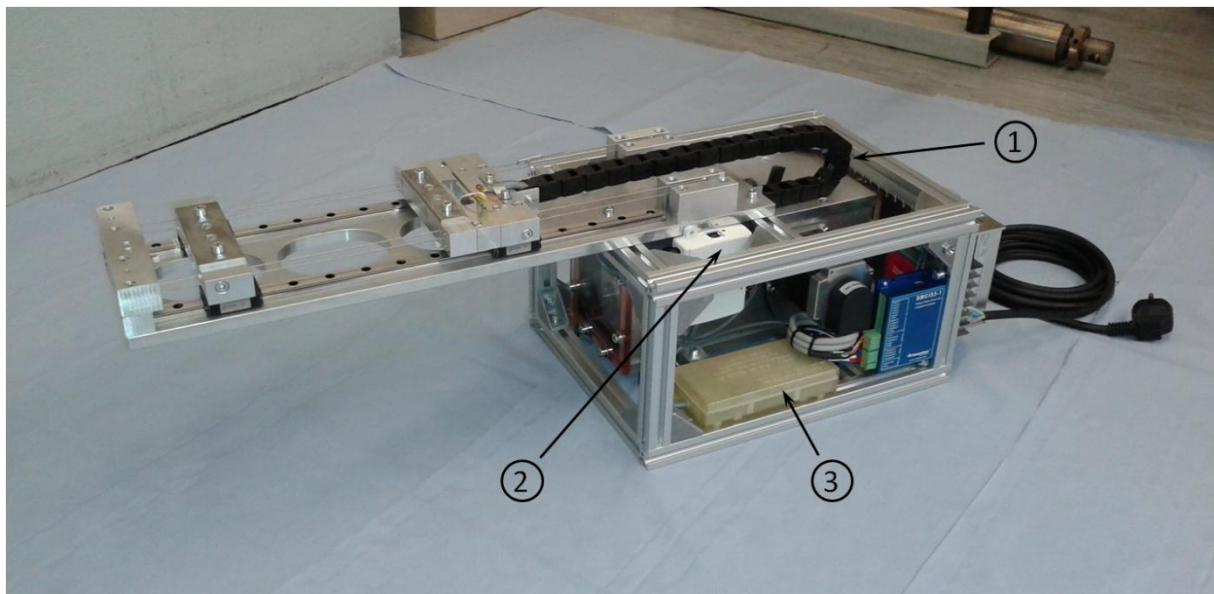


Abb. 58: Weitgehend fertig gestellte Zugprüfeinrichtung

Einen Einblick in das Getriebe gewährt Abb. 59. Zu erkennen ist der Ölfüllstand (verwendetes Öl: ISO VG 680), der durch den Plexiglasdeckel gut erkennbar ist (Abb. 59, Pos. 1). Abgedichtet wurde der Deckel mit einem Flüssigdichtmittel. Etwas tiefer im Getriebegehäuse ist eine Feder zu erkennen (Abb. 59, Pos. 2). Sie ist auf der einen Seite in einer Ringschraube in der Deckelplatte befestigt und auf der anderen Seite am Schalthebel unterhalb des Schalthebelgelenks. Die Feder stellt sicher, dass der Hebel die Kupplungsmuffe immer in einer äußeren Endlage hält. Weiterhin ist zu erkennen, dass das Datenerfassungsmodul NI-USB 6008 mit einem Kabelbinder an der Seilspannvorrichtung befestigt wurde.

Der Zugprüfeinrichtung wurde der Namen „Conscindator“ gegeben.

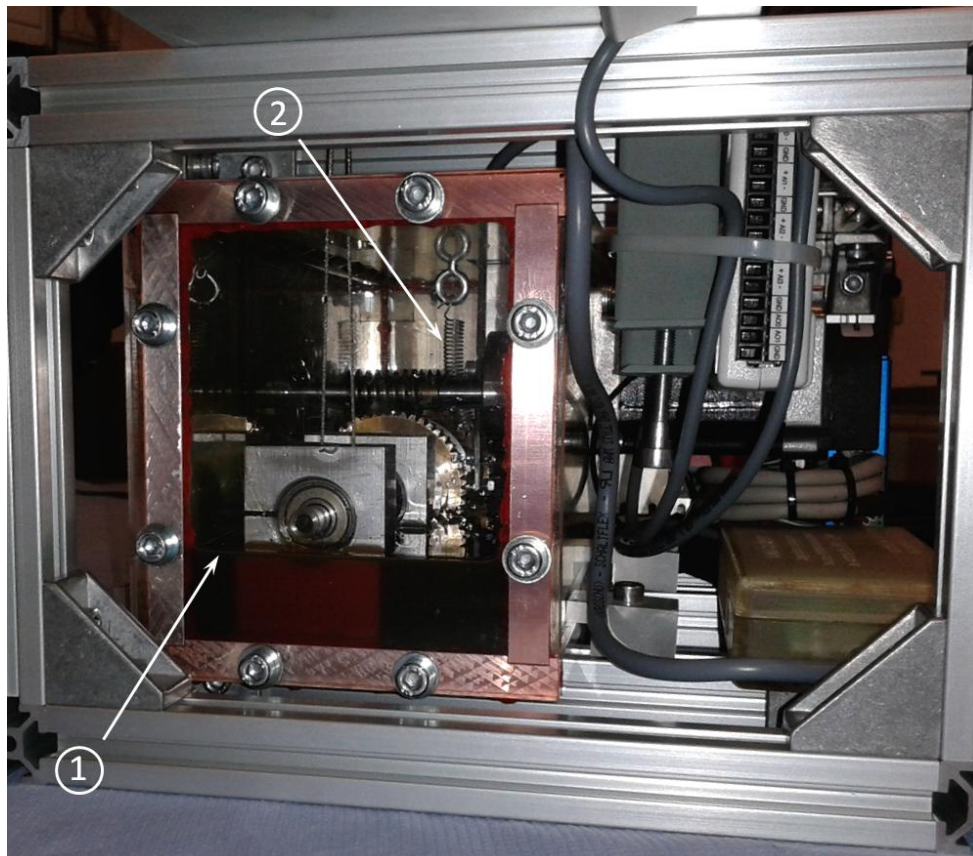


Abb. 59: Blick von Vorne in das Getriebegehäuse

### 7.3 Kostenaufstellung

Da der Kostenfaktor in dieser Arbeit eine dominierende Rolle spielte, soll im Folgenden ein Überblick der Ausgaben gegeben werden (Tab. 3).

Gruppe	Preis [€]
Führungsaufbau	510,41
Kraftmessung	154,66
Daten I/O	202,80
Getriebe	808,84
Motor und Zubehör	462,78
Rahmen	50,64
<b>Summe</b>	<b>2190,12</b>

Tab. 3: Gruppenweise Auflistung der Produktionskosten (beinhaltet Anschaffungs- und Fertigungskosten)

Die Aufschlüsselung der Gruppen in Einzelposten erfolgt im Anhang (Kapitel 15.8). Diese Kostenaufstellung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, da hier nur direkt entstandene Kosten aufgeführt sind die mit dem Projekt verrechnet wurden. Daneben existieren noch verdeckte Kosten die durch die Verwendung von am Institut E 308 vorhandenen Verbrauchsmaterialien, Maschinenkosten und Energieverbrauch herrühren.

Das Gesamtbudget wurde in der Aufgabenstellung mit 2'000 € beziffert. Somit ergibt sich eine Überschreitung des Budgets von 190,12 €. Dies entspricht ca. 9,5 % und wird nach Rücksprache mit dem Auftraggeber der Arbeit als akzeptabel empfunden.

Bemerkenswert an dieser Kostenaufstellung ist, dass der größte Kostenpunkt auf das Getriebe entfällt. Bei näherer Betrachtung der Einzelposten des Getriebes (Kapitel 15.8.4) fällt auf, dass ca. 74 % der Kosten auf das Material und die Fertigung der Gehäuseteile entfällt. Ca. 80 % dieser Kosten hätten vermieden werden können, wenn die Produktion mit institutseigenen Mitteln umgesetzt worden wäre, was jedoch aufgrund von Arbeitszeitkapazitäten nicht möglich war.



## 8 Programmierung mittels LabVIEW

Die Beschreibung der Programmoberfläche war bereits Gegenstand einer Seminararbeit<sup>13</sup> und ist hier der Vollständigkeit halber aufgeführt (Kapitel 8.1).

### 8.1 Programmoberfläche

Nach dem Start der Steuersoftware erscheint die in Abb. 60 dargestellte Benutzeroberfläche.

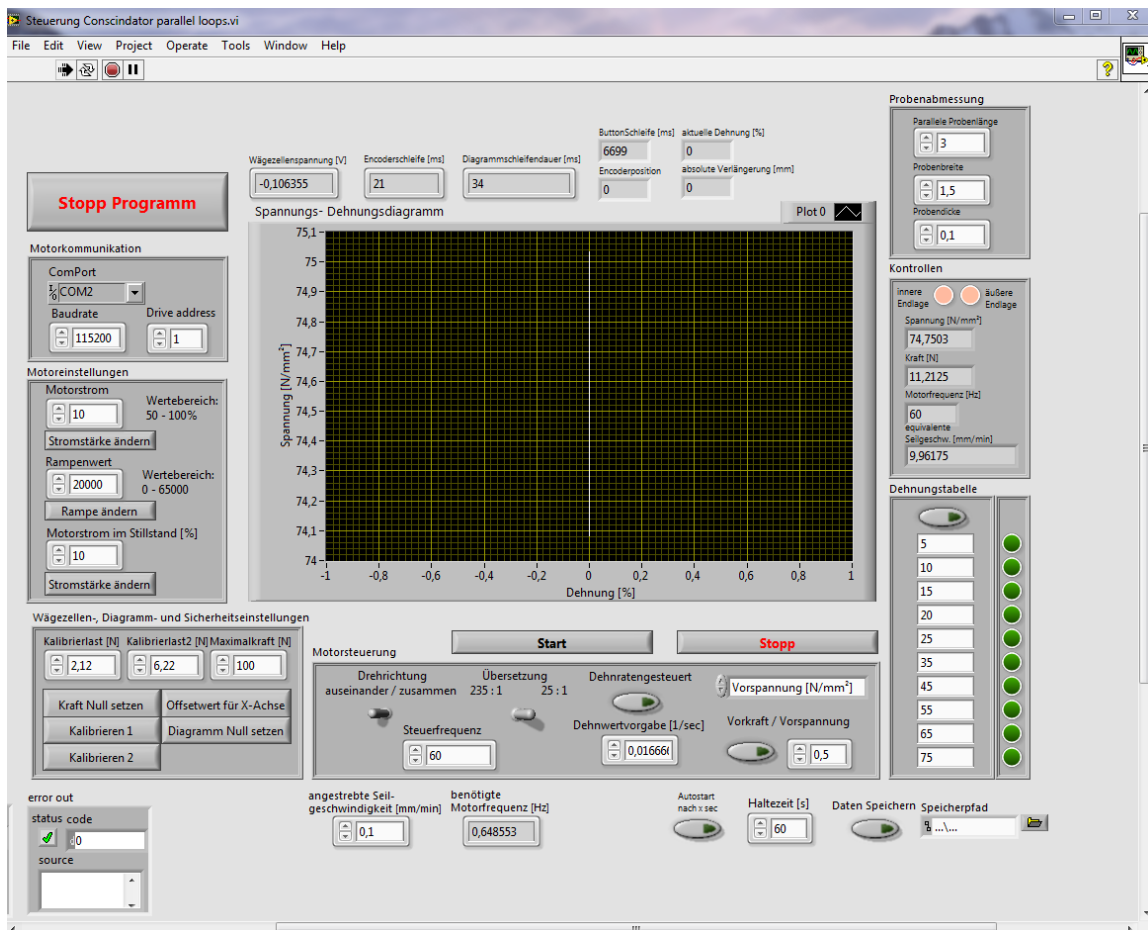


Abb. 60: Benutzeroberfläche LabVIEW Steuersoftware "Steuerung Conscindator"

Im Folgenden werden die einzelnen Blöcke der Steuerung kurz erläutert.

#### 8.1.1 Motorkommunikation

- **ComPort:** bezieht sich auf den USB Port an dem die Motorsteuereinheit SMCI33-1 angeschlossen ist.
- **Baudrate:** Übertragungsgeschwindigkeit der USB Schnittstelle (115200 Standard)
- **Drive address:** Programminterne Motoradresse (1 Standard)

### 8.1.2 Motoreinstellungen

- **Motorstrom:** Stromstärke (in %), mit der der Motor während des Verfahrens versorgt wird. Je geringer die Drehzahl ist, desto geringer sollte der Motorstrom gewählt werden. Im dehnratengesteuerten Betrieb bei  $0,016666 \text{ sec}^{-1}$  und dem Übersetzungsverhältnis 235:1 hat sich ein Motorstrom von 50% bewährt.
- **Rampenwert:** Je geringer dieser Wert ist, desto steiler wird die Anfahrrampe, also die Beschleunigung des Motors. Ist die Rampe zu steil, verliert der Motor den Schritt und dreht durch. Passiert dies, muss der Motor gestoppt und neu gestartet werden.
- **Motorstrom im Stillstand:** Hier wird der Stillstandstrom (in %) eingestellt (Grundeinstellung 10%).

### 8.1.3 Wägezellen-, Diagramm und Sicherheitseinstellungen

- **Kalibrierlast 1/2:** Größe der Last (in Newton), die zum Kalibrieren angehängt wird.
- **Maximalkraft:** Größe der Kraft (in Newton), bei der der Motor stoppt.
- **Kraft Null setzen:** Offsetwert für die Kraftmessung. Der aktuelle Spannungswert wird bei Aktivierung dieses Knopfes im Programm abgelegt und zu jedem Zeitpunkt vom Spannungsmesswert abgezogen.
- **Kalibrieren 1/2:** Zuweisung, welche anliegende Spannung (in Volt) welcher Belastung (in Newton) entspricht. Erst nach der Kalibrierung kann eine Messung vorgenommen werden.
- **Offsetwert für x-Achse:** Setzt die x-Achse durch den eingegebenen Offsetwert auf 0% Dehnung zurück.
- **Diagramm Null setzen:** Löscht alle bisher gemessenen Werte aus dem Zwischenspeicher. Dies betrifft nur gemessene Dehnungen und Spannungen. Das Diagramm wird somit zurück gesetzt.

### 8.1.4 Motorsteuerung

- **Start:** Startet den Motor mit den aktuellen Einstellungen.
- **Stopp:** Stoppt den Motor. Gleichzeitig wird bei jeder Stopp-Aktivierung (wenn zuvor der Start Button betätigt wurde) die Dialogbox "Daten speichern" aufgerufen.
- **Drehrichtung:** Stellung des Kippschalters zeigt an, ob die Spannbacken auseinander oder zusammen fahren.

- **Übersetzung:** Stellung des Kippschalters zeigt an, für welches Übersetzungsverhältnis die aktuelle Motorfrequenz berechnet wird. Steht der obere Teil des Hebels an der Oberseite des Getriebes in Richtung Netzteil, ist die langsame Übersetzung geschaltet (235:1), steht der Hebel in Richtung der Spannbacken ist die schnelle Übersetzung aktiv (25:1). **ACHTUNG:** Stimmt die Stellung des Kippschalters nicht mit der Getriebeübersetzung überein, so berechnet das Programm falsche Dehnwerte und damit falsche Motorfrequenzen.
- **Steuerfrequenz:** Frequenz (in Hz), mit der der Motor aktuell betrieben wird (im dehnratengesteuerten Modus inaktiv). Die Schrittweite des Motors beträgt  $0,9^\circ$  pro Takt.
- **Dehnratengesteuert:** Ist dieser Modus aktiv, richtet sich die Motorsteuerfrequenz nach der aktuellen Gesamtlänge. Die Grundeinstellung liegt bei  $0,016666 \text{ sec}^{-1}$ . Dies entspricht im ersten Moment - bei einer parallelen Probenlänge von 3 mm - 3 mm verfahrenen Weg pro Minute. Da sich die parallele Probenlänge jedoch im Laufe der Dehnung ändert, erhöht sich die Steuerfrequenz pro Schleifendurchlauf, immer bezogen auf die aktuelle Gesamtlänge.
- **Vorkraft/Vorspannung:** Ist dieser Modus aktiv, verfährt der Motor, bis (je nach Einstellung) entweder die eingetragene Vorkraft oder Vorspannung erreicht ist oder ein Endlagenschalter auslöst. Die Steuerung berücksichtigt hierbei nicht, welche Drehrichtung eingestellt wurde.

### 8.1.5 Dehnungstabelle

Ist der Modus „Dehnungstabelle“ in der Tabelle aktiv, verfährt der Motor nach dem Starten, bis der Dehnwert (in %) der Liste unterhalb erreicht ist, dessen Signallampe auf der rechten Seite leuchtet. Die Tabelle wird von oben nach unten abgearbeitet. Ist der letzte Wert erreicht und der Modus aktiv, kann der Motor nicht wieder gestartet werden bis einer der folgenden Punkte erfüllt ist:

- Modus „Dehnungstabelle“ wird deaktiviert
- Letzter Dehnwert wird modifiziert
- Dehnwerttabelle wird reinitialisiert
- Offset-Knopf wird betätigt



### 8.1.6 Kontrollen

- **Innere / Äußere Endlage:** Zeigt an, ob einer der beiden Endlagenschalter ausgelöst hat. Wenn dem so ist, stoppt der Motor und kann nicht weiter in die entsprechende Richtung verfahren.
- **Spannung [N/mm<sup>2</sup>]:** Zeigt die aktuelle Spannung an, und zwar bezogen auf den nominellen Querschnitt und die Probenabmessungen.
- **Kraft [N]:** Zeigt die aktuelle Kraft an.
- **Motorfrequenz [Hz]:** Zeigt die vorliegende Steuerfrequenz an. Im Normalbetrieb stimmt der Wert mit der Steuerfrequenz des Motorsteuerungsclusters überein, im dehnratengesteuerten Modus ändert sie sich stetig.
- **Seilgeschwindigkeit [mm/min]:** Hier wird angezeigt, mit welcher Geschwindigkeit sich die beiden Spannbacken zueinander bewegen.

### 8.1.7 Probenabmessung

- **Parallele Probenlänge:** Gibt an, wie lang die parallele Länge eines Prüfkörpers ist. Bezogen auf einen klassischen Zugprüfkörper entspricht das der Länge des mittleren Steges ohne die Schultern, die in die Spannvorrichtung eingeklemmt werden.
- **Probenbreite:** Breite des Probensteiges (im rechten Winkel zur parallelen Probenlänge und in einer Ebene mit dem Führungsaufbau).
- **Probendicke:** Dicke des Probekörpers (normal zum Führungsaufbau)

Alle Werte werden in mm eingetragen.

### 8.1.8 Übrige Elemente ohne Cluster

- **Error out:** Hier werden Fehlermeldungen des Programms ausgegeben.
- **Angestrebte Seilgeschwindigkeit:** Eingabefeld zum Berechnen des nötigen Motortakts für die angestrebte Deformationsgeschwindigkeit.
- **Benötigte Motorfrequenz:** Ausgabefeld bezogen auf das Feld "angestrebte Seilgeschwindigkeit". Diese beiden Felder sind eine reine Orientierungshilfe und haben keinerlei Einfluss auf das Programm.
- **Schleifendauer:** Hier wird angezeigt, wie lange LabVIEW für einen einzelnen Schleifendurchlauf braucht. Bei zu großen Schleifendauern (> 20 ms) kommt es zu einem ungenauen Programmablauf in der Hinsicht, dass die Spannbacken gegen die

Endlagen fahren können und dort mechanisch gestoppt werden. Dies ist auf jeden Fall zu vermeiden, da das Antriebsseil im Leertrum entspannt wird und die Gefahr besteht, dass das Seil im Getriebe von seiner Führung springt und ggf. beschädigt wird. Eine wesentlich weniger gravierende Auswirkung wäre, dass das Programm die angestrebten Dehnungs-, Kraft- oder Spannungswerte weit "überfährt" also erst wesentlich später als gewünscht zum Stehen kommt.

- **Daten speichern:** Das Programm fragt bei jeder "Stopp" Betätigung, ob die aktuellen Daten des Spannungs-Dehnungsdiagramms gespeichert werden sollen. Mit dem Knopf "Daten Speichern" kann diese Option manuell aufgerufen werden.
- **Speicherpfad:** Gibt an, wie der Standardspeicherpfad lauten soll, der in der Dialogbox der Datenspeicherung aufscheint. Der Pfad kann jederzeit beim Speichern geändert werden, er ist nur zur leichteren Handhabung gedacht.

### 8.1.9 Dialogbox: Daten speichern

Wie bereits beschrieben, öffnet sich jedes Mal, wenn nach einem Startsignal ein Stoppsignal folgt, die Dialogbox "Daten speichern". Die Speicherung kann über "Ok" akzeptiert oder über "Cancel" abgebrochen werden. Aktivierung des Ok-Buttons öffnet ein Kontextmenü in dem der Speicherpfad ausgewählt werden kann. Der vorgeschlagene Standard-Dateiname ist der Zeitstempel mit Datum und Uhrzeit. Die Datei sollte als \*.txt gespeichert werden und enthält alle temporären Spannungs-, Dehnungs-, Kraftdaten und den dazugehörigen Zeitpunkt in tabellarischer Form, sowie Prüfparameter (Probenabmessungen, Verfahrenart und Dehngeschwindigkeit).

## 8.2 Grafischer Quellcode – Blockdiagramm

Ein Blockdiagramm in LabVIEW ist ein grafischer Quellcode. Den dem Steuerprogramm der Zugprüfeinrichtung zugrunde liegenden Quellcode im Detail zu besprechen würde über den Rahmen dieser Arbeit hinausgehen. Im Folgenden soll lediglich ein grober Überblick gegeben werden, um nachfolgenden Anwendern den Einstieg in den Code zu erleichtern.

Zu der Programmierung mit LabVIEW muss gesagt werden, dass die VIs (virtuelle Instrumente) so angelegt sind, dass mehrere parallel liegende Programmschleifen eines VIs im PC parallel abgearbeitet werden. Bei der Verwendung eines PCs mit mehreren Kernen kann jede Schleife in einem eigenen Kern ausgeführt werden (solange ausreichend Kerne

vorhanden sind). In einer ersten Version des Programms wurde dieser Umstand nicht berücksichtigt und der gesamte Code in einer einzigen Schleife abgearbeitet. Wenn das Programm an einer Stelle ins stocken geriet, z.B. weil auf ein Antwortsignal gewartet wurde, musste das ganze übrige Programm solange warten bis das Signal da war, bevor es weiter laufen konnte. Dies führte zu erhöhten Schleifendurchlaufzeiten. Eine erhöhte Schleifendurchlaufzeit ( $> 20$  ms) kann sich negativ auf den Betrieb der Zugprüfeinrichtung auswirken. Dies ist z.B. der Fall, wenn die Traversen gegen einen Endlagenschalter fahren und sofort stoppen müssen. Liegt in dieser Situation eine erhöhte Schleifendurchlaufzeit vor, kann es passieren, dass das Programm nicht schnell genug das Stoppsignal an die Motorsteuerung sendet und die Traversen gegen die Endlagen fahren. Dies kann im schlimmsten Fall zu einer Beschädigung der Zugprüfeinrichtung führen.

In der aktuellen Programmierung laufen sechs Schleifen parallel. Teilweise greifen die Schleifen aufeinander zu, so dass es immer noch zu Wartezeitszenarien kommen kann. Wie im Folgenden gezeigt wird, existiert eine separate Schleife, die nur für das An- und Abfahren der Maschine zuständig ist, so dass es zu einem solchen Schlimmstfall-Szenario nicht mehr kommen sollte.

Bei leistungsschwachen Computern kann es sein, dass die Programmvariante mit parallelen Schleifen langsamer ausgeführt wird als die ursprüngliche Variante mit nur einer Schleife. Aus diesem Grund existieren weiterhin zwei Programmvarianten mit den Namen „Steuerung Conscindator single loop“ und „Steuerung Conscindator parallel loops“. Das Programmdebugging wurde jedoch nur für die Variante mit den parallelen Schleifen bis zuletzt durchgeführt.

Eine Faustregel der Programmierung mit LabVIEW besagt, dass ein Programm immer so zu schreiben ist, dass alle Objekte auf einem Bildschirm Platz finden. Diese Regel wurde zur besseren Verständlichkeit des Codes nur in Ansätzen befolgt und stimmt lediglich für die einzelnen Schleifen. Es ist im Nachhinein ohne weiteres möglich, Großteile der Programmstruktur in Sub-VIs laufen zu lassen und das Blockdiagramm somit um ein Vielfaches zu verkleinern.

Im Folgenden wurde zur besseren Überschaubarkeit des Blockdiagramms der grafische Quellcode unterteilt und die Schleifen einzeln dargestellt. Eine Schleife ist jeweils als geschlossener, dicker, grauer Rahmen im Blockschaltbild erkennbar.

### 8.2.1 Schleife 1

Bei der ersten Schleife handelt es sich um die einzige Schleife, die das NI-USB 6008 direkt einbindet. In ihr wird die Kraftmessung mit dem zurückgelegten Deformationsweg vereint und in Form eines Spannungsdehnungsdiagramms an die Benutzeroberfläche zurück gegeben. Bevor die Schleife durchlaufen wird, werden die verschiedenen Ein- und Ausgänge des NI-USB 6008 initialisiert. Der erste rot gestrichelte Rahmen (Abb. 61, Pos. 1) beinhaltet die Initialisierung des Signals für die Zustandsdiode, die nach Analyse der Programmsignale (Abb. 61, Pos. 2) Auskunft über den Programmstatus an der Zugprüfeinrichtung gibt (Farben: rot, orange und grün). Der darunter liegende Block (Abb. 61, Pos. 3) initialisiert das Einlesen der Endlagenschalter (Abb. 61, Pos. 4) und sendet im Aktivierungsfall das Stoppsignal an die Motorsteuerung. Der letzte Block links außerhalb der Schleife initialisiert den analogen Eingang zur Erfassung der Wägezellenspannung (Abb. 61, Pos. 5). Die Initialisierung von Geräten wurde nach Möglichkeit immer außerhalb von Programmschleifen gesetzt, da anderenfalls in jedem Schleifendurchlauf neu initialisiert und die Schleifendauer erheblich erhöht würde.

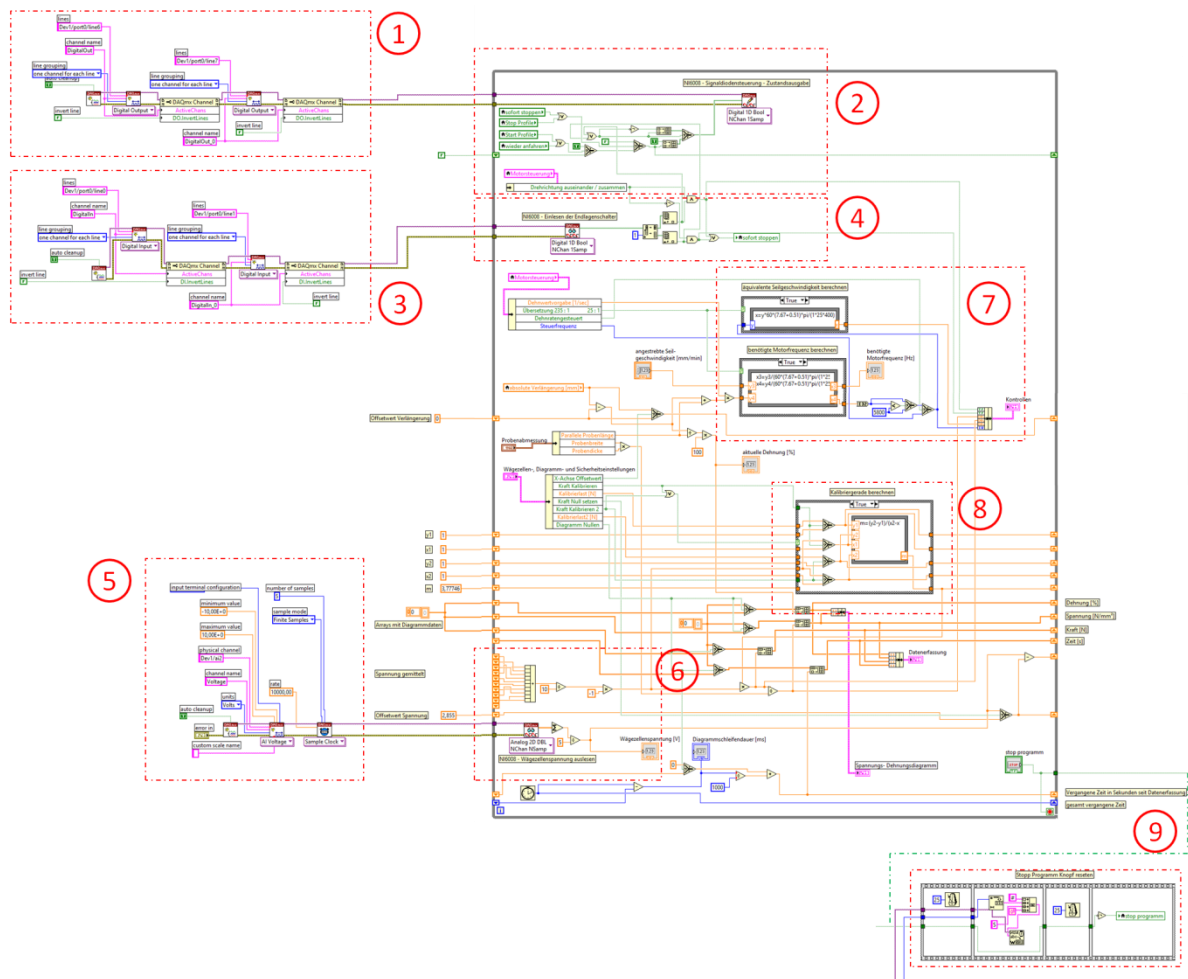


Abb. 61: Überblick Schleife 1

Aus den von der Messverstärkerschaltung erhaltenen Spannungswerten wird zunächst der Durchschnitt von 5 aufgenommenen Messwerten errechnet (Abb. 61, Pos.6) und anschließend der Mittelwert aus den bereits gemittelten Spannungswerten der letzten 10 Schleifendurchläufe berechnet und das Resultat an das Spannungsdehnungsdiagramm übergeben. Zu dieser Berechnung und zur Datenzwischenspeicherung werden in LabVIEW Schieberegister (shiftregister) verwendet. Symbolisiert sind diese durch kleine Kästchen mit einem Dreieck (nach unten für den Schleifeneingang oder nach oben für den Schleifenausgang), die im Rand der Schleife sitzen (Abb. 62). Mit solchen Schieberegistern können nicht nur einzelne Werte, sondern auch ganze Arrays durch die Schleife geführt werden.



Abb. 62: Schieberegister

Die Geschwindigkeitsvorgabe für die Zugprüfeinrichtung erfolgt in Hertz (Motorschritte pro Sekunde). Um zu sehen, welcher Deformationsgeschwindigkeit dies entspricht, wird im mittleren Teil von Schleife 1 die äquivalente Seilgeschwindigkeit berechnet (Abb. 61, Pos. 7). Im gleichen roten Kasten wird direkt darunter die benötigte Motorfrequenz berechnet, wenn eine bestimmte Deformationsgeschwindigkeit vorgegeben ist. Hierbei handelt es sich um ein reines Hilfsfeld, das keinen Programmeinfluss hat. Im roten Kasten darunter (Abb. 61, Pos. 8) befindet sich die Berechnung der Kalibriergraden, die festlegt, welchem Kraftwert eine Spannung von einem Volt entspricht. Außerhalb der ersten Schleife, der Übersichtlichkeit halber nach unten versetzt, befindet sich eine Sequenz, die bei Beendigung des Programms zum Einen ein Haltesignal an die Motorsteuerung sendet und zum Anderen den Stopknopf wieder in die Ausgangsstellung hebt.

## 8.2.2 Schrittmotorinitialisierung

Noch bevor die übrigen Schleifen vorgestellt werden, wird die Initialisierung des Schrittmotors gezeigt (Abb. 63). Hierbei wird zuerst der Kommunikationsweg über USB festgelegt und dem Motor eine Adresse zugewiesen. In weiterer Folge werden sieben Befehle zur Motorvoreinstellung an die Motorsteuereinheit SMCI33-1 gesendet.

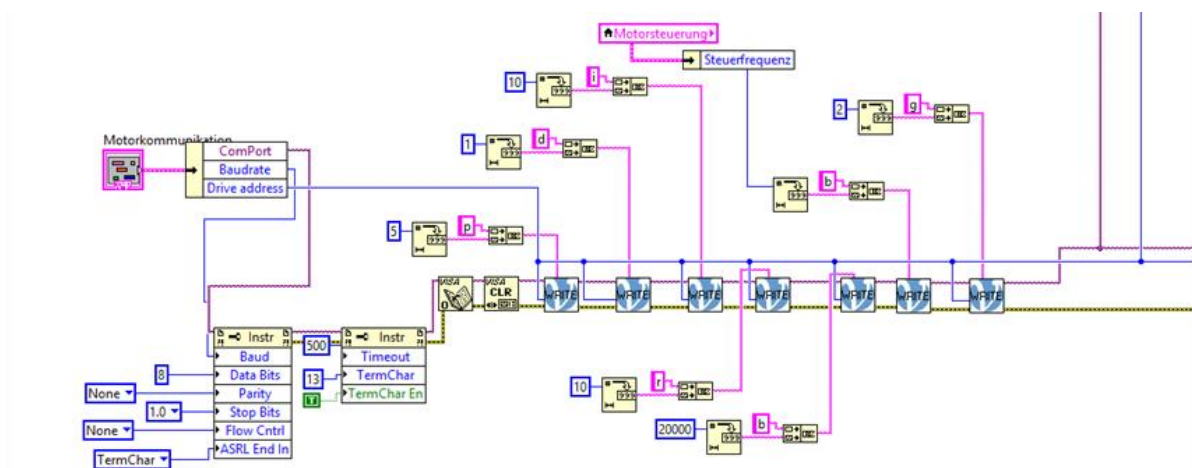


Abb. 63: Schrittmotorinitialisierung

Die violette und die blaue Leitung, die nach rechts aus dem Bild herausgehen, gehen zu den übrigen Schleifen und übergeben den Kommunikationsport (violett) und die Motoradresse (blau), die bei jedem weiteren Ansprechen des Motors benötigt werden. Die gelbe Leitung dient der Fehlerrückmeldung und wird dazu genutzt, eine Abfolge im Programm festzulegen.

### 8.2.3 Schleife 2

Die Durchlaufdauer von Schleife 2 ist sehr wichtig. Hier wird im ersten Schritt die aktuelle Encoderposition ausgelesen (Abb. 64, Pos. 10) und im zweiten Schritt der daraus resultierende zurückgelegte Weg berechnet (Abb. 64, Pos. 11). Im letzten Schritt wird festgestellt, ob eine eventuell eingestellte Vorkraft oder Vorspannung bereits erreicht wurde und der Motor gestoppt werden muss (Abb. 64, Pos. 12). Bedeutend ist die Schleifendauer, da Schleife 1 in jedem Durchlauf einen Encoderwert benötigt und die Schleifen 5 und 6 mit der in Schleife 1 ermittelten Dehnung arbeiten. Diese wiederum kann nur aus dem zurückgelegten Weg aus Schleife 2 ermittelt werden. Ist die Dauer von Schleife 2 zu lang, bremst sie also Schleife 1 und damit auch die Schleifen 5 und 6 aus.

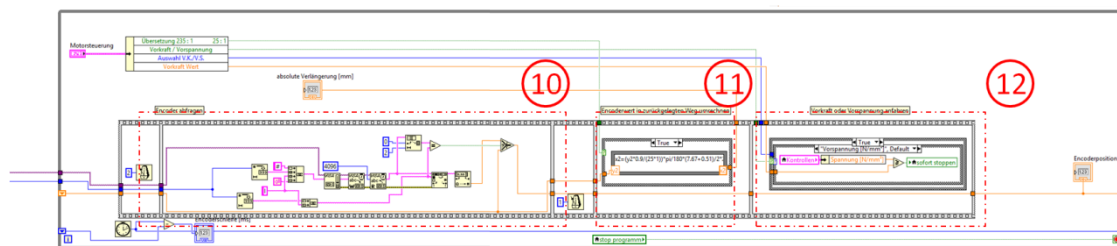


Abb. 64: Überblick Schleife 2

### 8.2.4 Schleife 3

Die nun beschriebene Schleife 3 (Abb. 65) beinhaltet die meisten aktiven Knöpfe des Programms, z.B. den Start- und den Stoppknopf. Es handelt sich um eine zeitgesteuerte Schleife. Diesem Schleifentyp kann vorgegeben werden, in welcher Frequenz er ausgeführt werden soll. Im vorliegenden Fall wird die Schleife alle 1000 ms ausgeführt, also jede Sekunde ein Mal. Das Programm prüft in jedem Schleifendurchlauf, ob in der Bedienoberfläche ein Knopf oder Schalter betätigt oder ein Zahlenwert geändert wurde. Ist dies der Fall, wird die Aktion ausgeführt. Der Sinn dieser Prüfung besteht darin, dass das Programm nicht in jedem Schleifendurchlauf alle Eingabeelemente einzeln einlesen muss, sondern nur dann, wenn sich eine Änderung ergeben hat. Hat es keine Änderung gegeben, wird die Schleife zeitsparender

Weise leer durchlaufen. Dies führt insbesondere bei Programmen mit zahlreichen Bedienelementen zu kürzeren Schleifendurchlaufzeiten.

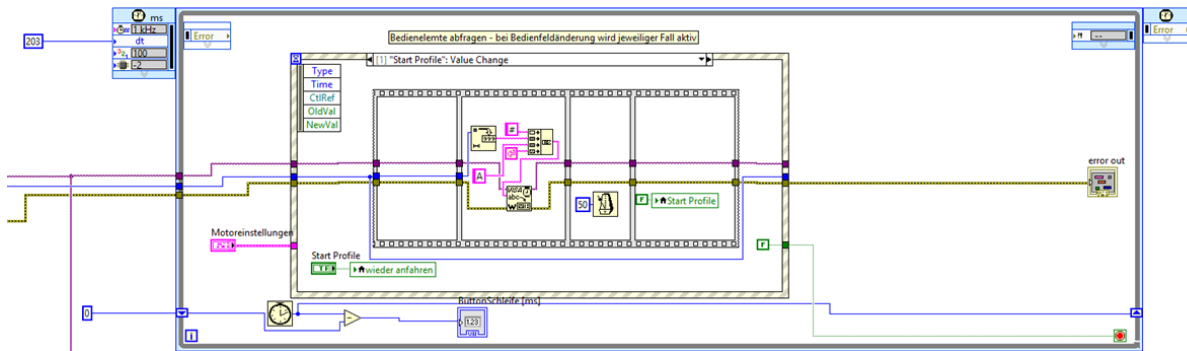


Abb. 65: Überblick Schleife 3

### 8.2.5 Schleife 4

Schleife 4 (Abb. 66) ist eine autonom laufende Schleife, die teilweise redundant betrieben wird. Ihre Aufgabe besteht darin, den Motor zu stoppen (Abb. 66, Pos. 13) oder ihn wieder anfahren zu lassen (Abb. 66, Pos. 14). Sie arbeitet insofern autonom, dass die beiden booleschen Bedienelemente „sofort stoppen“ und „wieder anfahren“ eigene Schalter sind. Diese Schalter können aus den anderen Schleifen heraus betätigt werden, die Schleife wartet jedoch bei einem Durchlauf nicht darauf, ob eine Betätigung aus einer anderen Schleife heraus erfolgt ist, sondern verwendet die aktuelle Stellung (true oder false). Redundant ist sie, da das Stoppen des Motors nicht in jedem Fall über diese Schleife gesteuert wird. Aus Sicherheitsgründen ist der Stoppbefehl teilweise doppelt gesetzt – zum Einen als Schalterstellung in Schleife 4, zum Anderen als direkter Befehl aus einer anderen Schleife heraus an die Motorsteuerung.

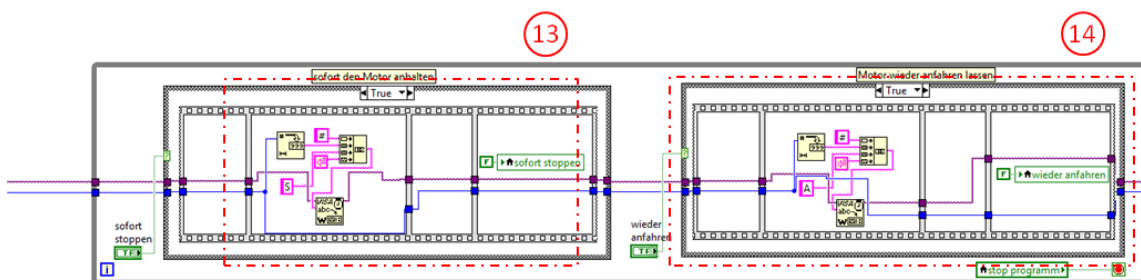


Abb. 66: Überblick Schleife 4



## 8.2.6 Schleife 5

Bei Schleife 5 (Abb. 67) handelt es sich wie bei Schleife 3 um eine zeitgesteuerte Schleife. Auch sie wird nur jede Sekunde ein Mal ausgeführt. Hierbei geht es um die Option der sich kontinuierlich erhöhenden Deformationsgeschwindigkeit. Sie passt die Motorfrequenz so an, dass unter der Berücksichtigung der aktuellen Gesamtlänge der Probe eine Dehnung mit einem festgelegten Prozentsatz pro Zeiteinheit stattfindet. (Siehe hierzu auch Kapitel 8.1.4)

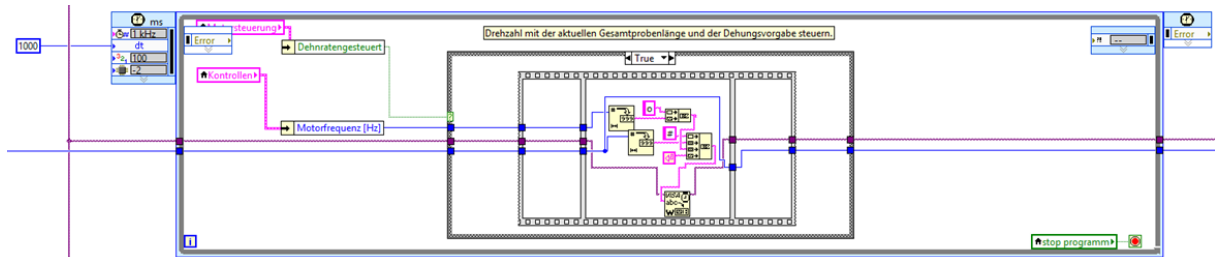


Abb. 67: Überblick Schleife 5

## 8.2.7 Schleife 6

Die letzte Schleife beinhaltet drei verschiedene Funktionen. Als erstes gibt sie eine Dehnungstabelle aus (Abb. 68, Pos. 15). In diese Tabelle kann der Anwender eine Liste von Dehnungswerten eintragen, die der Reihe nach angefahren werden sollen (siehe hierzu auch Kapitel 8.1.5). Als Nächstes folgt die Funktion, den Motor auf einen Haltebefehl hin nach einer bestimmten Wartezeit wieder anzufahren (Abb. 68, Pos. 16). Als Letztes folgt die Datensicherung (Abb. 68, Pos. 17). Hierbei werden die Prüfparameter, alle aufgenommenen Werte (Dehnung, Spannung und Kraft) und zu jedem Messwert die vergangene Zeit seit dem Start in einer Textdatei gespeichert.

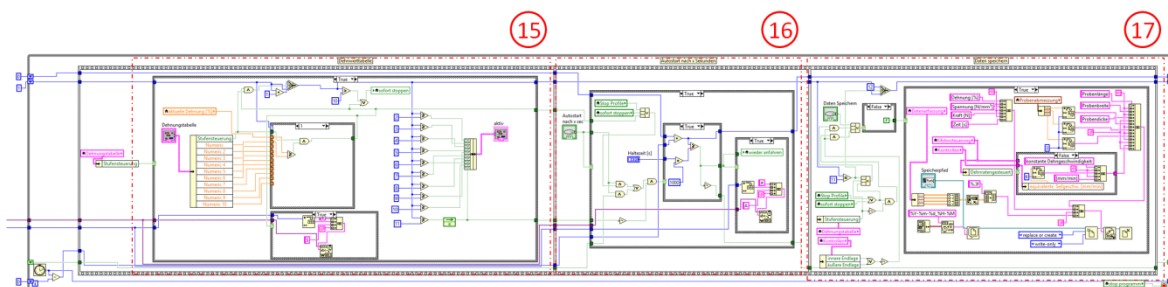


Abb. 68: Überblick Schleife 6

## 9 Beispielmessungen mit der Prüfeinrichtung

### 9.1 Kalibrierung der Wägezelle, Abgleich mit Zwick Z050 und Fehlerabschätzung

Es gibt zwei Möglichkeiten, zur Ermittlung der an der Wägezelle anhängenden Last. Die erste Möglichkeit ist der analytische Weg. Durch die Messspannung  $U_M$  an der Wägezellen-Messbrücke kann mit dem Proportionalitätsfaktor  $k$  des DMS auf die Dehnung  $\varepsilon$  geschlossen werden:

$$(45) \quad \varepsilon = \frac{U_M}{U_0 \cdot k}$$

Das Hook'sche Gesetz liefert bei bekanntem E-Modul die Biegespannung  $\sigma_B$ :

$$(46) \quad \sigma_B = E \cdot \varepsilon$$

Wenn die Geometrie der Wägezelle bekannt ist, kann auch das Widerstandsmoment  $W_Y$  berechnet werden. Damit wiederum ist die Bestimmung des anliegenden Biegemoments  $M_Y$  möglich:

$$(47) \quad M_Y = \sigma_B \cdot W_Y$$

Als Letztes kann bei bekannter Hebellänge  $l$  die anliegende Kraft  $F$  berechnet werden:

$$(48) \quad F = \frac{M_Y}{l}$$

Es gibt zwei Probleme bei dieser Methode. Zum Ersten muss die genaue Geometrie bekannt sein und zum Zweiten müssen die Materialkennwerte vorliegen. Wie bereits in Kapitel 7.1.1 besprochen wurde, war die Fertigungsgenauigkeit der Wägezelle problematisch. Aus diesem Grund kann davon ausgegangen werden, dass die fertige Wägezelle nicht zu 100 % den Vorgaben entspricht. Eine nachträgliche Vermessung gestaltet sich ebenfalls schwierig, da die DMS-Applikationsstelle mit einem Zweikomponentenkleber hoher Festigkeit vergossen wurde, der einerseits einer Messung hinderlich ist und andererseits aufgrund der Verkabelung und der DMS eine unbekannte Geometrie beinhaltet. Aufgrund der Proportionen kann auch nicht davon ausgegangen werden, dass die Einbettung der DMS Applikationsstelle bei der

Festigkeitsbetrachtung vernachlässigt werden kann. Diese beschriebene analytische Methode ist nur dann optimal anwendbar, wenn die zu analysierende Geometrie exakt bestimmbar ist und die Messstelle im Vergleich zum Prüfkörper sehr klein ist.

Die zweite Möglichkeit zur Kalibrierung einer Messzelle besteht darin, definierte Lasten an die Wägezelle zu hängen und eine Kalibriergerade zu erstellen. Solange diese Methode prinzipiell möglich ist, ist sie aufgrund der geringeren Ungenauigkeiten der ersten Methode vorzuziehen. Im vorliegenden Fall wurde eine einfache Vorrichtung geschaffen, mit Hilfe derer die Lasten so an die Wägezelle gehängt werden können, dass die Wägezelle nur in Richtung der Prüfkörperdeformation belastet wird (verwendete Materialien siehe Abb. 69). Dabei wird das Seil in die Klemmvorrichtung gespannt, die mit der Wägezelle verbunden ist und die Umlenkvorrichtung in die andere Klemmvorrichtung. Als Nächstes wird der Haken durch die Umlenkvorrichtung gefädelt, hängt somit nach unten und kann mit Gewichten bestückt werden.

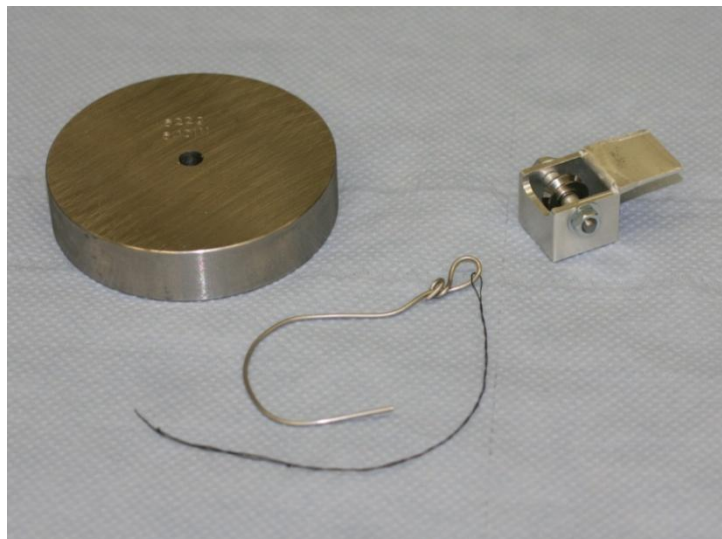


Abb. 69: Gewicht, Seil mit Haken und Umlenkvorrichtung zur Wägezellenkalibrierung

Bei einer ersten Implementierung in das LabVIEW Steuerprogramm wurde die Kalibrierung durch das Anhängen eines einzigen Gewichts realisiert. Der zweite Punkt der Kalibriergeraden wurde über die unbelastete Wägezelle definiert. Dazu ist zu wissen, dass die Messverstärkerschaltung über ein Trimpmpotentiometer verfügt. Dieses erlaubt es, die Brücke abzugleichen, also die gemessene Wägezellenspannung zu verschieben. Damit diese Methode zuverlässig funktioniert, ist es notwendig, dass im unbelasteten Zustand keine Spannung gemessen wird. Kommt es dagegen zu einer Änderung der Wägezellenspannung, ändert sich

die Steigung der Kalibriergeraden und alle nachfolgenden Messungen werden proportional verfälscht. Zu einer solchen Verschiebung kann es beispielsweise kommen, wenn die Wägezelle plastisch verformt wurde. In Abb. 70 ist diese Problematik verdeutlicht. Die blaue Linie stellt die ermittelte Kalibriergerade dar, wenn im unbelasteten Zustand 0 V anliegen.

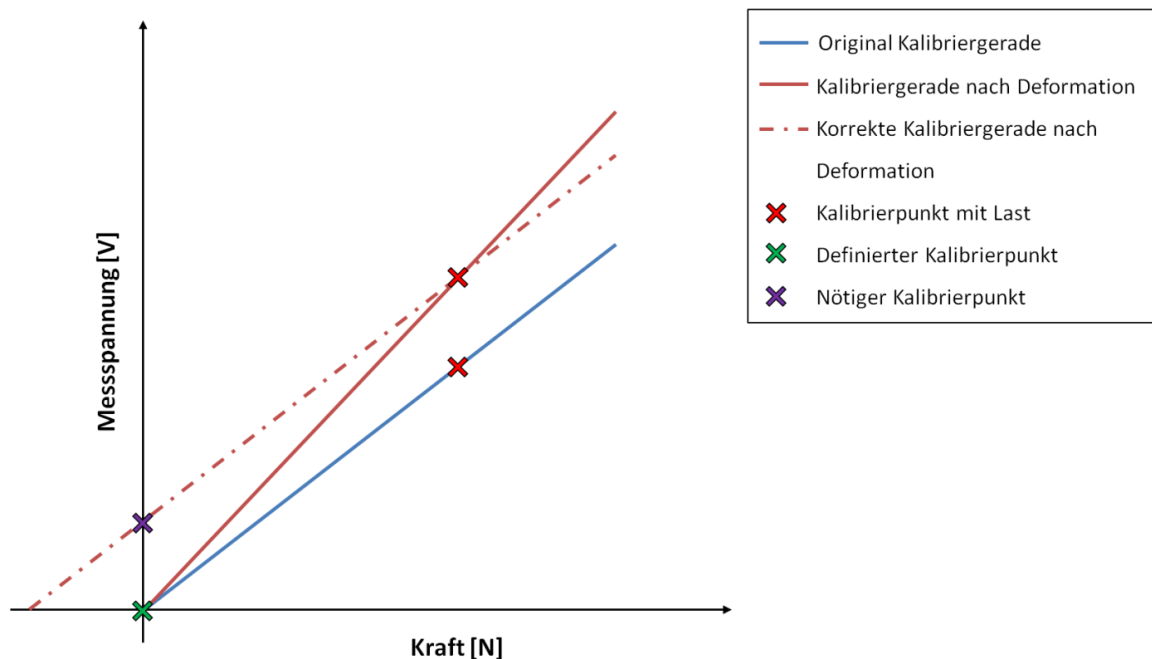


Abb. 70: Verdeutlichung der Kalibrierungsproblematik bei dem Einsatz eines einzelnen Kalibriergewichts

Kommt es nun zu einer plastischen Deformation der Wägezelle, weicht die Wägezellenspannung im unbelasteten Zustand von 0 V ab. Es kommt zu einer Spannungsverschiebung an jedem Messpunkt, die jedoch von der Kalibrierung nicht erfasst wird, da programmintern festgelegt wurde, dass 0 V Spannung einem Kraftwert von 0 N entspricht. Es kommt zu einer abweichenden Kalibriergeraden, wie sie in Abb. 70 unter der Bezeichnung "Kalibriergerade nach Deformation" zu sehen ist. Wird die Wägezelle nun über den Wert des Kalibriergewichts hinaus belastet, ist ersichtlich, dass mit dieser verfälschten Kalibrierung eine zu geringe Kraft ermittelt wird. Wird die Wägezelle mit einer Last unterhalb des Kalibriergewichts belastet, ist die ermittelte Kraft dagegen höher als die real anliegende. Um wieder die korrekten Lasten ermitteln zu können, ist es entweder notwendig, die Wägezelle mittels des Trimpotentiometers im unbelasteten Zustand auf 0 zu setzen oder einen zweiten Kalibrierpunkt zu setzen, der dem violetten Kreuz in Abb. 70 entspricht.

Nachdem diese Problematik erkannt worden war, wurde der Kalibriervorgang neu implementiert. Im aktuellen Kalibriervorgang erfolgt die Kalibrierung durch das Anhängen von zwei unterschiedlich schweren Gewichten (Abb. 71).

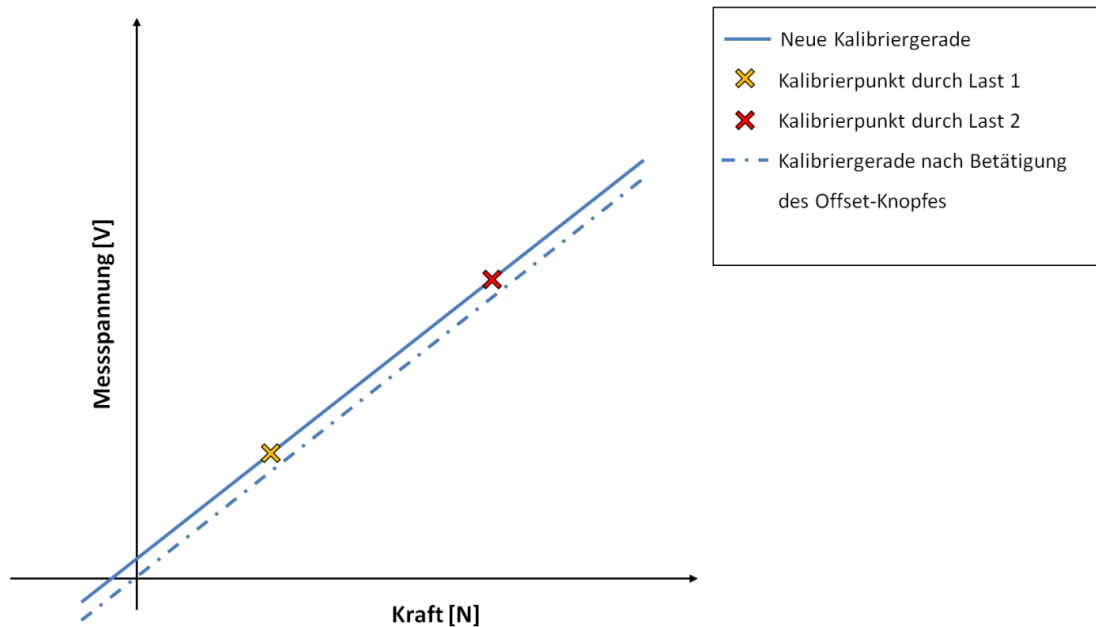


Abb. 71: Kalibriergerade durch zwei angehängte Kalibriergewichte

Mit dieser Umsetzung ist es nicht relevant, ob an der Wägezelle im unbelasteten Zustand 0 V Messspannung anliegen oder ein abweichender Spannungswert. Ändert sich der Spannungswert im unbelasteten Zustand, ergibt sich bei einer erneuten Kalibrierung eine Parallelverschiebung der Kalibriergeraden, aber keine Änderung ihrer Steigung. Die Wägezellenspannung wird nach der Kalibrierung im unbelasteten Wägezellenzustand durch Aktivierung eines Offset-Knopfes programmintern auf 0 V gesetzt (vergleiche Kalibriergeraden vor - und nach Betätigung des Offset-Knopfes Abb. 71). Grundsätzlich muss die Wägezellenkalibrierung bei jedem Start der Steuersoftware erneut durchgeführt werden.

Eine Unsicherheit bei dem beschriebenen Kalibriervorgang besteht in der angehängten Last. Die Gewichte wurden im Vorfeld auf einer sehr genauen Waage abgewogen. Da das Seil jedoch in der Umlenkvorrichtung um 90° umgelenkt wird, war unklar, ob die Last durch eventuelle Reibverluste der Umlenkrollenlagerung gemindert wird. Um dies zu bestimmen wurde eine 100 N Kraftmessdose mit angehängtem Kalibriergewicht in der Zugprüfeinrichtung Z050 der Firma Zwick eingesetzt und die Kraft ermittelt. Anschließend wurde die Kraftmessdose unterhalb der Zugprüfeinrichtung Conscindator am Boden fixiert

und über die Umlenkrolle mit der Klemmvorrichtung mittels eines Seils verbunden. Durch langsames Verfahren der Traverse wurde eine Last aufgebracht und die Kraft ermittelt.

Die Ergebnisse der Zwick Z050 und des Conscindators wurden verglichen. Die Messwertabweichung der beiden Wägezellen betrug weniger als 1 % und wurde geringer, je höher die Last war. Ein Grund hierfür könnte das Signal/Rausch Verhältnis des Messsignals sein, dass bei steigender Last immer größer wird.

Abschließend wurde noch eine Versuchsreihe mit verschiedenen Lasten durchgeführt, bei denen die Last durch stufenweises Anhängen von Gewichten erhöht und anschließend wieder reduziert wurde. Dieser Versuch sollte die Wiederholgenauigkeit und den daraus resultierenden Fehler ermitteln. Es wurden pro Laststufe in Summe 24 Werte ermittelt und statistisch ausgewertet (Abb. 72 und Tab. 4). Anzumerken zu Tabelle 4 ist, dass hier die nominellen Größen der Gewichte eingetragen wurden, nicht die realen. Die Gewichte wurden teilweise mit Draht an den Kalibrierhaken gehängt. Das zusätzliche Drahtgewicht führt also zu einer geringen Abweichung.

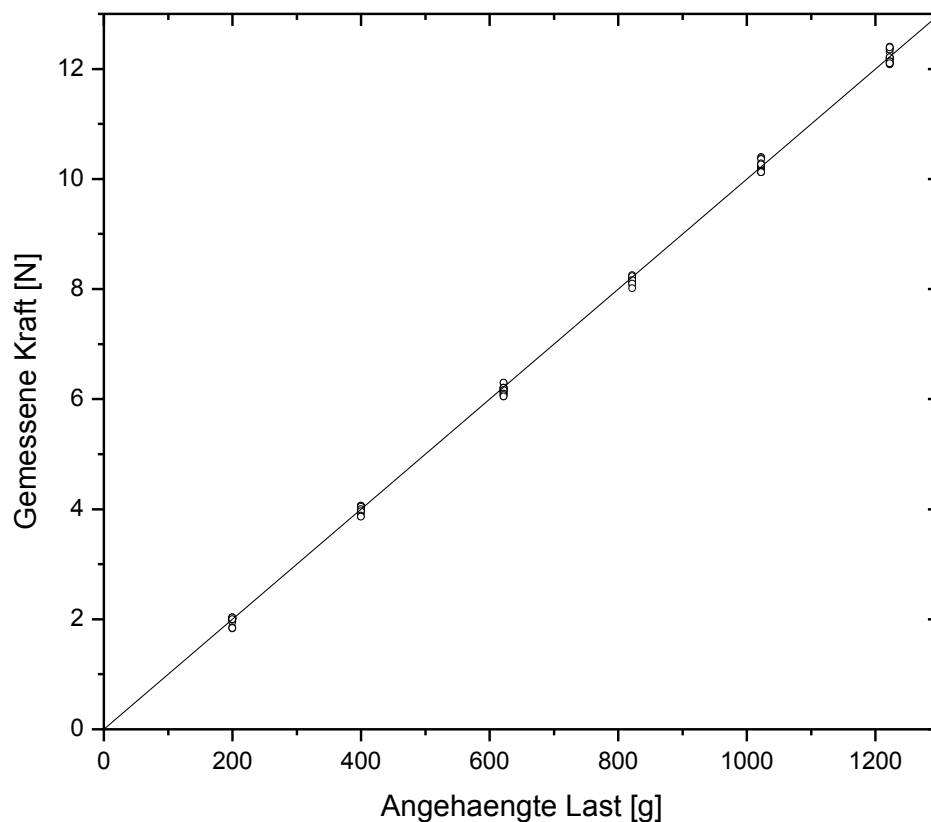


Abb. 72 Darstellung der Streuung zwischen angehängter Last und gemessener Kraft

Gewicht	200 g	400 g	622 g	822 g	1022 g	1222 g
Mittelwert [N]	1,98	4,00	6,16	8,17	10,22	12,22
Standardabweichung [N]	0,06	0,06	0,07	0,05	0,08	0,11
Relativer Fehler	2,98%	1,48%	1,14%	0,66%	0,78%	0,91%

Tab. 4: Statistische Kennwerte im Detail

Die statistischen Werte wurden nach folgenden Formeln berechnet:

$$\begin{array}{lll} \text{Mittelwert} & \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i & \bar{x}: \text{Mittelwert} \\ (49) & & x_i: \text{Messwerte} \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} \text{Standardabweichung} & s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \left[ \left( \sum_{i=1}^n x_i^2 \right) - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2 \right]} & n: \text{Losgröße} \\ (50) & & i: \text{Laufparameter} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Relativer Fehler} & f_{rel} = \frac{s}{\bar{x}} \cdot 100\% \\ (51) & \end{array}$$

Die ermittelte Genauigkeit der Wägezelle wurde als zufriedenstellend empfunden. Die Aufgabe der Wägezelle besteht im Rahmen der geplanten Versuche nicht darin, Lasten möglichst präzise zu bestimmen, sondern während einer Probenuntersuchung ein Spannungs-Dehnungsdiagramm auszugeben, für das eine relative Änderung der Kraft ausreichend ist. In einem solchen kann z.B. anhand der Steigung erkannt werden, in welchem Spannungsbereich sich die aktuell untersuchte Probe befindet. Andere Effekte, die gut beobachtet werden können, sind Relaxationsprozesse in der Kunststoffprobe. Dies ist z.B. wichtig um die Wartezeit zu ermitteln, nach der eine Untersuchung der Probe stattfinden kann.

## 9.2 Vergleich der Prüfkurven zwischen Z050 und Conscindator

Im Rahmen einer Seminararbeit<sup>13</sup> wurden zur Überprüfung der Messgenauigkeit des Conscindators Zugversuche mit Standardprüfkörpern durchgeführt. Zum Einen wurde die hier beschriebene Zugprüfeinrichtung „Conscindator“ zum anderen die laboreigene Zugprüfmaschine der Firma Zwick „Z050“ verwendet. Das Prüfmaterial hierfür waren Polypropylen Folien, die für diesen Versuch schmelzgepresst wurden.

Es wurden zwei verschiedene Arten von Zugversuchen durchgeführt. Der erste Zugversuch fand unter kontinuierlich ansteigender Dehnungsgeschwindigkeit bezogen auf die aktuelle Probenlänge statt. Der Dehnungsparameter war hierbei 100 % pro Minute, was für die Conscindatorsteuerung einem Wert von  $0,01666 \text{ s}^{-1}$  entspricht. Der zweite Versuch wurde mit der gleichen, ansteigenden Prüfgeschwindigkeit gefahren, jedoch wurde bei bestimmten Dehnungsintervallen eine Pause von einer Minute eingelegt. Dabei entsprach das Intervall  $5 \times 5 \%$ ,  $5 \times 10 \%$ ,  $5 \times 50 \%$  und in weiterer Folge 100 % der Anfangsprobenlänge (die Stufen ergaben sich also zu: 5 %, 10 %, 15 %, 20 %, 25 %, 35 %, 45 %, 55 %, 65 %, 75 %, 125 %, ... usw.).

### 9.2.1 Kontinuierliche Fahrt

Die folgenden Abbildungen zeigen jeweils drei Ergebniskurven für Zugversuche die mit Prüfkörpern aus PP-Folien durchgeführt wurden. Das zuerst gezeigte Spannungs-Dehnungsdiagramme zeigt das Ergebnis der ersten 100% Dehnung bei kontinuierlicher Fahrt und kontinuierlich ansteigender Dehnungsgeschwindigkeit durchgeführt an einer Zwick Z050 (Abb. 73), das Zweite die ersten 100% Dehnung durchgeführt an der Zugprüfeinrichtung Conscindator (Abb. 74). In weiterer Folge ist das Ergebnis des gesamten Zugversuches an der Z050 (Abb. 75) und am Conscindator (Abb. 76) dargestellt.



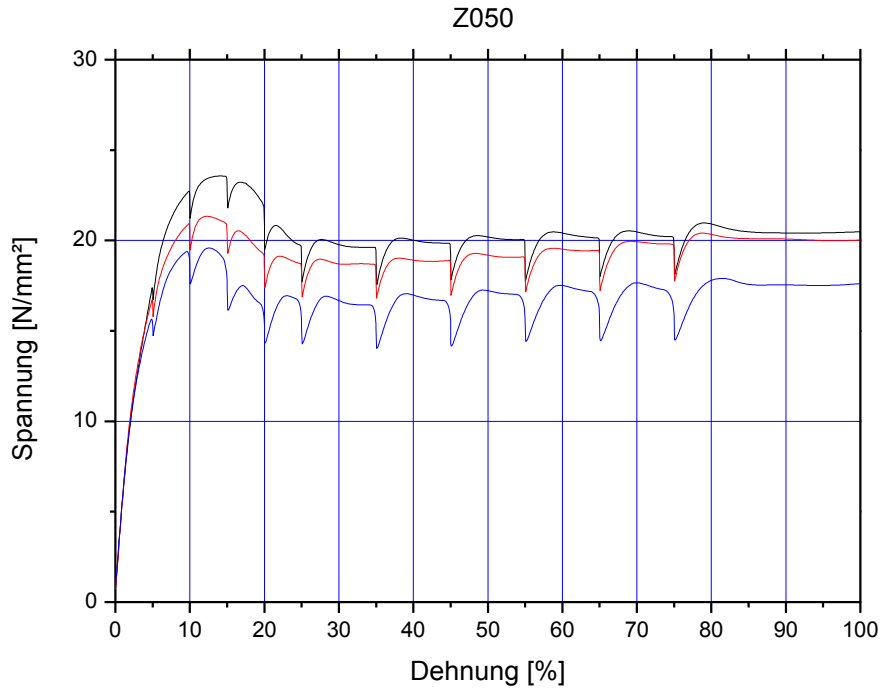


Abb. 73: Zugversuch mit Z050, kontinuierliche Fahrt bis 100 % Dehnung

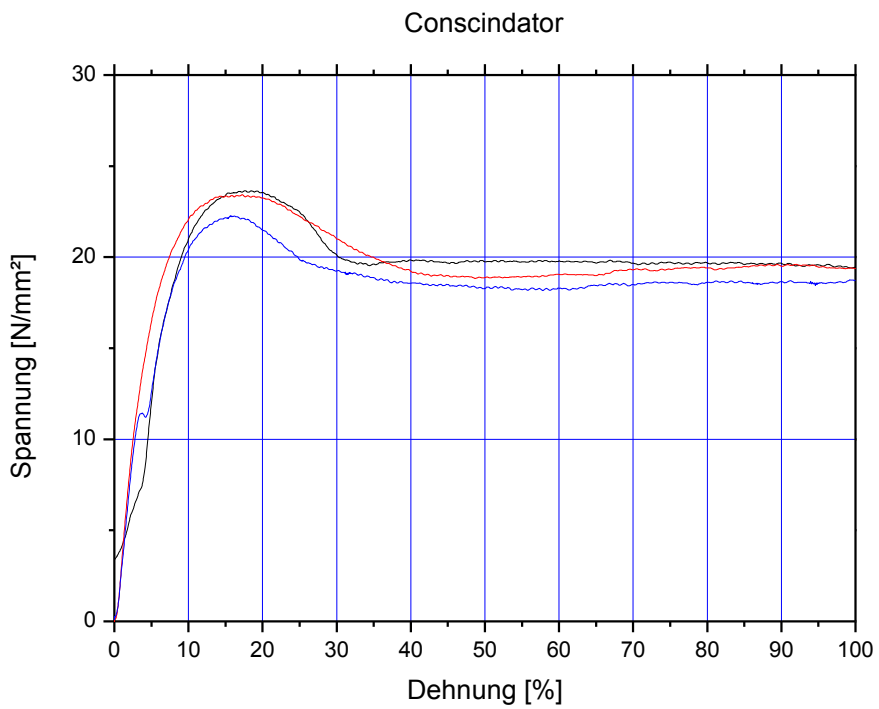


Abb. 74: Zugversuch mit Conscindator, kontinuierliche Fahrt bis 100 % Dehnung

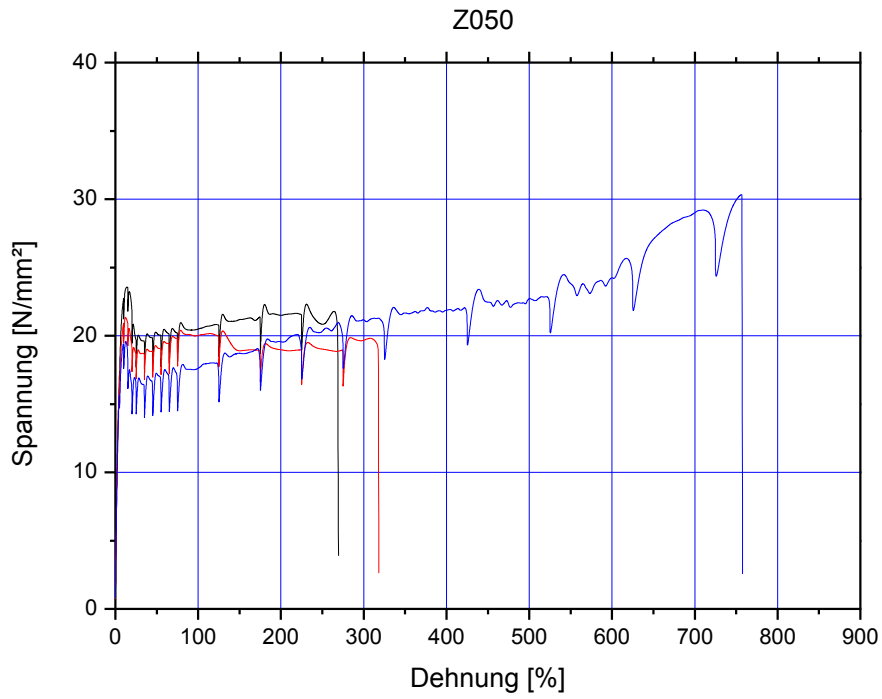


Abb. 75: Zugversuch mit Z050, gesamte kontinuierliche Fahrt

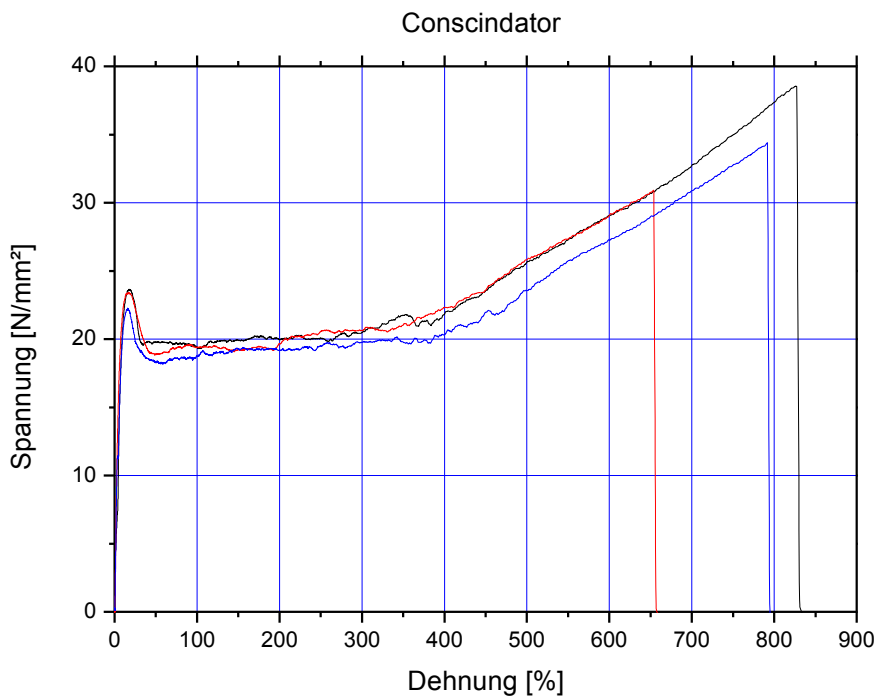


Abb. 76: Zugversuch mit Conscindator, gesamte kontinuierliche Fahrt

## 9.2.2 Gestufte Fahrt

Die folgenden Abbildungen zeigen ebenfalls jeweils drei Ergebniskurven für Zugversuche die mit Prüfkörpern aus PP-Folien durchgeführt wurden. Im Unterschied zu den zuerst gezeigten Kurven fand die Deformation gestuft, also mit definierten Pausen bei bestimmten Dehnwerten statt. Wie zuvor werden zuerst für die Z050 (Abb. 77) und anschließend für den Conscindator (Abb. 78) die ersten 100% Dehnung gezeigt, gefolgt von den gesamten Spannungs-Dehnungsverläufen der Z050 (Abb. 79) und des Conscindators (Abb. 80).

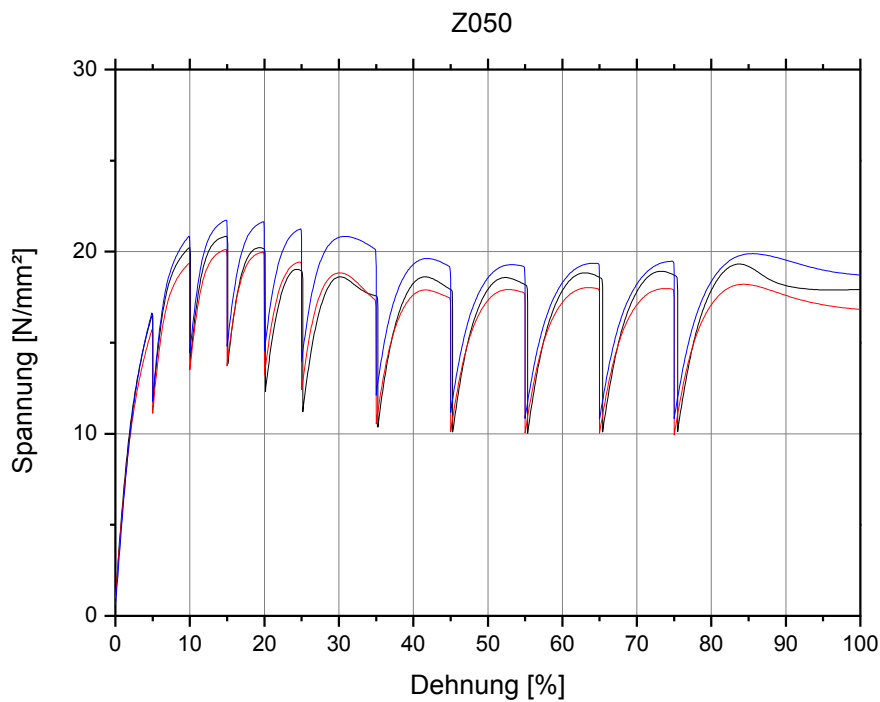


Abb. 77: Zugversuch mit Z050, gestufte Fahrt bis 100 % Dehnung

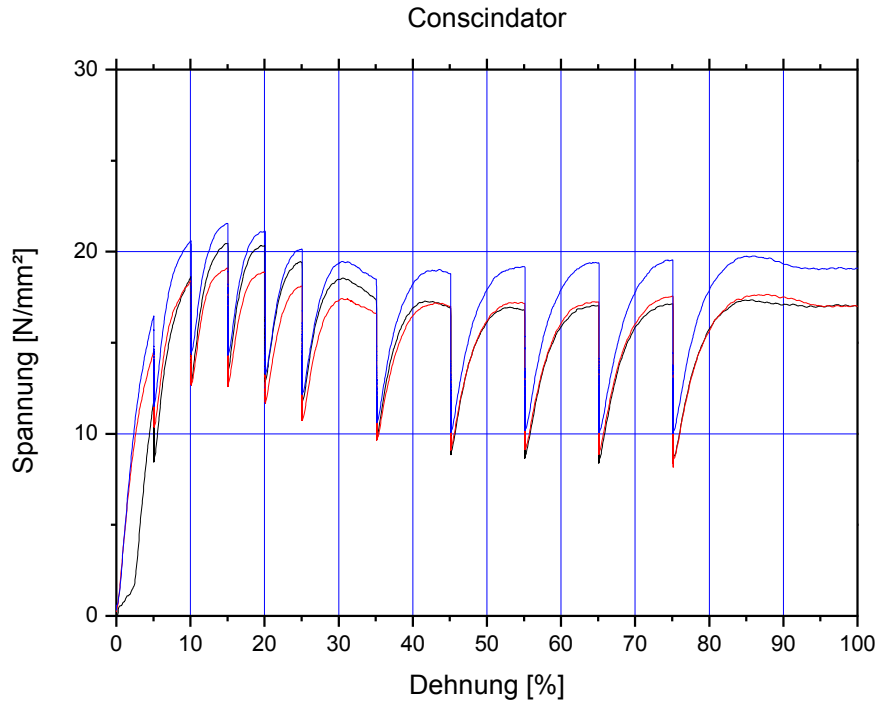


Abb. 78: Zugversuch mit Conscindator, gestufte Fahrt bis 100 % Dehnung

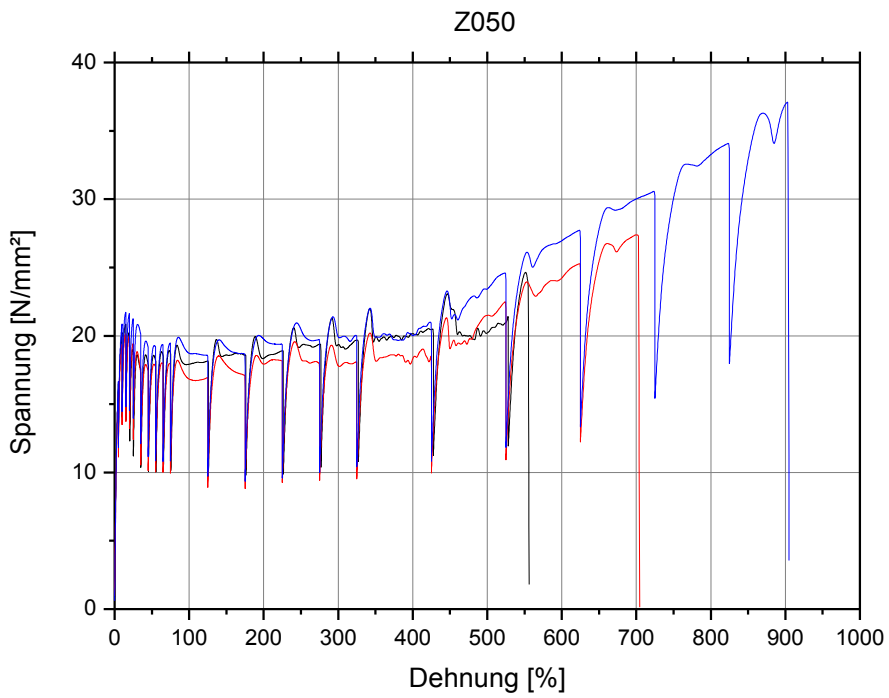


Abb. 79: Zugversuch mit Z050, gesamte gestufte Fahrt

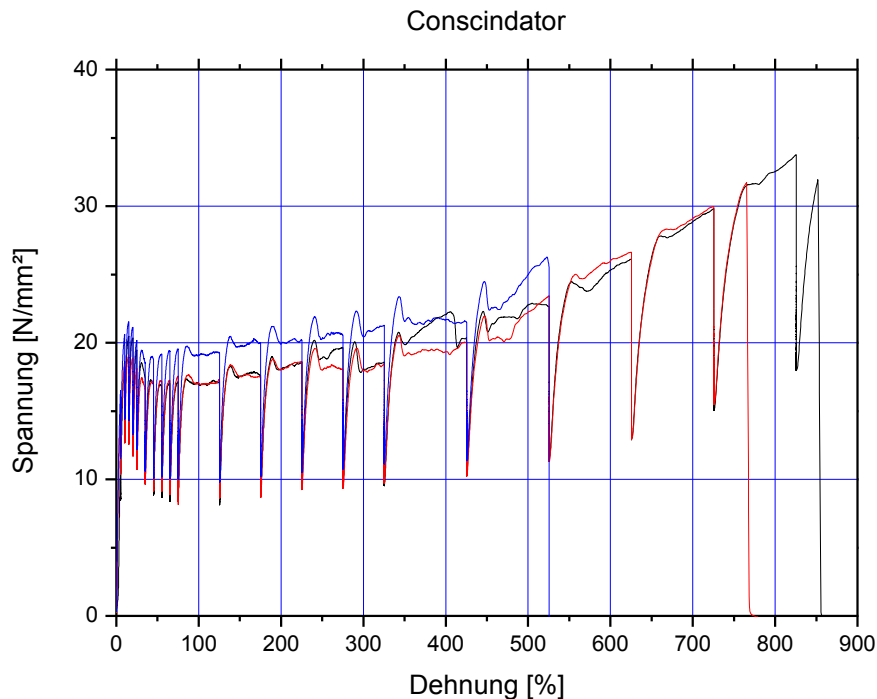


Abb. 80: Zugversuch mit Conscindator, gesamte gestufte Fahrt

### 9.2.3 Vergleich der Ergebnisse

In den oben gezeigten Diagrammen (Abb. 73 bis Abb. 80) werden zuerst für die Zwick Z050 und dann für die Zugprüfeinrichtung Conscindator die Spannungs-Dehnungsdiagramme jeweils für die ersten 100 % Dehnung gezeigt, gefolgt von dem gesamten Diagramm.

Wie zu erkennen ist, gibt es bei den Zwick-Diagrammen selbst im ununterbrochenen Versuch kleinere Spannungsabfälle in regelmäßigen Intervallen. Hier wurde angestrebt, einen Prüfmodus mit kontinuierlich erhöhter Deformationsgeschwindigkeit zu erreichen, was der Zwick in der vorhandenen Konfiguration nicht möglich ist. Sie muss stufenweise programmiert werden. Daher wurde aus praktischer Erwägung heraus genau die Stufung der gestuften Fahrt verwendet, nach jeder erreichten Stufe die Geschwindigkeit angepasst und eine Haltezeit von 0 Sekunden vorgegeben. Da der Anfahrvorgang der Z050 etwas Zeit in Anspruch nimmt, entstanden auf diese Weise dennoch sehr kleine Pausen, in denen der Werkstoff relaxieren konnte. Im Gegensatz hierzu wird beim Conscindator in diesem Fahrtmodus die Dehngeschwindigkeit bei jedem Schleifendurchlauf neu bestimmt und an den Schrittmotor übergeben, so dass sich ein nahezu stetiger Kurvenverlauf ergibt (Vergleiche Abb. 73 und Abb. 74)

Trotz der unterschiedlichen Feinheit der Geschwindigkeitsänderung kann ersehen werden, dass die Kurvenverläufe der Zwick Z050 und des Conscindators im Anfangsbereich nahezu identisch sind.

Im Bereich der größeren Dehnungen (>400 %) ist für die Zugversuche im Conscindator (Abb. 76) eine deutliche Spannungszunahme zu sehen. Dieses Phänomen konnte in den Zugversuchen mit der Z050 nicht bzw. nur bedingt beobachtet werden, denn zwei der drei Proben rissen vor dem Erreichen dieser Dehnungsbereiche (Abb. 75). Für die Probe, die diesen Bereich erreichte (Abb. 75, blaue Linie), kann eine solche Spannungszunahme bei ca. 600 % Dehnung erahnt werden. Die Probenmenge ist jedoch für eine vergleichende Beurteilung nicht aussagekräftig.

Die erzielten Ergebnisse wurden als zufriedenstellend befunden.

### 9.3 Orientierungsgradbestimmung

Eine Teilaufgabe der vorliegenden Arbeit ist, die Bestimmung des Orientierungsgrades bei der Verstreckung von Kunststofffolien technisch zu realisieren. Wie bereits in Kapitel 3 erwähnt, soll eine Versuchsreihe zur Orientierungsgradbestimmung nicht Teil dieser Arbeit sein. Eine erste Versuchsserie wurde allerdings während einer Seminararbeit<sup>13</sup> durchgeführt und das Ergebnis ist hier exemplarisch gezeigt (Abb. 81).

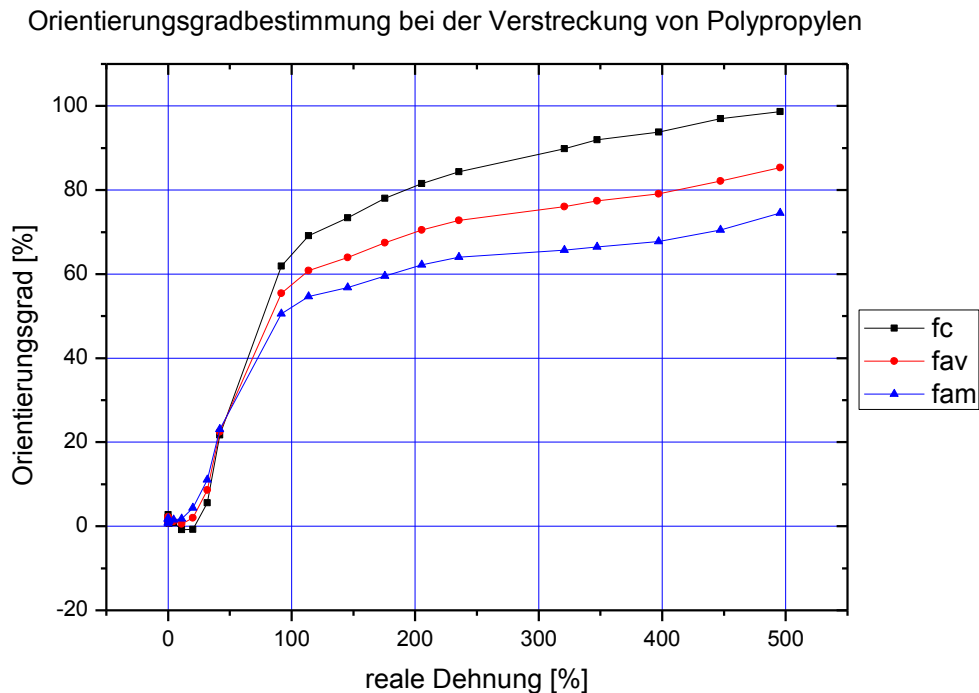


Abb. 81: Exemplarische Orientierungsgradbestimmung bei der Verstreckung einer PP-Folie am Conscindator

- $f_c$ : Orientierungsgrad in der kristallinen Phase
- $f_{am}$ : Orientierungsgrad in der amorphen Phase
- $f_{av}$ : Orientierungsgrad der Mischphase

Die Orientierungsradbestimmung erfolgte gemäß Michler *et al.*<sup>11</sup> und basiert auf der Auswertung der Absorptionsbanden von infrarotem Licht, welches durch den Probenkörper geleitet und detektiert wird. Ein Ergebnis zum Vergleich liefert Abb. 82 für  $\alpha$ -PP, welches in dieser Arbeit veröffentlicht wurde.

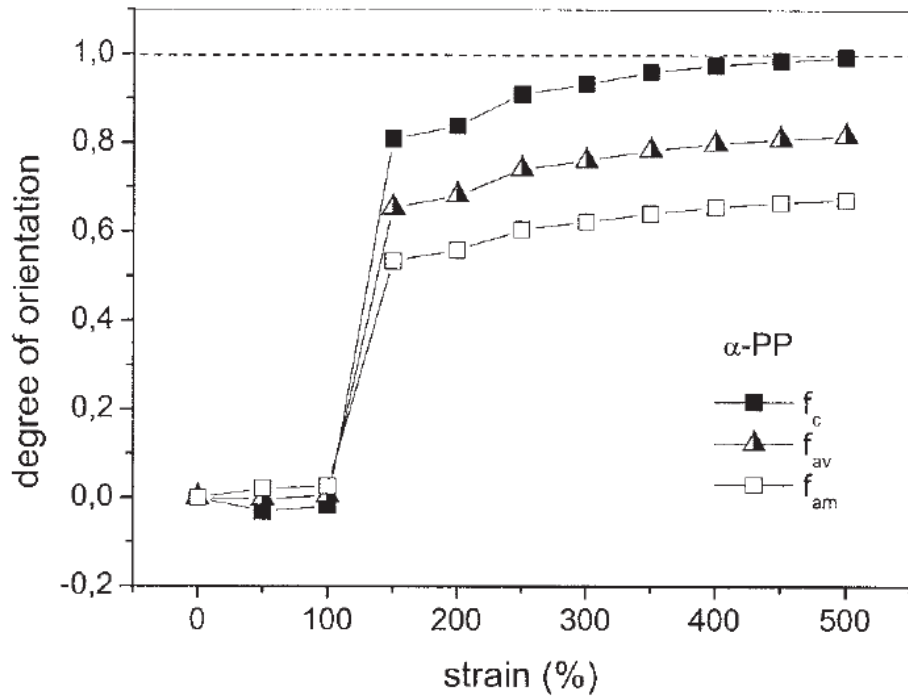


Abb. 82: Orientierungsverhalten von  $\alpha$ -PP Ketten in verschiedenen Konformationen<sup>11</sup>

Eine genauere Besprechung dieser Ergebnisse ist ebenfalls in der Seminararbeit<sup>13</sup> zu finden.



## 10 Diskussion der Ergebnisse

Die Zugprüfeinrichtung Conscindator erfüllt nach ihrer Fertigstellung genau den Zweck, zu dem sie gebaut wurde. In Abb. 83 ist sie mit komplettem Prüfaufbau bei einer Versuchsdurchführung abgebildet.



Abb. 83: Fertige Zugprüfeinrichtung im Praxisbetrieb

Die Feinheit der Schrittlänge ist mehr als zufriedenstellend. Für die Versuche die bis dato durchgeführt wurden, war die Schrittlänge in der höheren Untersetzung (235:1) bereits zu fein, denn alle Versuche wurden mit kontinuierlich ansteigender Deformationsgeschwindigkeit durchgeführt. Zwar kann das SMCI33-1 den Schrittmotor laut Produktbeschreibung mit bis zu 40 kHz ansteuern, in der Praxis verliert der Schrittmotor allerdings bei etwas über 4 kHz den Schritt (abhängig von der Höhe des Motorstroms, des Rampenwerts und des nötigen Drehmoments). Dies bedeutet, dass in der höheren Untersetzung eine Probe mit einer parallelen Probenlänge von 3 mm nicht über die gesamte mögliche Strecke deformiert werden kann, weil etwa auf der Hälfte des gesamt möglichen

Deformationsweges der Motor den Schritt verliert. Es resultiert, dass Versuche mit kontinuierlich steigender Deformationsgeschwindigkeit in der Untersetzung 25:1 gefahren werden müssen.

Eine aktuelle Problematik des Conscindators besteht darin, die Elektronik zu erden. Solange die Zugprüfeinrichtung mit einem Desktop PC betrieben wird, ist die Elektronik über den PC mit der Erde verbunden. Sobald die Prüfeinrichtung mit einem Laptop betrieben wird, fällt diese Erdung weg und es ergibt sich ein undefiniertes Bezugspotential. Wenn eine Person im Prüfbetrieb dem Laptop zu nahe kommt, kommt es zu einer Potentialverschiebung, die zu einer sprungartigen Änderung der Wägezellenmessspannung führt. Es handelt sich bei diesem Umstand viel mehr um eine Kuriosität als um ein wirkliches Problem, da der Laptop dank der Dehnungstabelle (also einem automatisiertem Stoppen bei vorgegebenen Dehnungen) und dem automatischen Wiederanfahren im Prüfbetrieb nicht berührt werden muss. Selbst wenn das Spannungsdehnungsdiagramm später verwendet werden sollte (Dokumentationszwecke, Publikation, etc.) könnten die Abweichungen in den Rohdaten entfernt werden. Idealerweise sollte aber noch eine Möglichkeit gefunden werden, den verwendeten Laptop zu erden, so dass der Effekt nicht mehr auftritt.

Bei der Gestaltung des Rahmenaufbaus und des Getriebes wurde davon ausgegangen, dass die Höhe der Probe relativ zum Mikroskop immer gleich sein muss. In der Praxis ist es jedoch so, dass die Probe im Mikroskop fokussiert wird. Dies geschieht im aktuellen Aufbau mittels des Drehknopfs für Grob- und Feinfokussierung (Abb. 83, Pos. 1). Dieser Drehknopf hebt und senkt den Tisch unterhalb der Linearführungsstützplatte des Conscindators und kann somit seine Höhenposition verändern. Da jedoch der Rest des Conscindators unverändert auf dem Tisch steht, auf dem sich auch das Mikroskop befindet, kommt es zu einem minimalen Kippen der Probe, so dass der IR-Lichtstrahl nicht absolut normal zur Probenoberfläche steht. Dieser Umstand hat keine Auswirkungen auf die Versuchsergebnisse. Eine integrierte Lösung zur Höhenverstellung in der Zugprüfeinrichtung wäre dennoch wünschenswert und würde das Kippen verhindern.

Nachdem die Konstruktion der Maschine beendet und die erste Versuchsreihe am FT-IR-Mikroskop durchgeführt worden war, wurde von Dr. Thomas Koch geäußert, wie die Zugprüfeinrichtung zu perfektionieren wäre. Es geht darum, dass im Prüfbetrieb ein Punkt auf

dem Probenkörper während der gesamten Versuchsdurchführung beobachtet werden muss. Diese Bedingung wurde bereits in der Aufgabenstellung erläutert und wird dadurch realisiert, dass sich die Traversen entgegengesetzt bewegen. In der Praxis ist es aber so, dass sich der Prüfkörper nicht gleichmäßig, sondern mal an der einen und mal an der anderen Seite stärker deformiert. Dies bedeutet, dass der Punkt mal rechts und mal links aus dem Fokus heraus zu wandern beginnt. Ist dies der Fall, muss die gesamte Prüfeinrichtung im momentanen Aufbau manuell verschoben werden. Die Vision geht nun dahin, dass während der Versuchsdurchführung eine digitale Kamera am Binokular montiert ist, die einen Punkt oder eine Textur auf der Probe detektiert. Über das aufgenommene Bild soll ein Programm analysieren, in welche Richtung der Punkt wandert und in Echtzeit die Prüfeinrichtung so verschieben, dass der Punkt oder die Textur in der selben relativen Position bleibt. Diese Vision ist nicht unrealistisch, denn bereits in einer Lehrveranstaltung ("Graphical Programming and Experiment Control" am Atominstitut E 141 der TU Wien), die zur Vorbereitung auf diese Arbeit und die damit verbundene LabVIEW Programmierung besucht wurde, wurde diese Problemstellung in leicht abgewandelter Form behandelt.

Zur Lösung dieser Problemstellung gibt es zwei Ansätze. Der Erste besteht darin, das gesamte Deformationskonzept zu belassen und die Zugprüfeinrichtung mit einem zusätzlichen X/Y-Tisch zu versehen, der mit kleinen Motoren verschoben werden kann. Der zweite Ansatz besteht darin, das Deformationskonzept zu ändern und die Deformation anhand von Kugelgewindetrieben umzusetzen. Hierbei spielt die gewonnene Erfahrung der nötigen Untersetzung eine Rolle. Mit dem Wegfall der größeren Untersetzung kann das System auf eine Untersetzung reduziert werden. Dies bedeutet, dass auf kommerzielle Getriebe zurückgegriffen werden kann. Hier würden sich die aufsteckbaren Planetengetriebe der Firma Nanotec anbieten. Wie in Kapitel 7.3 gezeigt wurde, fließt ein Großteil der finanziellen Mittel in das im aktuellen Aufbau verwendete Getriebe. Für diesen Preis wären bereits zwei kommerzielle Planetengetriebe erhältlich. Hierdurch würde sich zum Einen die bestehende Problematik der Getriebeschmierung lösen (es wären alle denkbaren Einbau- und Prüflagen möglich) und zum Anderen könnten die beiden Traversen unter Verwendung eines zusätzlichen Motors und unabhängiger Kugelgewindetribe unabhängig voneinander bewegt werden. Somit könnte der fokussierte Punkt/die fokussierte Textur gehalten werden, indem

die Deformation situationsabhängig nur von einer Traverse ausgeführt wird. Die so gestaltete Zugprüfeinrichtung sollte zusätzlich um ein Vielfaches kleiner bauen als die aktuelle.

Die hier angesprochenen Perfektionierungskonzepte waren aufgrund ihres Umfanges im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, sind aber für etwaige zukünftige Projekte geplant.

## 11 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit hatte den Entwurf und Bau einer Maschine zur Aufgabe, die es ermöglicht, Kunststofffolien bei gleichzeitiger Untersuchung unter dem FT-IR-Mikroskop Hyperion der Firma Bruker oder alternativ im IR-Spektrometer, ebenfalls der Firma Bruker, zu verstrecken. Der Probenmittelpunkt sollte bei der Deformation nicht verschoben werden. Die Prüfkörperdeformation sollte den folgenden Spezifikationen genügen:

- geforderte minimale Deformationsgeschwindigkeit:  $\leq 0,1$  mm/min
- zulässige maximale Schrittlänge: 0,12 mm (aber so klein wie möglich)
- geforderte maximale Zugkraft:  $\geq 100$  N
- gesamte Dehnungslänge der Probe: so groß wie möglich (nur begrenzt durch den Mikroskopbauraum)
- geforderte maximale Deformationsgeschwindigkeit (optionaler Reißversuch):  $\geq 10$  mm/min

Während der Deformation sollte ein Spannungs-Dehnungsdiagramm aufgezeichnet werden. Die gesamte Prüfeinrichtung sollte so gestaltet werden, dass sie über möglichst viele kommerziell erworbene Bauteile verfügt. Die Programmierung sollte mit einer grafischen Programmiersprache erfolgen, so dass sie auch für ungeübte Anwender zu verstehen und zu modifizieren sei. Das Investitionsvolumen betrug 2000 €.

Erreicht wurden folgende Ziele:

- Eine Maschine wurde gebaut, die sowohl im FT-IR-Mikroskop als auch im IR-Spektrometer Platz findet und dazu dient, einen Prüfkörper in Form einer Kunststofffolie zu deformieren und gleichzeitig zu analysieren.

- Der Probenmittelpunkt bleibt durch zwei sich gegenläufig bewegende Traversen in einer Position.
- Durch den Einsatz eines Schrittmotors wurde die geforderte minimale Deformationsgeschwindigkeit eingehalten und kann weit unterschritten werden.
- Die maximale Schrittlänge wurde eingehalten; sie beträgt durch den Bau eines Schaltgetriebes in einer Übersetzungsstufe  $0,512\ \mu\text{m}$  und in der anderen  $4,819\ \mu\text{m}$ , in beiden Fällen weit unter  $0,12\ \text{mm}$ .
- Die maximale Zugkraft der Maschine richtet sich nach der Wägezelle und liegt bei mehr als den geforderten  $100\ \text{N}$ .
- Zur Prüfkörperdeformation wurde wie gefordert der maximale Mikroskopbauraum genutzt.
- Die höchste Prüfkörperdeformationsgeschwindigkeit liegt bei  $960\ \text{mm/min}$  und damit über den geforderten  $10\ \text{mm/min}$ .
- Während der Prüfkörperdeformation wird das geforderte Spannungs-Dehnungsdiagramm aufgezeichnet.
- Es wurden, soweit es möglich war, kommerzielle Bauteile verwendet.
- Die Programmierung erfolgte mittels LabVIEW und bietet eine intuitive Programmoberfläche.
- Zum Bau der Maschine wurden ca.  $2190\ \text{€}$  ausgegeben.

In einer Seminararbeit<sup>13</sup> wurden vergleichende Zugversuche mit einer Zwick Z050 durchgeführt und unter dem FT-IR-Mikroskop der Orientierungsgrad bei der Verstreckung von PP-Folie untersucht. Die hierbei erzielten Resultate wurden als einwandfrei befunden.

## 12 Abkürzungsverzeichnis

ABS:	Acrylnitril-Butadien-Styrol
CO <sub>2</sub> :	Kohlenstoffdioxid
COC:	Cyclo-Olefin-Copolymere
DMS:	Dehnungsmessstreifen
EP:	Epoxidharz
EW:	Einweg
FE:	Finite Elemente
FP-LCP:	Flüssigkristallpolymer
FT-IR:	Fast Fourier Infrarot Spektroskopie
K-Projekte:	Projekte der Kompetenzzentren für hervorragende Technologien
MW:	Mehrweg
PA 46:	Polyamid 46
PA:	Polyamid
PA:	Polyamid
PAI:	Polyamidimid
PBI:	Polybenzimidazol
PBT:	Polybutylenterephthalat
PC:	Personal Computer
PC:	Polycarbonat
PDMS:	Polydimethylsiloxan
PE:	Polyethylen
PEEK:	Polyetheretherketon
PE-HD:	Polyethylen hoher Dichte
PE-LD:	Polyethylen niedriger Dichte
PE-LLD:	Lineares Polyethylen niedriger dichte
PES:	Polyethersulfon
PET:	Polyethylenterephthalat
PET:	Polyethylenterephthalat
PE-UHMW:	Ultrahochmolekulares Polyethylen
PE-X:	Vernetztes Polyethylen
PI:	Polyimid
PMMA:	Polymethylmethacrylat
POM:	Polyoxymethylen
PP:	Polypropylen
PPA:	Phenylpropanolamin
PP-C:	Polypropylen Copolymer
PPE:	Polyphenylenether
PPS:	Polyphenylensulfid
PS:	Polystyrol
PS-HI:	Schlagzähes Polystyrol
PSU:	Polysulfon
PUR:	Polyurethan
PVC:	Polyvinylchlorid

PVDC:	Polyvinylidenchlorid
SAN:	Styrol-Acrylnitril
SRP:	Self Reinforcing Polyphenylene
TPE:	Thermoplastisches Elastomer
TPV:	Vernetztes thermoplastisches Elastomer
VI:	Virtuell Instrument
XPS:	Extrudierter Polystyrol-Hartschaum

### 13 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Produktions- und Verbrauchsentwicklung einiger Werkstoffe .....	2
Abb. 2: Weltweite Kunststoffproduktion 1950-2012.....	4
Abb. 3: Kunststoffpyramide.....	5
Abb. 4: Strukturschema verschiedener Kunststoffarten; a) amorph, b) teilkristallin, c) schwach vernetzt, d) stark vernetzt .....	7
Abb. 5: Stab aus einem amorphen Thermoplast mit unterschiedlichen Belastungen .....	7
Abb. 6: Zugfestigkeitsschaubild einiger Werkstoffe (Prüftemperatur 23°C) <sup>9b</sup> .....	9
Abb. 7: Beispielbild Absorption über Wellenzahl einer PP-Folie .....	10
Abb. 8: FT-IR-Spektrometer Tensor 27 und Mikroskop vom Typ Hyperion der Fa. Bruker, sowie geplante Prüfkörperlage .....	12
Abb. 9: Prüfkörpergeometrie.....	12
Abb. 10: Vorrichtung zum manuellen deformieren von Kunststofffolien .....	15
Abb. 11: Vorgehensschema zur Aufgabenlösung .....	16
Abb. 12: Skizze zur Verdeutlichung der Notwendigkeit einer mechanischen Umlenkung.....	18
Abb. 13: Kugelgewindetrieb der Fa. HepcoMotion .....	20
Abb. 14: Linearführungen .....	21
Abb. 15: Konzeptskizze des Führungsaufbaus mit Drahtseil als Kraftübertragungselement ..	22
Abb. 16: Konzeptskizze des Getriebes in zwei Ansichten .....	24
Abb. 17: Motorkennlinie <sup>19</sup> des Schrittmotors ST5909L1008 der Firma Nanotec .....	31
Abb. 18: Prinzipskizze Daten Ein- und Ausgabe .....	32
Abb. 19: Übersicht des Führungsaufbaus .....	35
Abb. 20: Prinzipskizze der Umlenkrolle .....	36
Abb. 21: Wirkprinzip des Seilzugs .....	36

Abb. 22: Übersicht der Getriebelösung.....	38
Abb. 23: Freigestellter Antriebsstrang .....	39
Abb. 24: Übersicht Abtriebswelle mit Kupplungseinheit .....	40
Abb. 25: Gesamtzusammenbau der Zugprüfeinrichtung, Ansicht 1 .....	42
Abb. 26: Gesamtzusammenbau der Zugprüfeinrichtung, Ansicht 2.....	42
Abb. 27: Prinzipskizze der Wägezellenmontage.....	43
Abb. 28: Prinzipskizze der Wägezellendeformation.....	43
Abb. 29: FE-Analyse der Wägezelle bei einer Last von 200 N .....	44
Abb. 30: FE-Analyse der Wägezelle bei einer Last von 100 N .....	45
Abb. 31: Skizze des Querschnitts der Linearführungsstützplatte (schwächster Querschnitt)..	46
Abb. 32: Welle mit Schnecke 25:1.....	48
Abb. 33: Welle mit Schnecke 25:1 – Kraftverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	49
Abb. 34: Welle mit Schnecke 25:1 – Biegemomentverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	49
Abb. 35: Welle mit Schnecke 25:1 – Biegelinien der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	50
Abb. 36: Welle mit Schnecke 25:1 – Vergleichsspannung über die Längsachse y .....	50
Abb. 37: Welle mit Schnecke 50:1.....	52
Abb. 38: Welle mit Schnecke 50:1 – Kraftverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	53
Abb. 39: Welle mit Schnecke 50:1 – Momentverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	53
Abb. 40: Welle mit Schnecke 50:1 – Biegelinien der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	54
Abb. 41: Welle mit Schnecke 50:1 – Vergleichsspannung über die Längsachse y .....	54
Abb. 42: KISSsoft Skizze - Abtriebswelle.....	56
Abb. 43: Abtriebswelle – Kraftverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	56
Abb. 44: Abtriebswelle – Momentenverläufe der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y .....	57
Abb. 45: Abtriebswelle – Biegelinien der x-, y- und z-Komponenten über die Längsachse y	57



Abb. 46: Abtriebswelle – Vergleichsspannung über die Längsachse y .....	58
Abb. 47: Ablaufplan zur Bestimmung der Übermaße $\ddot{U}_u$ und $\ddot{U}_o$ für elastische Pressverbände <sup>23b</sup> .....	61
Abb. 48: Fertige Wägezelle, Führungstraverse und Klemmvorrichtung .....	69
Abb. 49: Applikationsschema der DMS auf der Wägezelle .....	71
Abb. 50: Schaltungsschema einer Vollbrücke .....	71
Abb. 51: Abtriebswelle (1, 2), Schneckenrad (3) und Kupplungsmuffe (4) .....	72
Abb. 52: Linearführungsstützplatte und erste Getriebemontage.....	73
Abb. 53: In Catia geplante Seilspannvorrichtung .....	74
Abb. 54: Neue Seilspannvorrichtung .....	74
Abb. 55: Stützprinzip 3D-Druck .....	75
Abb. 56: Detailansicht eines Schnapphakens zur Platinenfixierung.....	76
Abb. 57: Gehäuse für DMS-Messverstärkerschaltung.....	76
Abb. 58: Weitgehend fertig gestellte Zugprüfeinrichtung .....	76
Abb. 59: Blick von Vorne in das Getriebegehäuse .....	77
Abb. 60: Benutzeroberfläche LabVIEW Steuersoftware "Steuerung Conscindator" .....	79
Abb. 61: Überblick Schleife 1 .....	86
Abb. 62: Schieberegister .....	87
Abb. 63: Schrittmotorinitialisierung.....	87
Abb. 64: Überblick Schleife 2.....	88
Abb. 65: Überblick Schleife 3.....	89
Abb. 66: Überblick Schleife 4.....	89
Abb. 67: Überblick Schleife 5.....	90
Abb. 68: Überblick Schleife 6.....	90
Abb. 69: Gewicht, Seil mit Haken und Umlenkvorrichtung zur Wägezellenkalibrierung .....	92
Abb. 70: Verdeutlichung der Kalibrierungsproblematik bei dem Einsatz eines einzelnen Kalibriergewichts .....	93
Abb. 71: Kalibriergerade durch zwei angehängte Kalibriergewichte .....	94
Abb. 72 Darstellung der Streuung zwischen angehängter Last und gemessener Kraft .....	95
Abb. 73: Zugversuch mit Z050, kontinuierliche Fahrt bis 100 % Dehnung.....	98
Abb. 74: Zugversuch mit Conscindator, kontinuierliche Fahrt bis 100 % Dehnung.....	98
Abb. 75: Zugversuch mit Z050, gesamte kontinuierliche Fahrt .....	99

Abb. 76: Zugversuch mit Conscindator, gesamte kontinuierliche Fahrt.....	99
Abb. 77: Zugversuch mit Z050, gestufte Fahrt bis 100 % Dehnung .....	100
Abb. 78: Zugversuch mit Conscindator, gestufte Fahrt bis 100 % Dehnung.....	101
Abb. 79: Zugversuch mit Z050, gesamte gestufte Fahrt .....	101
Abb. 80: Zugversuch mit Conscindator, gesamte gestufte Fahrt .....	102
Abb. 81: Exemplarische Orientierungsgradbestimmung bei der Verstreckung einer PP-Folie am Conscindator.....	104
Abb. 82: Orientierungsverhalten von $\alpha$ -PP Ketten in verschiedenen Konformationen <sup>11</sup> .....	105
Abb. 83: Fertige Zugprüfeinrichtung im Praxisbetrieb .....	106
Abb. 84: Datenblatt ST5909L1008 .....	117

## 14 Quellen

- 
- <sup>1</sup>D. Braun, *Kleine Geschichte der Kunststoffe*, Hanser Verlag, München (2013), a) S. 105, S108; b) S. 150
- <sup>2</sup><http://de.wikipedia.org/wiki/Tischtennisball> [Stand: 03.01.2014]
- <sup>3</sup>Hermann Staudinger: *Über Polymerisation*. In: *Berichte der Deutschen Chemischen Gesellschaft* 53, 1920, S. 1073
- <sup>4</sup>Hermann Staudinger: *Die Struktur des Gummis*. VI. In: *Berichte der Deutschen Chemischen Gesellschaft*, Abteilung B: Abhandlungen, 57B, 1924, S. 1203–1208
- <sup>5</sup>Hermann Staudinger: *Die Chemie der hochmolekularen organischen Stoffe im Sinne der Kekuleschen Strukturlehre*. In: *Berichte der Deutschen Chemischen Gesellschaft*, 59, 1926, S. 3019–3043
- <sup>6</sup><http://www.ifeu.de/oekobilanzen/pdf/LCA%20PET%20Einwegflasche%20in%20Oesterreich%20%28Okt%202004%29.pdf> [Stand: 03.01.2014]
- <sup>7</sup>[http://www.plasticseurope.org/documents/document/20131018104201-plastics\\_the\\_facts\\_2013.pdf](http://www.plasticseurope.org/documents/document/20131018104201-plastics_the_facts_2013.pdf) [Stand: 03.01.2014]
- <sup>8</sup>Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie, TU Wien
- <sup>9</sup>H. Domininghaus, P. Elsner, P. Eyerer, T. Hirth, *Kunststoffe Eigenschaften und Anwendung*, 7. Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg (2008), a) S. 224, b) S. 177
- <sup>10</sup>H.J. Bargel, G. Schulze, *Werkstoffkunde*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg (2005), 9. Auflage, S. 350
- <sup>11</sup>G. H. Michler, *Journal of polymer science*, Part B: Polymer physics 2004: 42,24, 4478–4488.
- <sup>12</sup>Houska, M. *Polym Eng Sci* 1987, 27, 917–924.
- <sup>13</sup>Felix Kerres, Seminararbeit: Leitfaden zum Gebrauch des FT-IR-Mikroskop unter Verwendung einer automatisierten Zugprüfeinrichtung sowie Referenzmessungen von unverstreckten Polypropylen-Folien, TU Wien 2013, Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie, Leitung: Dr. T. Koch
- <sup>14</sup>Hergestellt von F. Kerres im Rahmen einer Anstellung für das Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie im Auftrag von Dr. T. Koch
- <sup>15</sup>Bildquelle: <http://www.hepcomotion.com/de/bsp-premium-kugelgewindetriebe-pi-122.gif> [Stand: 18.12.2013]
- <sup>16</sup>HepcoMotion: <http://www.hepcomotion.com/de/download-pg-21-get-472> [Stand: 18.12.2013]
- <sup>17</sup>Bildquelle: [https://encrypted-tbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRm5u-hjRc6E4aW6OimJdfLdKipqH4NBIDJ\\_z93meju3po23BEz](https://encrypted-tbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRm5u-hjRc6E4aW6OimJdfLdKipqH4NBIDJ_z93meju3po23BEz) [Stand: 18.12.2013]
- <sup>18</sup>K.-H. Grote, J. Feldhusen, *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*, 23. Auflage, Springer Verlag, Berlin (2011); a) S. G 129; b) S. W 16; c) S. C 11; d) S. C 10; e) S. C 19
- <sup>19</sup>Motorkennlinien: <http://de.nanotec.com/produkte/478-st5909-high-resolution-schrittmotor-nema-23/#> [Stand: 20.12.2013]
- <sup>20</sup>A. Böge, *Formeln und Tabellen Maschinenbau*, Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2009), S. 115
- <sup>21</sup>D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch*, 18. Auflage, Vieweg Verlag, München (2007); a) S. 10; b) S. 49; c) S. 130; d) S. 31-34; e) S. 11
- <sup>22</sup>KISSsoft, Berechnungssoftware für den Maschinenbau, Release 03-2012, KISSsoft AG, Uetzikon 4, CH-8634 Hombrechtikon Schweiz
- <sup>23</sup>D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente*, 18. Auflage, Vieweg Verlag, München (2007); a) S. 381-389; b) nach S. 387;

# 15 Anhang

## 15.1 Motordatenblatt

**Front view and mounting**

**Side view**

**Rear view**

UL1430 AVG.22 L=300±10mm  
Connector Type: JST XHP-B Contact: SXH-H00TT-20.6

(only for type ST5909L1008-B Ready for encoder + driver mount)

SPECIFICATION	UNIPOLAR OR BIPOLAR	BIPOLAR SERIAL	PARALLEL
VOLTAGE (VDC)	8.6		
AMPS/PHASE	1.0	0.71	1.41
RESISTANCE/PHASE (Ohms) @25°C	8.6±10%	17.6±10%	4.3±10%
INDUCTANCE/PHASE (mH) @1KHz	23±20%	92±20%	23±20%
HOLDING TORQUE (Nm) [lb-in]	1.27 [11.28]	1.77 [15.62]	1.77 [15.62]
DETTENT TORQUE (Nm) [lb-in]		0.068 [0.602]	
STEP ANGLE (°)		0.9	
STEP ACCURACY (NON-ACCUM)		±5%	
ROTOR INERTIA (kg-m <sup>2</sup> ) [lb-in <sup>2</sup> ]		4.8×10 <sup>-5</sup> [0.164]	
WEIGHT (kg) [lb]		1.0 [2.2]	
TEMPERATURE RISE: MAX.80°C (MOTOR STANDSTILL; FOR 2 PHASE ENERGIZED)			
AMBIENT TEMPERATURE -10~ 50°C [14°F ~ 122°F]			
INSULATION RESISTANCE 100 MOhm (UNDER NORMAL TEMPERATURE AND HUMIDITY)			
INSULATION CLASS B 130° [266°F]			
DIELECTRIC STRENGTH 500VAC FOR 1 MIN. (BETWEEN THE MOTOR COILS AND THE MOTOR CASE)			
AMBIENT HUMIDITY MAX. 85% (NO CONDENSATION)			

PERMISSIBLE RADIAL+AXIAL FORCE

ROTOR SPRING MOUNTED IN AXIAL DIRECTION

BEARING

SPRING WASHER

Fr

Fa

a

AXIAL FORCE Fa (N)

DISTANCE a (mm)

RADIAL FORCE Fr (N)

SHAFT PLAY (mm)

AT LOAD MAX: (N)

AXIAL	RADIAL
0.08	0.02
4.5	4.5

TYPE OF CONNECTION (EXTERN)

UNIPOLAR WINDING	BIPOLAR SERIAL	PARALLEL	CONNECTOR PIN NO.	LEADS	WINDING
A	A	A	1	BLK	A
A	A	A	2	BLK/WHT	A
A	A	A	3	GRN/WHT	A
B	B	B	4	GRN	B
B	B	B	5	RED	B
B	B	B	6	RED/WHT	B
COM	COM	COM	7	BLU/WHT	
COM	COM	COM	8	BLU	

FULL STEP 2 PHASE-EX., WHEN FACING MOUNTING END (X)

STEP	A	B	A'	B'	COM
1	+	+	-	-	-
2	-	-	+	+	-
3	-	+	-	+	-
4	+	-	+	-	-

WIRING DIAGRAM

(A) BLK  
BLK/WHT  
GRN/WHT  
(A) GRN  
RED  
BLU/WHT  
BLU

SCALE FREE

APVD: 08.08.11

S.R.: 08.08.11

CHKD: J.W.

DRN: J.W.

DWG.NO: ST5909L1008

DATE: 08.08.11

SIGNATURE: ST5909L1008

STEPING MOTOR

Abb. 84: Datenblatt ST5909L1008<sup>ii</sup>

<sup>ii</sup> Datenblatt: <http://de.nanotec.com/fileadmin/files/Datenblaetter/Schrittmotoren/ST5909/ST5909L1008.pdf> [Stand: 20.12.2013]

## 15.2 Protokoll Wellenberechnung nach DIN 743 - Welle mit Schnecke 25:1



KISSsoft - Release 03-2012E  
 KISSsoft Academic License - Technische Universität Wien

Datei  
 Name : Welle mit Schnecke 25:1  
 Geändert von: e0544399 am: 10.01.2014 um: 14:58:47

### Festigkeitsberechnung nach DIN 743 (Ausgabe 2000-10)

Y mm	Q	Err	sigMax N/mm <sup>2</sup>	Kf	Kfsig	Ss	Sb	SD
0.00	a	0.00	1.00	0.83	999.99	0.00	999.99	
0.20	d	0.00	1.54	1.00	999.99	0.00	999.99	
0.21	d	0.00	1.54	1.00	999.99	0.00	999.99	
0.78	a	0.00	1.00	0.83	999.99	0.00	999.99	
1.35	a	0.00	1.00	0.83	999.99	0.00	999.99	
1.93	a	0.00	1.00	0.83	999.99	0.00	999.99	
2.50	a	0.00	1.00	0.83	999.99	0.00	999.99	
3.08	a	1.80	1.00	0.83	299.50	0.00	227.09	
3.65	a	3.61	1.00	0.83	149.78	0.00	113.56	
4.22	a	5.41	1.00	0.83	99.86	0.00	75.71	
4.79	d	7.18	1.54	1.00	75.22	0.00	44.70	
4.80	d	7.21	1.54	1.00	74.89	0.00	44.50	
5.00	b	7.84	1.31	0.83	72.35	0.00	41.45	
5.84	a	3.11	1.00	0.83	173.86	0.00	131.82	
6.69	a	3.89	1.00	0.83	138.82	0.00	105.26	
7.53	a	4.67	1.00	0.83	115.54	0.00	87.60	
8.38	a	5.46	1.00	0.83	98.94	0.00	75.02	
9.22	a	6.24	1.00	0.83	86.51	0.00	65.59	
10.06	a	7.03	1.00	0.83	76.85	0.00	58.27	
10.91	a	7.81	1.00	0.83	69.13	0.00	52.42	
11.75	a	8.60	1.00	0.83	62.82	0.00	47.63	
12.59	a	9.38	1.00	0.83	57.57	0.00	43.65	
13.44	a	10.16	1.00	0.83	53.12	0.00	40.28	
14.28	a	10.95	1.00	0.83	49.32	0.00	37.39	
15.13	a	11.73	1.00	0.83	46.02	0.00	34.89	
15.97	a	12.52	1.00	0.83	43.13	0.00	32.70	
16.81	a	13.31	1.00	0.83	40.59	0.00	30.77	
17.66	a	14.09	1.00	0.83	38.32	0.00	29.06	
18.50	a	14.88	1.00	0.83	36.30	0.00	27.52	
19.31	a	17.23	1.00	0.83	31.42	0.00	23.34	
20.12	a	19.52	1.00	0.83	27.78	0.00	20.33	
20.94	a	21.74	1.00	0.83	24.98	0.00	18.06	
21.75	a	23.89	1.00	0.83	22.76	0.00	16.29	
22.56	a	25.96	1.00	0.83	20.97	0.00	14.88	
23.37	a	27.95	1.00	0.83	19.49	0.00	13.73	
24.19	a	29.86	1.00	0.83	18.26	0.00	12.78	
25.00	a	31.68	1.00	0.83	17.22	0.00	11.99	
25.81	a	33.42	1.00	0.83	16.34	0.00	11.31	
26.62	a	35.07	1.00	0.83	15.58	0.00	10.73	
27.44	a	36.64	1.00	0.83	14.92	0.00	10.23	
28.25	a	38.12	1.00	0.83	14.35	0.00	9.79	
29.06	a	39.51	1.00	0.83	13.85	0.00	9.41	
29.87	a	40.82	1.00	0.83	13.41	0.00	9.07	
30.69	a	42.04	1.00	0.83	13.03	0.00	8.77	
31.50	a	43.17	1.00	0.83	12.70	0.00	8.51	
32.04	a	42.70	1.00	0.83	12.84	0.00	8.59	
32.58	a	42.24	1.00	0.83	12.98	0.00	8.68	
33.12	a	41.78	1.00	0.83	13.12	0.00	8.76	
33.66	a	41.33	1.00	0.83	13.27	0.00	8.85	
34.20	a	40.87	1.00	0.83	13.42	0.00	8.94	
34.73	a	40.41	1.00	0.83	13.58	0.00	9.03	
35.27	a	39.95	1.00	0.83	13.73	0.00	9.12	
35.81	a	39.49	1.00	0.83	13.90	0.00	9.21	
36.35	a	39.03	1.00	0.83	14.06	0.00	9.31	
36.89	a	38.58	1.00	0.83	14.23	0.00	9.41	
37.43	a	38.12	1.00	0.83	14.40	0.00	9.51	
37.97	a	37.66	1.00	0.83	14.58	0.00	9.61	
38.51	a	37.20	1.00	0.83	14.76	0.00	9.71	
39.05	a	36.75	1.00	0.83	14.95	0.00	9.82	
39.59	a	36.29	1.00	0.83	15.14	0.00	9.93	
40.13	a	35.83	1.00	0.83	15.34	0.00	10.04	
40.66	a	35.38	1.00	0.83	15.54	0.00	10.15	
41.20	a	34.92	1.00	0.83	15.74	0.00	10.27	
41.74	a	34.46	1.00	0.83	15.96	0.00	10.39	
42.28	a	34.01	1.00	0.83	16.17	0.00	10.51	
42.82	a	33.55	1.00	0.83	16.40	0.00	10.64	
43.36	a	33.10	1.00	0.83	16.63	0.00	10.76	
43.90	a	32.64	1.00	0.83	16.86	0.00	10.89	
44.44	a	32.18	1.00	0.83	17.10	0.00	11.03	
44.98	a	31.73	1.00	0.83	17.35	0.00	11.16	

45.52	a	31.28	1.00	0.82	17.61	0.00	11.30
46.05		30.82	1.00	0.82	17.88	0.00	11.45
46.59	a	30.37	1.00	0.82	18.15	0.00	11.60
47.13	a	29.91	1.00	0.82	18.43	0.00	11.75
47.67	a	29.46	1.00	0.82	18.72	0.00	11.90
48.21	a	29.01	1.00	0.82	19.01	0.00	12.06
48.75	a	28.55	1.00	0.82	19.32	0.00	12.22
49.29	a	28.10	1.00	0.82	19.64	0.00	12.39
49.83	a	27.65	1.00	0.82	19.97	0.00	12.56
50.37	a	27.19	1.00	0.82	20.30	0.00	12.74
50.91	a	26.74	1.00	0.82	20.65	0.00	12.92
51.45	a	26.29	1.00	0.82	21.01	0.00	13.11
51.98	a	25.84	1.00	0.82	21.39	0.00	13.30
52.52	a	25.39	1.00	0.82	21.78	0.00	13.50
53.06	a	24.94	1.00	0.82	22.18	0.00	13.70
53.60	a	24.49	1.00	0.82	22.59	0.00	13.91
54.14	a	24.04	1.00	0.82	23.02	0.00	14.13
54.68	a	23.59	1.00	0.82	23.47	0.00	14.35
55.22	a	23.14	1.00	0.82	23.93	0.00	14.58
55.76	a	22.69	1.00	0.82	24.42	0.00	14.82
56.30	a	22.25	1.00	0.82	24.92	0.00	15.06
56.84	a	21.80	1.00	0.82	25.44	0.00	15.31
57.38	a	21.35	1.00	0.82	25.98	0.00	15.57
57.91	a	20.91	1.00	0.82	26.55	0.00	15.84
58.45	a	20.46	1.00	0.82	27.14	0.00	16.12
58.99	a	20.02	1.00	0.82	27.75	0.00	16.41
59.53	a	19.57	1.00	0.82	28.40	0.00	16.71
60.07	a	19.13	1.00	0.82	29.07	0.00	17.02
60.61	a	18.69	1.00	0.82	29.77	0.00	17.33
61.15	a	18.25	1.00	0.82	30.51	0.00	17.67
61.69	a	17.81	1.00	0.82	31.28	0.00	18.01
62.23	a	17.37	1.00	0.82	32.09	0.00	18.36
62.77	a	16.93	1.00	0.82	32.94	0.00	18.73
63.30	a	16.49	1.00	0.82	33.83	0.00	19.12
63.84	a	16.06	1.00	0.82	34.77	0.00	19.52
64.38	a	15.62	1.00	0.82	35.77	0.00	19.93
64.92	a	15.19	1.00	0.82	36.81	0.00	20.36
65.46	a	14.75	1.00	0.82	37.91	0.00	20.81
66.00	a	14.32	1.00	0.82	39.08	0.00	21.28
66.53	a	13.82	1.00	0.82	40.62	0.00	21.91
67.25	a	13.32	1.00	0.82	42.24	0.00	22.55
67.88	a	12.83	1.00	0.82	43.98	0.00	23.21
68.50	a	12.36	1.00	0.82	45.82	0.00	23.89
69.13	a	11.89	1.00	0.82	47.79	0.00	24.47
69.75	a	11.42	1.00	0.82	49.90	0.00	25.14
70.38	a	10.97	1.00	0.82	52.15	0.00	25.83
71.00	a	10.52	1.00	0.82	54.58	0.00	26.55
71.63	a	10.09	1.00	0.82	57.18	0.00	27.30
72.25	a	9.66	1.00	0.82	60.00	0.00	28.09
72.88	a	9.23	1.00	0.82	63.04	0.00	28.91
73.50	a	8.82	1.00	0.82	66.34	0.00	29.76
74.13	a	8.41	1.00	0.82	69.92	0.00	30.66
74.75	a	8.01	1.00	0.82	73.82	0.00	31.60
75.38	a	7.61	1.00	0.82	78.07	0.00	32.58
76.00	a	7.23	1.00	0.82	82.72	0.00	33.61
76.64	a	6.85	1.00	0.82	90.70	0.00	35.28
77.28	a	6.08	1.00	0.82	100.39	0.00	37.12
78.01	a	5.50	1.00	0.82	112.40	0.00	39.16
79.75	a	4.93	1.00	0.82	127.67	0.00	41.43
80.69	a	4.35	1.00	0.82	147.73	0.00	43.99
81.62	a	3.78	1.00	0.82	175.27	0.00	46.88
82.56	a	3.20	1.00	0.82	215.41	0.00	50.18
83.50	a	2.63	1.00	0.82	279.39	0.00	53.98
84.44	a	2.06	1.00	0.82	397.40	0.00	58.40
85.37	a	1.48	1.00	0.82	607.84	0.00	63.61
86.31	a	0.91	1.00	0.82	999.99	0.00	69.83
87.25	a	0.34	1.00	0.82	999.99	0.00	77.40
88.19	a	0.24	1.00	0.82	577.23	0.00	86.81
89.13	a	0.81	1.00	0.82	357.91	0.00	96.81
90.06	a	1.38	1.00	0.82	259.38	0.00	104.38
91.00	b	2.69	1.31	0.82	133.26	0.00	37.99
91.20	d	3.10	1.54	1.00	115.70	0.00	41.15
91.21	d	3.12	1.54	1.00	115.19	0.00	41.26
91.78	a	4.28	1.00	0.82	92.26	0.00	49.93
92.35	a	5.47	1.00	0.82	76.72	0.00	54.12
92.93	a	6.66	1.00	0.82	65.66	0.00	59.07
93.50	a	7.84	1.00	0.82	57.38	0.00	108.29
94.07	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
94.65	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
95.23	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
95.79	d	0.00	1.54	1.00	999.99	0.00	999.99
95.80	d	0.00	1.54	1.00	999.99	0.00	999.99
96.00	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99

sigMax : Statische Vergleichsspannung  
Kf : Kerbfaktor (Biegung)  
Kfsig : Oberflächenfaktor (Biegung)  
SS : Sicherheit Streckgrenze  
SB : Sicherheit Bruch  
SD : Sicherheit Dauerfestigkeit  
Q = a: Glatte Welle  
Q = b: Wellenabsatz  
Q = c: Wellenabsatz mit Freistich  
Q = d: Press-Sitz  
Q = e: Passfeder  
Q = f: Zahnwelle/Kerbverzahnung  
Q = g: Umlaufnut  
Q = h: Spitzkerbe  
Q = i: Rechtecknut  
Q = j: Gewinde  
Q = k: Querbohrung  
Q = l: Eigene Eingabe  
Q = m: Kellwelle  
Q = n: Konischer Wellenabsatz

Minimum Sicherheit Dauerfestigkeit: 8.51 (Y = 31.50)  
Erforderliche Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.20  
Minimum Sicherheit Streckgrenze: 12.70 (Y = 31.50)  
Erforderliche Sicherheit Streckgrenze: 1.20

---

Ende Report

Zeilen: 193

## 15.3 Protokoll Wellenberechnung nach DIN 743 - Welle mit Schnecke 50:1



KISSsoft - Release 03-2012E  
 KISSsoft Academic License - Technische Universität Wien

Datei  
 Name : Welle mit Schnecke 50mul  
 Geändert von: e0544399 am: 10.01.2014 um: 15:03:01

Festigkeitsberechnung nach DIN 743 (Ausgabe 2000-10)

Y	Q	Err	sigMax	Kf	Kfsig	Se	Sb	SD
mm			N/mm <sup>2</sup>					
0.00	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
0.20	d	0.00	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99	
0.21	d	0.00	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99	
0.78	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
1.35	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
1.93	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
2.50	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
3.08	a	1.76	1.00	0.82	334.83	0.00	277.77	
3.65	a	3.51	1.00	0.82	167.45	0.00	138.92	
4.22	a	5.27	1.00	0.82	111.64	0.00	92.62	
4.79	d	6.99	1.63	1.00	84.10	0.00	52.33	
4.80	d	7.02	1.63	1.00	83.73	0.00	52.10	
5.00	b	7.63	1.34	0.82	80.88	0.00	49.83	
5.90	a	3.08	1.00	0.82	191.03	0.00	158.48	
6.80	a	3.89	1.00	0.82	150.98	0.00	125.25	
7.71	a	4.71	1.00	0.82	124.81	0.00	103.54	
8.61	a	5.53	1.00	0.82	106.36	0.00	88.24	
9.51	a	6.35	1.00	0.82	92.67	0.00	76.88	
10.41	a	7.16	1.00	0.82	82.10	0.00	68.11	
11.32	a	7.98	1.00	0.82	73.69	0.00	61.13	
12.22	a	8.80	1.00	0.82	66.84	0.00	55.45	
13.12	a	9.61	1.00	0.82	61.16	0.00	50.74	
14.02	a	10.43	1.00	0.82	56.36	0.00	46.76	
14.93	a	11.25	1.00	0.82	52.27	0.00	43.36	
15.83	a	12.07	1.00	0.82	48.72	0.00	40.42	
16.73	a	12.89	1.00	0.82	45.63	0.00	37.86	
17.63	a	13.70	1.00	0.82	42.91	0.00	35.60	
18.54	a	14.52	1.00	0.82	40.49	0.00	33.59	
19.44	a	15.34	1.00	0.82	38.33	0.00	31.80	
20.34	a	16.16	1.00	0.82	36.39	0.00	30.19	
21.24	a	16.98	1.00	0.82	34.63	0.00	28.73	
22.14	a	17.80	1.00	0.82	33.04	0.00	27.41	
23.05	a	18.62	1.00	0.82	31.59	0.00	26.20	
23.95	a	19.44	1.00	0.82	30.25	0.00	25.10	
24.85	a	20.25	1.00	0.82	29.03	0.00	24.08	
25.75	a	21.07	1.00	0.82	27.90	0.00	23.15	
26.66	a	21.89	1.00	0.82	26.86	0.00	22.28	
27.56	a	22.71	1.00	0.82	25.89	0.00	21.48	
28.46	a	23.53	1.00	0.82	24.99	0.00	20.73	
29.36	a	24.35	1.00	0.82	24.14	0.00	20.03	
30.27	a	25.17	1.00	0.82	23.36	0.00	19.38	
31.17	a	25.99	1.00	0.82	22.62	0.00	18.77	
32.07	a	26.81	1.00	0.82	21.93	0.00	18.19	
32.97	a	27.64	1.00	0.82	21.28	0.00	17.65	
33.88	a	28.46	1.00	0.82	20.66	0.00	17.14	
34.66	a	33.74	1.00	0.82	17.49	0.00	14.12	
35.44	a	38.80	1.00	0.82	15.24	0.00	12.06	
36.22	a	43.66	1.00	0.82	13.57	0.00	10.58	
37.00	a	48.30	1.00	0.82	12.29	0.00	9.46	
37.78	a	52.74	1.00	0.82	11.27	0.00	8.58	
38.56	a	56.96	1.00	0.82	10.45	0.00	7.88	
39.34	a	60.98	1.00	0.82	9.77	0.00	7.31	
40.13	a	64.77	1.00	0.82	9.21	0.00	6.84	
41.05	a	68.54	1.00	0.82	8.73	0.00	6.46	
41.98	a	62.33	1.00	0.82	9.57	0.00	7.08	
42.91	a	61.12	1.00	0.82	9.76	0.00	7.21	
43.84	a	59.91	1.00	0.82	9.96	0.00	7.34	
44.77	a	58.69	1.00	0.82	10.17	0.00	7.47	
45.70	a	57.48	1.00	0.82	10.39	0.00	7.62	
46.63	a	56.27	1.00	0.82	10.62	0.00	7.76	
47.56	a	55.06	1.00	0.82	10.86	0.00	7.92	
48.49	a	53.85	1.00	0.82	11.10	0.00	8.07	
49.42	a	52.64	1.00	0.82	11.36	0.00	8.24	
50.35	a	51.43	1.00	0.82	11.64	0.00	8.41	
51.28	a	50.22	1.00	0.82	11.92	0.00	8.59	
52.21	a	49.01	1.00	0.82	12.22	0.00	8.78	
53.14	a	47.80	1.00	0.82	12.54	0.00	8.97	
54.07	a	46.59	1.00	0.82	12.87	0.00	9.18	
55.00	b	45.38	1.32	0.82	13.88	0.00	7.40	
55.59	a	8.98	1.00	0.82	67.89	0.00	42.32	



56.17	a	8.82	1.00	0.82	69.20	0.00	42.94
56.76	a	8.65	1.00	0.82	70.57	0.00	43.58
57.34	a	8.49	1.00	0.82	71.99	0.00	44.24
57.93	a	8.33	1.00	0.82	73.47	0.00	44.93
58.52	a	8.16	1.00	0.82	75.01	0.00	45.63
59.10	a	8.00	1.00	0.82	76.62	0.00	46.35
59.69	a	7.83	1.00	0.82	78.29	0.00	47.10
60.27	a	7.67	1.00	0.82	80.05	0.00	47.87
60.86	a	7.50	1.00	0.82	81.88	0.00	48.67
61.45	a	7.34	1.00	0.82	83.79	0.00	49.49
62.03	a	7.18	1.00	0.82	85.80	0.00	50.35
62.62	a	7.01	1.00	0.82	87.90	0.00	51.23
63.20	a	6.85	1.00	0.82	90.11	0.00	52.14
63.79	a	6.68	1.00	0.82	92.44	0.00	53.09
64.38	a	6.52	1.00	0.82	94.88	0.00	54.07
64.96	a	6.35	1.00	0.82	97.46	0.00	55.09
65.55	a	6.19	1.00	0.82	100.18	0.00	56.15
66.13	a	6.03	1.00	0.82	103.06	0.00	57.25
66.72	a	5.86	1.00	0.82	106.10	0.00	58.39
67.30	a	5.70	1.00	0.82	109.33	0.00	59.57
67.89	a	5.53	1.00	0.82	112.77	0.00	60.81
68.48	a	5.37	1.00	0.82	116.42	0.00	62.10
69.06	a	5.21	1.00	0.82	120.32	0.00	63.45
69.65	a	5.04	1.00	0.82	124.48	0.00	64.85
70.23	a	4.88	1.00	0.82	128.94	0.00	66.32
70.82	a	4.72	1.00	0.82	133.73	0.00	67.85
71.41	a	4.55	1.00	0.82	138.89	0.00	69.46
71.99	a	4.39	1.00	0.82	144.46	0.00	71.14
72.58	a	4.23	1.00	0.82	150.49	0.00	72.91
73.16	a	4.06	1.00	0.82	157.05	0.00	74.77
73.75	a	3.90	1.00	0.82	164.20	0.00	76.72
74.34	a	3.73	1.00	0.82	172.02	0.00	78.79
74.93	a	3.56	1.00	0.82	180.57	0.00	80.97
75.52	a	3.40	1.00	0.82	189.92	0.00	83.27
76.11	a	3.22	1.00	0.82	200.20	0.00	85.69
76.70	a	2.99	1.00	0.82	220.67	0.00	89.70
77.29	a	2.76	1.00	0.82	241.42	0.00	93.68
77.88	a	2.53	1.00	0.82	266.45	0.00	98.02
78.47	a	2.30	1.00	0.82	297.24	0.00	102.80
79.06	a	2.08	1.00	0.82	335.99	0.00	108.07
79.65	a	1.86	1.00	0.82	384.06	0.00	113.67
80.24	a	1.64	1.00	0.82	448.16	0.00	119.89
80.83	a	1.42	1.00	0.82	537.92	0.00	126.82
81.42	a	1.20	1.00	0.82	672.59	0.00	134.60
82.01	a	0.98	1.00	0.82	897.11	0.00	143.40
82.60	a	0.76	1.00	0.82	999.99	0.00	153.42
83.19	a	0.54	1.00	0.82	999.99	0.00	164.95
83.78	b	4.53	1.32	0.82	170.38	0.00	34.27
84.37	a	3.80	1.00	0.82	202.10	0.00	46.88
84.96	a	3.07	1.00	0.82	271.39	0.00	50.41
85.55	a	2.34	1.00	0.82	408.85	0.00	54.52
86.14	a	1.62	1.00	0.82	828.44	0.00	59.35
86.73	a	0.89	1.00	0.82	999.99	0.00	65.12
87.32	a	0.16	1.00	0.82	787.31	0.00	72.13
87.91	a	0.57	1.00	0.82	398.62	0.00	77.39
88.50	b	0.72	1.34	0.82	468.94	0.00	23.90
89.09	d	0.15	1.63	1.00	268.45	0.00	25.06
89.68	d	0.19	1.63	1.00	263.20	0.00	25.13
90.27	a	2.66	1.00	0.82	125.04	0.00	36.48
90.86	a	5.17	1.00	0.82	81.50	0.00	40.99
91.45	a	7.69	1.00	0.82	60.46	0.00	46.77
92.04	a	10.20	1.00	0.82	48.05	0.00	51.22
92.63	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
93.22	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
93.81	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
94.40	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
94.99	d	0.00	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99
95.58	d	0.00	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99

sigMax : Statische Vergleichsspannung  
 Kf : Kerbfaktor (Biegung)  
 Kfsig : Oberflächenfaktor (Biegung)  
 SS : Sicherheit Streckgrenze  
 SB : Sicherheit Bruch  
 SD : Sicherheit Dauerfestigkeit  
 Q = a: Glatte Welle  
 Q = b: Wellenabsatz  
 Q = c: Wellenabsatz mit Freistich  
 Q = d: Press-Sitz  
 Q = e: Passfeder  
 Q = f: Zahnwelle/Kerbverzahnung  
 Q = g: Umlaufnut  
 Q = h: Spitzkerbe  
 Q = i: Rechtecknut  
 Q = j: Gewinde

Q = k: Querbohrung  
Q = l: Eigene Eingabe  
Q = m: Keilwelle  
Q = n: Konischer Wellenabsatz

Minimum Sicherheit Dauerfestigkeit: 6.84 (Y = 40.13)  
Erforderliche Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.20  
Minimum Sicherheit Streckgrenze: 9.21 (Y = 40.13)  
Erforderliche Sicherheit Streckgrenze: 1.20

---

Ende Report

Zeilen: 176

## 15.4 Protokoll Wellenberechnung nach DIN 743 - Abtriebswelle



KISSsoft - Release 03-2012E  
 KISSsoft Academic License - Technische Universität Wien

----- Datei -----  
 Name : Kupplungswelle  
 Geändert von: e0544399 am: 09.01.2014 um: 20:10:51

Festigkeitsberechnung nach DIN 743 (Ausgabe 2000-10)

Y	Q	Err	sigMax	Kf	Kfsig	Ss	Sb	SD
mm			N/mm <sup>2</sup>					
0.00	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
0.01	j	0.00	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
1.88	j	0.00	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
3.75	j	0.00	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
5.63	j	0.00	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
7.50	j	0.00	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
9.38	j	0.01	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
11.25	j	0.01	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
12.99	j	0.01	1.62	0.97	999.99	0.00	999.99	
13.01	a	0.01	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
13.13	a	0.01	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
15.00	a	0.01	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
16.04	a	0.01	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
17.08	a	0.02	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
18.11	a	0.02	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
19.15	a	0.02	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
20.19	a	0.02	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
21.23	a	0.02	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
22.26	a	0.03	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
23.30	d	0.03	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99	
23.31	d	0.03	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99	
25.15	a	0.03	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
27.00	a	0.04	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99	
28.85	a	0.55	1.00	0.82	999.99	0.00	867.26	
30.69	d	1.14	1.63	1.00	515.04	0.00	314.34	
30.70	d	1.14	1.63	1.00	513.60	0.00	313.46	
31.72	a	1.47	1.00	0.82	399.93	0.00	326.54	
32.74	a	1.80	1.00	0.82	327.47	0.00	267.37	
33.76	a	2.12	1.00	0.82	277.25	0.00	226.37	
34.78	a	2.45	1.00	0.82	240.40	0.00	196.28	
35.79	a	2.77	1.00	0.82	212.20	0.00	173.26	
36.81	a	3.10	1.00	0.82	189.93	0.00	155.08	
37.83	a	3.42	1.00	0.82	171.90	0.00	140.35	
38.85	a	3.75	1.00	0.82	156.99	0.00	128.19	
39.87	a	4.07	1.00	0.82	144.47	0.00	117.96	
40.89	a	4.39	1.00	0.82	133.81	0.00	109.25	
41.91	a	4.72	1.00	0.82	124.61	0.00	101.74	
42.93	a	5.04	1.00	0.82	116.60	0.00	95.20	
43.94	a	5.37	1.00	0.82	109.56	0.00	89.45	
44.96	a	5.69	1.00	0.82	103.32	0.00	84.36	
45.98	a	6.02	1.00	0.82	97.75	0.00	79.82	
47.00	a	6.34	1.00	0.82	92.76	0.00	75.74	
48.50	a	6.54	1.00	0.82	89.87	0.00	73.38	
50.00	a	6.75	1.00	0.82	87.16	0.00	71.16	
51.50	a	6.95	1.00	0.82	84.61	0.00	69.08	
53.00	b	7.15	1.24	0.82	82.20	0.00	66.24	
54.05	a	4.22	1.00	0.82	139.29	0.00	112.57	
55.09	a	4.30	1.00	0.82	136.64	0.00	110.42	
56.14	a	4.39	1.00	0.82	134.09	0.00	108.37	
57.19	a	4.47	1.00	0.82	131.64	0.00	106.38	
58.23	a	4.55	1.00	0.82	129.28	0.00	104.48	
59.28	a	4.63	1.00	0.82	127.00	0.00	102.64	
60.33	a	4.71	1.00	0.82	124.81	0.00	100.86	
61.38	a	4.79	1.00	0.82	122.69	0.00	99.15	
62.42	a	4.87	1.00	0.82	120.65	0.00	97.50	
63.47	a	4.95	1.00	0.82	118.67	0.00	95.91	
64.52	a	5.04	1.00	0.82	116.77	0.00	94.36	
65.56	a	5.12	1.00	0.82	114.92	0.00	92.87	
66.61	a	5.20	1.00	0.82	113.13	0.00	91.43	
67.66	a	5.28	1.00	0.82	111.40	0.00	90.03	
68.70	a	5.36	1.00	0.82	109.73	0.00	88.67	
69.75	a	5.44	1.00	0.82	108.10	0.00	87.36	
70.80	a	5.52	1.00	0.82	106.53	0.00	86.09	
71.84	a	5.60	1.00	0.82	105.00	0.00	84.85	
72.89	a	5.68	1.00	0.82	103.52	0.00	83.65	
73.94	a	5.76	1.00	0.82	102.08	0.00	82.49	
74.98	a	5.84	1.00	0.82	100.68	0.00	81.36	
76.03	a	5.92	1.00	0.82	99.32	0.00	80.26	
77.08	a	6.00	1.00	0.82	97.99	0.00	79.19	
78.13	a	6.08	1.00	0.82	96.71	0.00	78.15	

79.17	a	6.16	1.00	0.82	95.46	0.00	77.14
80.22	a	6.24	1.00	0.82	94.24	0.00	76.16
81.27	a	6.32	1.00	0.82	93.06	0.00	75.20
82.31	a	6.40	1.00	0.82	91.90	0.00	74.27
83.36	a	6.48	1.00	0.82	90.78	0.00	73.36
84.41	a	6.56	1.00	0.82	89.68	0.00	72.47
85.45	a	6.64	1.00	0.82	88.61	0.00	71.61
86.50	k	9.36	1.82	0.92	62.79	0.00	32.31
87.55	a	7.79	1.00	0.82	62.10	0.00	57.12
88.59	a	7.86	1.00	0.82	61.73	0.00	56.63
89.64	a	7.93	1.00	0.82	61.36	0.00	56.14
90.69	a	7.99	1.00	0.82	61.00	0.00	55.67
91.73	a	8.06	1.00	0.82	60.64	0.00	55.20
92.78	a	8.13	1.00	0.82	60.28	0.00	54.74
93.83	a	8.20	1.00	0.82	59.92	0.00	54.29
94.88	a	8.27	1.00	0.82	59.57	0.00	53.84
95.92	a	8.34	1.00	0.82	59.22	0.00	53.41
96.97	a	8.41	1.00	0.82	58.88	0.00	52.98
98.02	a	8.48	1.00	0.82	58.53	0.00	52.55
99.06	a	8.55	1.00	0.82	58.19	0.00	52.13
100.11	a	8.62	1.00	0.82	57.85	0.00	51.72
101.16	a	8.69	1.00	0.82	57.52	0.00	51.32
102.20	a	8.76	1.00	0.82	57.19	0.00	50.92
103.25	a	8.83	1.00	0.82	56.86	0.00	50.53
104.30	a	8.90	1.00	0.82	56.53	0.00	50.14
105.34	a	8.97	1.00	0.82	56.21	0.00	49.76
106.39	a	9.04	1.00	0.82	55.89	0.00	49.39
107.44	a	9.11	1.00	0.82	55.57	0.00	49.02
108.48	a	9.18	1.00	0.82	55.25	0.00	48.66
109.53	a	9.25	1.00	0.82	54.94	0.00	48.30
110.58	a	9.32	1.00	0.82	54.63	0.00	47.95
111.63	a	9.39	1.00	0.82	54.32	0.00	47.60
112.67	a	9.46	1.00	0.82	54.02	0.00	47.26
113.72	a	9.53	1.00	0.82	53.72	0.00	46.92
114.77	a	9.60	1.00	0.82	53.42	0.00	46.59
115.81	a	9.67	1.00	0.82	53.13	0.00	46.26
116.86	a	9.74	1.00	0.82	52.83	0.00	45.94
117.91	a	9.81	1.00	0.82	52.54	0.00	45.62
118.95	a	9.88	1.00	0.82	52.26	0.00	45.31
120.00	b	17.19	1.24	0.82	30.08	0.00	22.54
121.50	a	17.37	1.00	0.82	29.84	0.00	26.03
123.00	a	17.54	1.00	0.82	29.61	0.00	25.78
124.50	a	17.71	1.00	0.82	29.39	0.00	25.54
126.00	a	17.89	1.00	0.82	29.16	0.00	25.30
127.02	a	17.81	1.00	0.82	29.26	0.00	25.41
128.04	a	17.73	1.00	0.82	29.36	0.00	25.51
129.06	a	17.65	1.00	0.82	29.47	0.00	25.62
130.07	a	17.57	1.00	0.82	29.57	0.00	25.74
131.09	a	17.49	1.00	0.82	29.67	0.00	25.85
132.11	a	17.42	1.00	0.82	29.78	0.00	25.96
133.13	a	17.34	1.00	0.82	29.88	0.00	26.08
134.15	a	17.26	1.00	0.82	29.99	0.00	26.19
135.17	a	17.18	1.00	0.82	30.10	0.00	26.31
136.19	a	17.10	1.00	0.82	30.21	0.00	26.43
137.21	a	17.02	1.00	0.82	30.31	0.00	26.54
138.23	a	16.94	1.00	0.82	30.42	0.00	26.66
139.24	a	16.86	1.00	0.82	30.53	0.00	26.79
140.26	a	16.78	1.00	0.82	30.64	0.00	26.91
141.28	a	16.70	1.00	0.82	30.75	0.00	27.03
142.30	d	16.62	1.63	1.00	30.87	0.00	21.12
142.31	d	16.62	1.63	1.00	30.87	0.00	21.12
144.15	a	16.48	1.00	0.82	31.07	0.00	27.39
146.00	a	16.33	1.00	0.82	31.28	0.00	27.62
147.85	a	14.00	1.00	0.82	34.98	0.00	32.08
149.69	d	11.79	1.63	1.00	39.15	0.00	30.30
149.70	d	11.78	1.63	1.00	39.18	0.00	30.33
150.74	a	10.60	1.00	0.82	41.68	0.00	42.33
151.78	a	9.51	1.00	0.82	44.20	0.00	47.45
152.81	a	8.52	1.00	0.82	46.62	0.00	53.56
153.85	a	7.68	1.00	0.82	48.75	0.00	60.70
154.89	a	7.04	1.00	0.82	50.40	0.00	68.59
155.92	a	6.66	1.00	0.82	51.38	0.00	72.40
156.96	a	6.59	1.00	0.82	51.56	0.00	73.99
158.00	a	6.84	1.00	0.82	50.91	0.00	70.26
159.88	a	7.97	1.00	0.82	47.99	0.00	57.91
159.99	a	8.06	1.00	0.82	47.76	0.00	57.11
160.01	j	13.15	1.62	0.97	29.50	0.00	28.13
161.75	j	15.79	1.62	0.97	27.22	0.00	22.48
163.63	j	19.16	1.62	0.97	24.56	0.00	18.16
165.50	j	22.84	1.62	0.97	22.02	0.00	15.11
167.38	j	26.69	1.62	0.97	19.75	0.00	12.89
169.25	j	30.67	1.62	0.97	17.78	0.00	11.21
171.13	j	34.71	1.62	0.97	16.10	0.00	9.91

172.99	j	38.79	1.62	0.97	14.68	0.00	8.88
172.00	c	54.30	1.80	0.82	10.87	0.00	5.34
174.63	a	50.85	1.00	0.82	10.89	0.00	9.12
174.99	a	51.82	1.00	0.82	10.71	0.00	8.96
175.01	j	159.63	1.62	0.97	3.62	0.00	2.20
176.25	j	169.79	1.62	0.97	3.43	0.00	2.07
177.88	j	183.15	1.62	0.97	3.20	0.00	1.92
179.50	j	196.56	1.62	0.97	3.00	0.00	1.79
181.13	j	210.01	1.62	0.97	2.83	0.00	1.68
182.75	j	223.50	1.62	0.97	2.67	0.00	1.58
184.38	j	237.01	1.62	0.97	2.53	0.00	1.49
186.00	j	250.55	1.62	0.97	2.40	0.00	1.41
187.50	j	228.85	1.62	0.97	2.70	0.00	1.57
189.00	j	210.29	1.62	0.97	2.94	0.00	1.71
190.50	j	191.73	1.62	0.97	3.22	0.00	1.88
192.00	j	173.17	1.62	0.97	3.57	0.00	2.08
193.50	j	154.61	1.62	0.97	3.99	0.00	2.33
195.00	j	136.06	1.62	0.97	4.54	0.00	2.65
195.99	j	123.81	1.62	0.97	4.99	0.00	2.91
196.01	a	40.15	1.00	0.82	14.64	0.00	12.11
196.50	a	38.18	1.00	0.82	15.40	0.00	12.73
198.00	c	37.50	1.80	0.82	17.25	0.00	7.83
199.08	a	14.25	1.00	0.82	41.26	0.00	33.69
200.15	a	12.04	1.00	0.82	48.84	0.00	39.88
201.23	a	9.83	1.00	0.82	59.84	0.00	48.86
202.30	d	7.61	1.63	1.00	77.22	0.00	47.13
202.31	d	7.59	1.63	1.00	77.43	0.00	47.26
204.15	a	3.81	1.00	0.82	154.40	0.00	126.07
206.00	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
207.85	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
209.69	d	0.00	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99
209.70	d	0.00	1.63	1.00	999.99	0.00	999.99
211.35	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99
213.00	a	0.00	1.00	0.82	999.99	0.00	999.99

sigMax : Statische Vergleichsspannung  
 Kf : Kerbfaktor (Biegung)  
 Kfsig : Oberflächenfaktor (Biegung)  
 SS : Sicherheit Streckgrenze  
 SB : Sicherheit Bruch  
 SD : Sicherheit Dauerfestigkeit  
 Q = a : Glatte Welle  
 Q = b : Wellenabsatz  
 Q = c : Wellenabsatz mit Freistich  
 Q = d : Press-Sitz  
 Q = e : Passfeder  
 Q = f : Zahnwelle/Kerbverzahnung  
 Q = g : Umlaufnut  
 Q = h : Spitzkerbe  
 Q = i : Rechtecknut  
 Q = j : Gewinde  
 Q = k : Querbohrung  
 Q = l : Eigene Eingabe  
 Q = m : Keilwelle  
 Q = n : Konischer Wellenabsatz

Minimum Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.41 (Y = 186.00)  
 Erforderliche Sicherheit Dauerfestigkeit: 1.20  
 Minimum Sicherheit Streckgrenze: 2.40 (Y = 186.00)  
 Erforderliche Sicherheit Streckgrenze: 1.20

Ende Report

Zeilen: 227

## 15.5 Protokoll Lagerberechnung - Welle mit Schnecke 25:1

KISSsoft - Release 03-2012E  
KISSsoft Academic License - Technische Universität Wien

Datei  
Name : Welle mit Schnecke 25sul  
Geändert von: e0544399 am: 10.01.2014 um: 14:58:47

**Wichtiger Hinweis: Bei der Berechnung sind Warnungen aufgetreten:**  
1-> Welle 'Welle 1', Wälzlager 'Wälzlager':  
Die Axialkraft ist wesentlich grösser als die Radialkraft!  
Besser ein Axiallager einsetzen.

### Berechnung von Wellen, Achsen und Trägern

#### Eingabedaten

Koordinatensystem Welle: siehe Bild W-002

Bezeichnung		Welle 1
Zeichnung		
Startposition	(mm)	0.000
Länge	(mm)	96.000
Drehzahl	(1/min)	810.00
Drehrichtung: gegen den Uhrzeigersinn		
Werkstoff		
Elastizitätsmodul	(N/mm <sup>2</sup> )	215000.000
Poissonsahl nu		0.300
Spezifisches Gewicht	(kg/m <sup>3</sup> )	7700.000
Wärmeausdehnungskoeffizient	(10 <sup>-6</sup> -6/K)	10.500
Temperatur	(°C)	20.000
Gewicht der Welle	(kg)	0.020
Massenträgheitsmoment	(kg*mm <sup>2</sup> )	0.086
Schwungmoment GD2	(Nm <sup>2</sup> )	0.000
Lage im Raum		
	(°)	0.000
Schubverformungen werden berücksichtigt		
Schubkorrekturfaktor		1.100
Der Druckwinkel von Wälzlagern wird berücksichtigt		
Referenztemperatur	(°C)	20.000

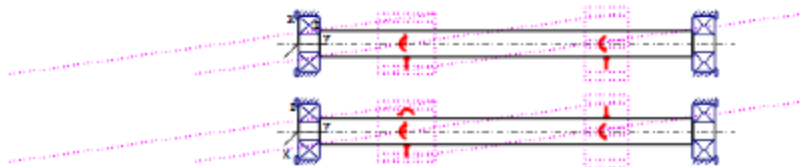


Abbildung: Lasteinleitungen

**WELLEDEFINITION (Welle 1)**

**Aussenkontur**

<b>Zylinder (Zylinder)</b>	y= 0.00...5.00 (mm)
d=4.00 (mm), l=5.00 (mm), Ra=32.0	
Radius rechts (Radius rechts)	
r=0.50 (mm), Ra=32.0	
<b>Zylinder (Zylinder)</b>	y= 5.00...91.00 (mm)
d=6.00 (mm), l=86.00 (mm), Ra=32.0	
<b>Zylinder (Zylinder)</b>	y= 91.00...96.00 (mm)
d=4.00 (mm), l=5.00 (mm), Ra=32.0	
Radius links (Radius links)	
r=0.50 (mm), Ra=32.0	

**Innenkontur**

**Kräfte**

<b>Schnecke (Schnecke)</b>	y= 25.00 (mm)
Walskreisdurchmesser (mm)	14.0000
Wirkungsgrad (%)	69.0000
Steigungswinkel (°)	8.1200
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt(°)	20.0000
Position des Eingriffs (°)	270.0000
Länge der Krafteinleitung (mm)	13.0000
Leistung (kW)	0.0034
Drehmoment (Nm)	-0.0400
Axialkraft (N)	57.9718
Querkraft X (N)	5.7143
Querkraft Z (N)	21.1621
Biegemoment X (Nm)	0.4058
Biegemoment Z (Nm)	-0.0000
<b>Stirnrad (Stirnrad)</b>	y= 71.00 (mm)
Walskreisdurchmesser (mm)	17.0000
Geradverzahnung	
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt(°)	20.0000
Position des Eingriffs (°)	58.1703
Länge der Krafteinleitung (mm)	10.0000
Leistung (kW)	0.0034
Drehmoment (Nm)	0.0400
Axialkraft (N)	-0.0000
Querkraft X (N)	3.0949
Querkraft Z (N)	-3.9371
Biegemoment X (Nm)	0.0000
Biegemoment Z (Nm)	-0.0000

**Lager**

<b>Rillenkugellager (einreihig) SKF 624 (Wälzlager)</b>	y= 2.50 (mm)
Festlager links angestellt	
d = 4.000 (mm), D = 13.000 (mm), B = 5.000 (mm), r = 0.200 (mm)	
C = 0.936 (kN), CO = 0.290 (kN), Cu = 0.012 (kN)	
Lagerspiel	DIN 620:1988 C0 (7.50 µm)
<b>Rillenkugellager (einreihig) SKF 624 (Wälzlager)</b>	y= 93.50 (mm)
Festlager rechts angestellt	
d = 4.000 (mm), D = 13.000 (mm), B = 5.000 (mm), r = 0.200 (mm)	
C = 0.936 (kN), CO = 0.290 (kN), Cu = 0.012 (kN)	
Lagerspiel	DIN 620:1988 C0 (7.50 µm)

maximale Durchbiegung	29.79 µm (Welle 1, 43.36 (mm))
Massenschwerpunkt Welle 1	48.0 mm

<b>Verdrehung unter Drehmoment</b>			
Welle 1	[phi.t]	0.01	*
<hr/>			
Ausfallwahrscheinlichkeit	[n]	10.00	%
Axialspiel	[uA]	10.00	µm
Wälzlager klassisch (Druckwinkel berücksichtigen)			
<b>Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'</b>			
Position (Y-Koordinate)	[y]	2.50	mm
Äquivalente Belastung	[P]	0.01	kN
Äquivalente Belastung	[P0]	0.01	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]		1.000	
Lebensdauer	[Lnh]	10859361.84	h
Betriebsviskosität	[nu]	116.75	mm <sup>2</sup> /s
Berugviskosität	[nul]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor	[S0]	25.04	
Lagerreaktionskraft	[Fx]	-0.005	kN
Lagerreaktionskraft	[Fy]	0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fz]	-0.010	kN
Lagerreaktionskraft	[Fr]	0.012	kN (-115.94°)
Reibungsmoment	[Mloss]	0.000	Nm
Verlustleistung	[Ploss]	0.008	W
Lagerverschiebung	[ux]	0.002	mm
Lagerverschiebung	[uy]	0.011	mm
Lagerverschiebung	[uz]	0.003	mm
Lagerverschiebung	[ur]	0.004	mm (63.06°)
Lagerneigung	[rx]	0.920	mrad (3.16°)
Lagerneigung	[ry]	-0.000	mrad (0°)
Lagerneigung	[rz]	-0.265	mrad (-0.91°)
Lagerneigung	[rr]	0.957	mrad (3.29°)
<b>Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'</b>			
Position (Y-Koordinate)	[y]	93.50	mm
Äquivalente Belastung	[P]	0.08	kN
Äquivalente Belastung	[P0]	0.03	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]		1.000	
Lebensdauer	[Lnh]	30465.25	h
Betriebsviskosität	[nu]	116.75	mm <sup>2</sup> /s
Berugviskosität	[nul]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor	[S0]	6.64	
Lagerreaktionskraft	[Fx]	-0.004	kN
Lagerreaktionskraft	[Fy]	-0.058	kN
Lagerreaktionskraft	[Fz]	-0.007	kN
Lagerreaktionskraft	[Fr]	0.008	kN (-119.42°)
Reibungsmoment	[Mloss]	0.001	Nm
Verlustleistung	[Ploss]	0.078	W
Lagerverschiebung	[ux]	0.002	mm
Lagerverschiebung	[uy]	0.010	mm
Lagerverschiebung	[uz]	0.003	mm
Lagerverschiebung	[ur]	0.004	mm (59.81°)
Lagerneigung	[rx]	-0.730	mrad (-2.51°)
Lagerneigung	[ry]	0.175	mrad (0.6°)
Lagerneigung	[rz]	0.236	mrad (0.81°)
Lagerneigung	[rr]	0.767	mrad (2.64°)



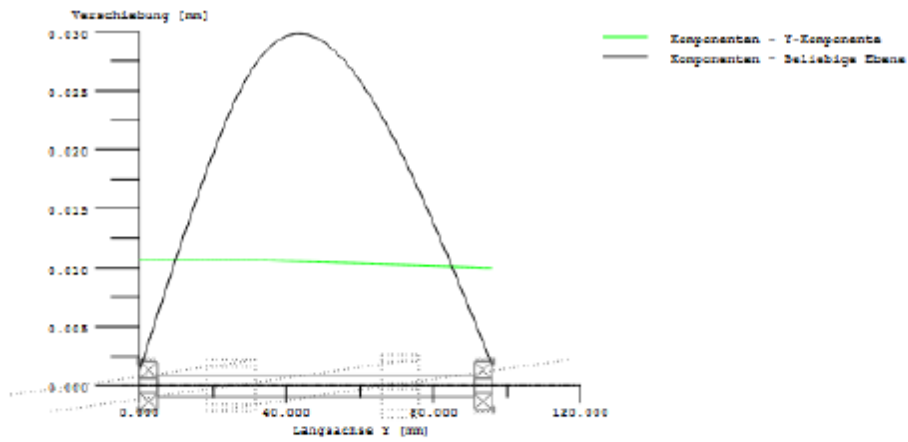
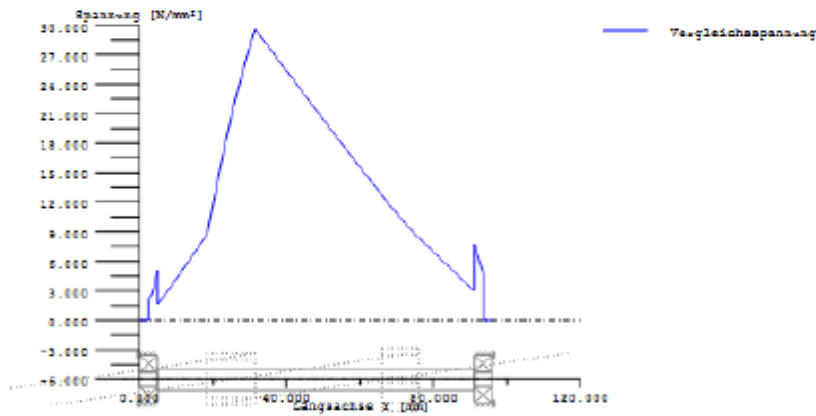


Abbildung: Verschiebung (Biegelinien etc.) (Beliebige Ebene 73.08702584 °)



GER (von Mises):  $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_Z, D)^2 + 3 * (\tau_{I+II} + \tau_{III})^2)^{1/2}$

Abbildung: Vergleichsspannung



## 15.6 Protokoll Lagerberechnung - Welle mit Schnecke 50:1



----- KISSsoft - Release 03-2012E -----  
 KISSsoft Academic License - Technische Universität Wien

----- Datei -----  
 Name : Welle mit Schnecke 50zul  
 Geändert von: e0544399 am: 10.01.2014 um: 15:03:01

**Wichtiger Hinweis: Bei der Berechnung sind Warnungen aufgetreten:**  
 I-> Welle 'Welle 1', Wälzlager 'Wälzlager':  
 Die Axialkraft ist wesentlich grösser als die Radialkraft!  
 Besser ein Axiallager einsetzen.

### Berechnung von Wellen, Achsen und Trägern

#### Eingabedaten

Koordinatensystem Welle: siehe Bild W-002

Berechnung		Welle 1
Zeichnung		
Startposition	(mm)	0.000
Länge	(mm)	96.000
Drehzahl	(1/min)	172.00
Drehrichtung: gegen den Uhrzeigersinn		
Werkstoff		C45 (1)
Elastizitätsmodul	(N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poissonsahl nu		0.300
Spezifisches Gewicht	(kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Wärmeausdehnungskoeffizient	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperatur	(°C)	20.000
Gewicht der Welle	(kg)	0.032
Massenträgheitsmoment	(kg*mm <sup>2</sup> )	0.298
Schwungmoment GD2	(Nm <sup>2</sup> )	0.000
Lage im Raum	(°)	0.000
Schubverformungen werden berücksichtigt		
Schubkorrekturfaktor		1.100
Der Druckwinkel von Wälzlagern wird berücksichtigt		
Referenstemperatur	(°C)	20.000

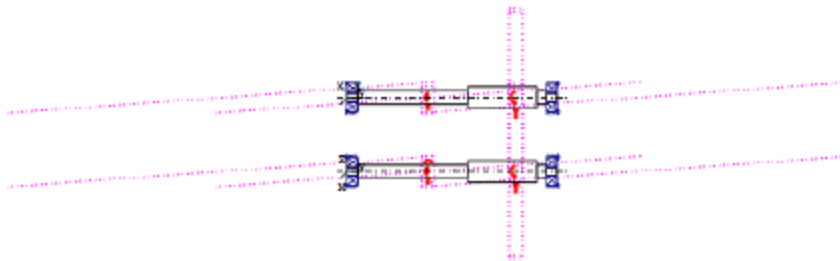


Abbildung: Lasteinleitungen

**WELLEDEFINITION (Welle 1)**

**Aussenkontur**

<b>Zylinder (Zylinder)</b>	<b>y= 0.00...5.00 (mm)</b>
d=4.00 (mm), l=5.00 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
Radius rechts (Radius rechts)	
r=0.50 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
<b>Zylinder (Zylinder)</b>	<b>y= 5.00...55.00 (mm)</b>
d=6.00 (mm), l=50.00 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
Radius rechts (Radius rechts)	
r=1.00 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
<b>Zylinder (Zylinder)</b>	<b>y= 55.00...86.50 (mm)</b>
d=10.00 (mm), l=31.50 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
<b>Zylinder (Zylinder)</b>	<b>y= 86.50...91.00 (mm)</b>
d=6.00 (mm), l=4.50 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
Radius links (Radius links)	
r=1.00 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
<b>Zylinder (Zylinder)</b>	<b>y= 91.00...96.00 (mm)</b>
d=4.00 (mm), l=5.00 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	
Radius links (Radius links)	
r=0.50 (mm), R <sub>s</sub> =32.0	

**Innenkontur**

**Kräfte**

<b>Schnecke (Schnecke)</b>	<b>y= 37.00 (mm)</b>
Wälzkreisdurchmesser (mm)	14.0000
Wirkungsgrad (%)	53.0000
Steigungswinkel (°)	4.0900
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt(°)	20.0000
Position des Eingriffs (°)	270.0000
Länge der Krafteinleitung (mm)	6.2500
Leistung (kW)	0.0004
Drehmoment (Nm)	-0.0200
Axialkraft (N)	75.3905
Querkraft X (N)	2.8571
Querkraft Z (N)	27.4442
Biegemoment X (Nm)	0.5277
Biegemoment Z (Nm)	-0.0000
<b>Stirnrad (Stirnrad)</b>	<b>y= 77.00 (mm)</b>
Wälzkreisdurchmesser (mm)	80.0000
Geradverzahnung	
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt(°)	20.0000
Position des Eingriffs (°)	117.4800
Länge der Krafteinleitung (mm)	6.5000
Leistung (kW)	0.0004
Drehmoment (Nm)	0.0200
Axialkraft (N)	-0.0000
Querkraft X (N)	0.5276
Querkraft Z (N)	0.0693
Biegemoment X (Nm)	0.0000
Biegemoment Z (Nm)	0.0000

**Lager**

<b>Rillenkugellager (einreihig) SKF 624 (Wälzlager)</b>	<b>y= 2.50 (mm)</b>
Festlager links angestellt	
d = 4.000 (mm), D = 13.000 (mm), B = 5.000 (mm), r = 0.200 (mm)	
C = 0.936 (kN), CO = 0.290 (kN), Cu = 0.012 (kN)	
Lagerspiel	DIN 620:1988 CO (7.50 µm)

Rillenkugellager (einreihig) SKF 624 (Wälzlager) y= 93.50 (mm)  
 Festlager rechts angestellt  
 d = 4.000 (mm), D = 13.000 (mm), B = 5.000 (mm), r = 0.200 (mm)  
 C = 0.936 (kN), CO = 0.290 (kN), Cu = 0.012 (kN)  
 Lagerspiel DIN 620:1988 CO (7.50 µm)

maximale Durchbiegung 33.21 µm (Welle 1, 43.84 (mm))

Massenschwerpunkt  
 Welle 1 56.7 mm

Verdrehung unter Drehmoment  
 Welle 1 [phi.t] 0.00 °

Ausfallwahrscheinlichkeit [n] 10.00 %  
 Axialspiel [uA] 10.00 µm  
 Wälzlager klassisch (Druckwinkel berücksichtigen)

**Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'**

Position (Y-Koordinate) [y]	2.50	mm
Äquivalente Belastung [P]	0.01	kN
Äquivalente Belastung [PO]	0.01	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]	1.000	
Lebensdauer [Lnh]	55359716.18	h
Betriebsviskosität [nu]	48.88	mm <sup>2</sup> /s
Bezugsviskosität [nul]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor [SO]	25.71	
Lagerreaktionskraft [Fw]	-0.002	kN
Lagerreaktionskraft [Fy]	0.000	kN
Lagerreaktionskraft [Fz]	-0.011	kN
Lagerreaktionskraft [Fr]	0.011	kN (-99.54°)
Reibungsmoment [Mloss]	0.000	Nm
Verlustleistung [Ploss]	0.000	W
Lagerverschiebung [ux]	0.001	mm
Lagerverschiebung [uy]	0.011	mm
Lagerverschiebung [uz]	0.004	mm
Lagerverschiebung [ur]	0.004	mm (78.57°)
Lagerneigung [rx]	0.980	mrاد (3.37°)
Lagerneigung [ry]	-0.000	mrاد (0°)
Lagerneigung [rz]	-0.105	mrاد (-0.36°)
Lagerneigung [rx]	0.986	mrاد (3.39°)

**Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'**

Position (Y-Koordinate) [y]	93.50	mm
Äquivalente Belastung [P]	0.10	kN
Äquivalente Belastung [PO]	0.05	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]	1.000	
Lebensdauer [Lnh]	71007.60	h
Betriebsviskosität [nu]	48.88	mm <sup>2</sup> /s
Bezugsviskosität [nul]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor [SO]	6.12	
Lagerreaktionskraft [Fw]	-0.002	kN
Lagerreaktionskraft [Fy]	-0.075	kN
Lagerreaktionskraft [Fz]	-0.016	kN
Lagerreaktionskraft [Fr]	0.016	kN (-95.39°)
Reibungsmoment [Mloss]	0.000	Nm
Verlustleistung [Ploss]	0.003	W
Lagerverschiebung [ux]	0.000	mm
Lagerverschiebung [uy]	0.010	mm
Lagerverschiebung [uz]	0.004	mm
Lagerverschiebung [ur]	0.004	mm (82.42°)
Lagerneigung [rx]	-0.746	mrاد (-2.57°)
Lagerneigung [ry]	0.041	mrاد (0.14°)
Lagerneigung [rz]	0.071	mrاد (0.24°)
Lagerneigung [rx]	0.750	mrاد (2.58°)

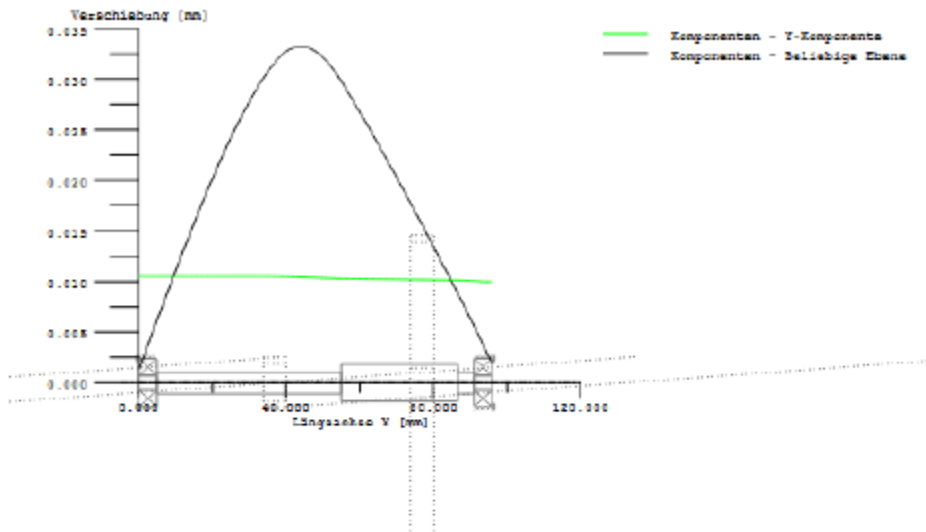
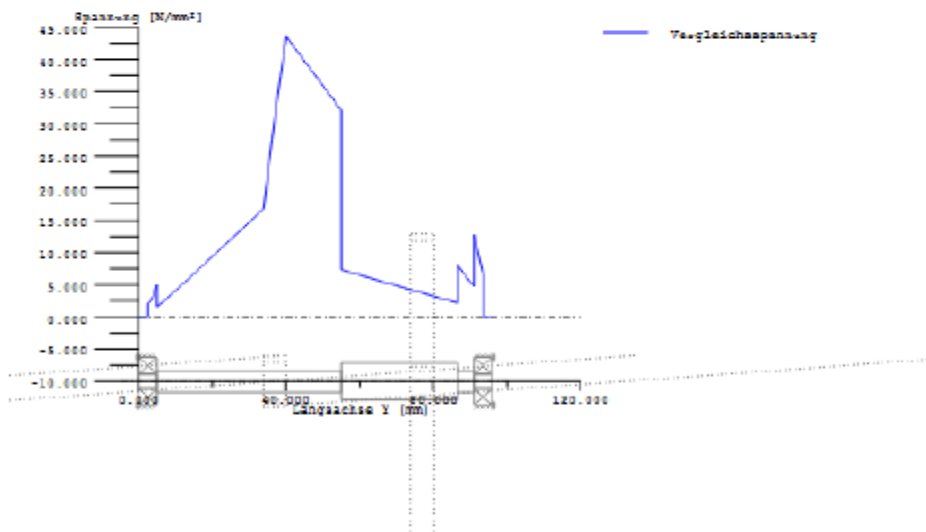


Abbildung: Verschiebung (Biegelinien etc.) (Beliebige Ebene 84.14408579 °)



GER (von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Abbildung: Vergleichsspannung

## 15.7 Protokoll Lagerberechnung - Abtriebswelle

----- KISSsoft - Release 03-2012E -----  
KISSsoft Academic License - Technische Universität Wien

----- Datei -----  
Name : Kupplungswelle  
Geändert von: e0544399 am: 09.01.2014 um: 20:10:51

**Wichtiger Hinweis: Bei der Berechnung sind Warnungen aufgetreten:**

!-> Welle 'Welle 1', Wälzlager 'Wälzlager':  
Die Mindestbelastung des Lagers ist unterschritten!  
(P = 0.0 kN, Pmind = 0.0 kN, Bedingung: F/C > 1.000 %)

**Berechnung von Wellen, Achsen und Trägern**

**Eingabedaten**

Koordinatensystem Welle: siehe Bild W-002

Bezeichnung		Welle 1
Zeichnung		
Startposition	(mm)	0.000
Länge	(mm)	213.000
Drehzahl	(1/min)	33.00
Drehrichtung: gegen den Uhrzeigersinn		
Werkstoff		
Elastizitätsmodul	(N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poissonsahl nu		0.300
Spezifisches Gewicht	(kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Wärmeausdehnungskoeffizient	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperatur	(°C)	20.000
Gewicht der Welle	(kg)	0.144
Massenträgheitsmoment	(kg <sup>4</sup> /mm <sup>4</sup> )	2.077
Schwungmoment GD2	(Nm <sup>2</sup> )	0.000
Lage im Raum		
Schubverformungen werden berücksichtigt	(°)	0.000
Schubkorrekturfaktor		1.100
Der Druckwinkel von Wälzlagern wird berücksichtigt		
Referenztemperatur	(°C)	20.000

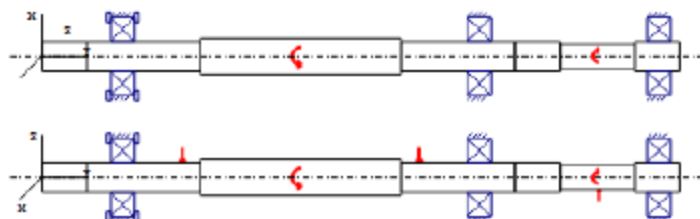


Abbildung: Lasteinleitungen

**WELLEDEFINITION (Welle 1)**

**Aussenkontur**

<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 0.00...15.00 (mm)
d=10.00 (mm), l=15.00 (mm), Ra=32.0	
Gewinde (Gewinde)	y= 0.00...13.00 (mm)
t=0.75 (mm), l=13.00 (mm), Ra=32.0	
Freistich rechts (Freistich rechts)	
r=0.40 (mm), t=0.20 (mm), l=2.00 (mm), Ra=32.0	
Form E (DIN 509), Reihe 1, mit üblicher Beanspruchung	
<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 15.00...53.00 (mm)
d=10.00 (mm), l=38.00 (mm), Ra=32.0	
Radius rechts (Radius rechts)	
r=2.00 (mm), Ra=32.0	
<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 53.00...120.00 (mm)
d=12.00 (mm), l=67.00 (mm), Ra=32.0	
Querbohrung (Querbohrung)	y= 85.50...87.50 (mm)
d=2.00 (mm), Ra= 5.0	
<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 120.00...158.00 (mm)
d=10.00 (mm), l=38.00 (mm), Ra=32.0	
Radius links (Radius links)	
r=2.00 (mm), Ra=32.0	
<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 158.00...173.00 (mm)
d=10.00 (mm), l=15.00 (mm), Ra=32.0	
Gewinde (Gewinde)	y= 160.00...173.00 (mm)
t=0.75 (mm), l=13.00 (mm), Ra=32.0	
Freistich links (Freistich links)	
r=0.40 (mm), t=0.20 (mm), l=2.00 (mm), Ra=32.0	
Form E (DIN 509), Reihe 1, mit üblicher Beanspruchung	
<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 173.00...198.00 (mm)
d=8.00 (mm), l=25.00 (mm), Ra=32.0	
Freistich links (Freistich links)	
r=0.40 (mm), t=0.20 (mm), l=2.00 (mm), Ra=32.0	
Form E (DIN 509), Reihe 1, mit üblicher Beanspruchung	
Freistich rechts (Freistich rechts)	
r=0.40 (mm), t=0.20 (mm), l=2.00 (mm), Ra=32.0	
Form E (DIN 509), Reihe 1, mit üblicher Beanspruchung	
Gewinde (Gewinde)	y= 175.00...196.00 (mm)
t=1.25 (mm), l=21.00 (mm), Ra=32.0	
<u>Zylinder (Zylinder)</u>	y= 198.00...213.00 (mm)
d=10.00 (mm), l=15.00 (mm), Ra=32.0	

**Innenkontur**

**Kräfte**

<u>Zentrische Last (Zentrische Last)</u>			y= 86.50 (mm)
Länge der Krafteinleitung	(mm)	0.0000	
Leistung	(kW)	0.0026	treibend (Abtrieb)
Drehmoment	(Nm)	0.7600	
<u>Zentrische Last (Zentrische Last)</u>			y= 47.00 (mm)
Länge der Krafteinleitung	(mm)	0.0000	
Drehmoment	(Nm)	0.0000	
Axialkraft	(N)	0.0000	
Querkraft X	(N)	0.0000	
Querkraft Z	(N)	-10.5000	

Biegemoment X	(Nm)	0.0000	
Biegemoment Z	(Nm)	0.0000	
<b>Zentrische Last (Zentrische Last)</b>			<b>y= 126.00 (mm)</b>
Länge der Krafteinleitung	(mm)	0.0000	
Drehmoment	(Nm)	0.0000	
Axialkraft	(N)	0.0000	
Querkraft X	(N)	0.0000	
Querkraft Z	(N)	-12.0000	
Biegemoment X	(Nm)	0.0000	
Biegemoment Z	(Nm)	0.0000	
<b>Exzentrische Last (Exzentrische Last)</b>			<b>y= 186.00 (mm)</b>
Mittelpunkt der Krafteinleitung, X-Koordinate	(mm)	3.8000	
Mittelpunkt der Krafteinleitung, Z-Koordinate	(mm)	0.0000	
Länge der Krafteinleitung	(mm)	0.0000	
Leistung	(kW)	0.0026	getrieben (Antrieb)
Drehmoment	(Nm)	-0.7600	
Axialkraft	(N)	0.0000	
Querkraft X	(N)	0.0000	
Querkraft Z	(N)	200.0000	
Biegemoment X	(Nm)	0.0000	
Biegemoment Z	(Nm)	0.0000	

### Lager

<b>Rillenkugellager (einreihig) SKF *6000-2RSH (Wälzlager)</b>			<b>y= 27.00 (mm)</b>
Festlager			
d = 10.000 (mm), D = 26.000 (mm), B = 8.000 (mm), r = 0.300 (mm)			
C = 4.750 (kN), CO = 1.960 (kN), Cu = 0.083 (kN)			
Lagerspiel		DIN 620:1988 CO (7.50 µm)	
<b>Rillenkugellager (einreihig) SKF *6000-2RSH (Wälzlager)</b>			<b>y= 146.00 (mm)</b>
Loslager			
d = 10.000 (mm), D = 26.000 (mm), B = 8.000 (mm), r = 0.300 (mm)			
C = 4.750 (kN), CO = 1.960 (kN), Cu = 0.083 (kN)			
Lagerspiel		DIN 620:1988 CO (7.50 µm)	
<b>Rillenkugellager (einreihig) SKF *6000-2RSH (Wälzlager)</b>			<b>y= 206.00 (mm)</b>
Loslager			
d = 10.000 (mm), D = 26.000 (mm), B = 8.000 (mm), r = 0.300 (mm)			
C = 4.750 (kN), CO = 1.960 (kN), Cu = 0.083 (kN)			
Lagerspiel		DIN 620:1988 CO (7.50 µm)	

Ausfallwahrscheinlichkeit	[n]	10.00	%
Axialspiel	[uA]	10.00	µm
Wälzlager klassisch (Druckwinkel berücksichtigen)			

### Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'

Position (Y-Koordinate)	[y]	27.00	mm
Äquivalente Belastung	[P]	0.02	kN
Äquivalente Belastung	[P0]	0.02	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]		1.000	
Lebensdauer	[Lnh]	8361988993.66	h
Betriebsviskosität	[nu]	48.88	mm <sup>2</sup> /s
Bezugsviskosität	[nu0]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor	[S0]	108.17	
Lagerreaktionskraft	[Fx]	-0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fy]	0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fz]	0.019	kN
Lagerreaktionskraft	[Fr]	0.019	kN (90°)
Reibungsmoment	[Mloss]	0.011	Nm
Verlustleistung	[Ploss]	0.039	W
Lagerverschiebung	[ux]	0.000	mm
Lagerverschiebung	[uy]	0.000	mm
Lagerverschiebung	[uz]	-0.004	mm
Lagerverschiebung	[ur]	0.004	mm (-87.48°)
Lagerneigung	[rx]	-0.112	mrاد (-0.38°)
Lagerneigung	[ry]	-0.000	mrاد (0°)
Lagerneigung	[rz]	-0.000	mrاد (0°)
Lagerneigung	[rr]	0.112	mrاد (0.38°)

### Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'

Position (Y-Koordinate)	[y]	146.00	mm
Äquivalente Belastung	[P]	0.08	kN
Äquivalente Belastung	[P0]	0.08	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]		1.000	



Lebensdauer	[Lnh]	123425670.19	h
Betriebsviskosität	[nu]	48.88	mm <sup>2</sup> /s
Besugsviskosität	[nul]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor	[S0]	25.80	
Lagerreaktionskraft	[Fk]	0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fy]	0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fz]	-0.076	kN
Lagerreaktionskraft	[Fr]	0.076	kN (-90°)
Reibungsmoment	[Mloss]	0.011	Nm
Verlustleistung	[Ploss]	0.039	W
Lagerverschiebung	[ux]	0.000	mm
Lagerverschiebung	[uy]	0.000	mm
Lagerverschiebung	[uz]	0.004	mm
Lagerverschiebung	[ur]	0.004	mm (87.36°)
Lagerneigung	[rx]	0.397	mrad (1.36')
Lagerneigung	[ry]	-0.412	mrad (-1.42')
Lagerneigung	[rz]	-0.000	mrad (0')
Lagerneigung	[rr]	0.397	mrad (1.36')

**Welle 'Welle 1' Wälzlager 'Wälzlager'**

Position (Y-Koordinate)	[y]	206.00	mm
Äquivalente Belastung	[P]	0.12	kN
Äquivalente Belastung	[P0]	0.12	kN
Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit[al]		1.000	
Lebensdauer	[Lnh]	32220396.23	h
Betriebsviskosität	[nu]	48.88	mm <sup>2</sup> /s
Besugsviskosität	[nul]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Statischer Sicherheitsfaktor	[S0]	16.50	
Lagerreaktionskraft	[Fk]	-0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fy]	0.000	kN
Lagerreaktionskraft	[Fz]	-0.119	kN
Lagerreaktionskraft	[Fr]	0.119	kN (-90°)
Reibungsmoment	[Mloss]	0.011	Nm
Verlustleistung	[Ploss]	0.040	W
Lagerverschiebung	[ux]	0.000	mm
Lagerverschiebung	[uy]	0.000	mm
Lagerverschiebung	[uz]	0.004	mm
Lagerverschiebung	[ur]	0.004	mm (87.34°)
Lagerneigung	[rx]	-0.765	mrad (-2.63')
Lagerneigung	[ry]	-0.986	mrad (-3.39')
Lagerneigung	[rz]	-0.000	mrad (0')
Lagerneigung	[rr]	0.765	mrad (2.63')

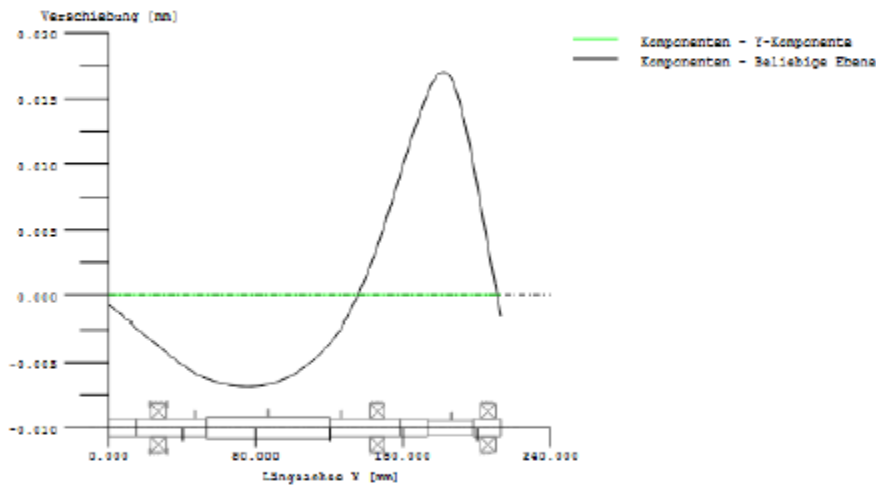
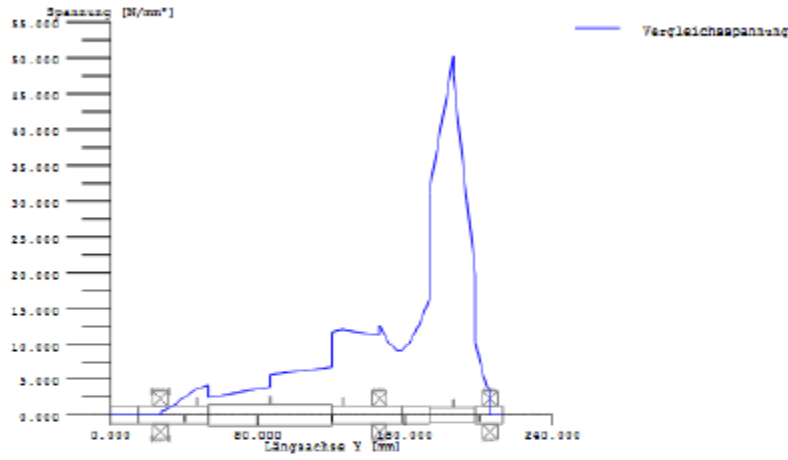


Abbildung: Verschiebung (Biegelinien etc.) (Beliebige Ebene 89.41459833 °)



GEH (von Mises):  $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ,D})^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Abbildung: Vergleichsspannung

---

---

## 15.8 Kostenaufschlüsselung nach Gruppen

### 15.8.1 Führungsaufbau

Führungsaufbau	Preis [€]
Miniatur-Linearführungen - staubdichte Standard-Führungswagen	280,32
Druckendlagentaster	30,00
Umlenkrolle $D = 12$ , $df = 9,06$ , $di = 4\text{mm}$	80,64
Linearführungsstützplatte Material + Fertigung	119,45
<b>Summe</b>	<b>510,41</b>

Tab. 5: Kostenaufschlüsselung des Führungsaufbaus

### 15.8.2 Kraftmessung

Kraftmessung	Preis [€]
Dehnungsmessstreifen	40,66
Dehnungsmessstreifenverstärker	91,08
Platine	6,84
Netzteil DMS Messverstärker	16,08
<b>Summe</b>	<b>154,66</b>

Tab. 6: Kostenaufschlüsselung der Kraftmessung

### 15.8.3 Daten I/O

Daten I/O	Preis [€]
Datenerfassungsmodul NI USB-6008	202,80
<b>Summe</b>	<b>202,80</b>

Tab. 7: Kostenaufschlüsselung des Daten I/O

### 15.8.4 Getriebe

Getriebe	Preis [€]
Zahnrad Antrieb Schneckenwelle 50:1; $z=80$ , $da=80\text{mm}$ , $di=10\text{mm}$	27,14
Zahnrad Abtrieb Motor; $z=17$ , $da=19\text{mm}$ , $di=6\text{mm}$	6,37
Zahnrad Antrieb Schneckenwelle 25:1; $z=17$ , $da=19\text{mm}$ , $di=6\text{mm}$	6,37
Schneckenrad 50:1	32,16
Schneckenrad 25:1	43,37
Lager	23,09

Nutmutter M10	5,18
Schnecke 50:1	15,47
Schnecke 25:1	23,27
Lager, Da = 26mm, di=10mm, b=8mm	25,15
Lager für Umlaufnut di=3mm, da=10mm	6,54
Bodenplatte Material + Fertigung	104,40
Deckel Material + Fräsen	113,04
Seitenwand Material + Fertigung	264,96
Seitenwand Material + Fertigung	112,32
<b>Summe</b>	<b>808,84</b>

Tab. 8: Kostenaufschlüsselung des Getriebes

### 15.8.5 Motor und Zubehör

Motor und Zubehör	Preis [€]
Schrittmotor	84,12
Encoder	45,72
Schrittmotor Anschlusskabel	3,84
USB Anschlusskabel	7,08
Ladevaristor	2,33
Ladekondensator	2,29
Montage	21,24
Motorsteuerung	208,92
Netzteil Schrittmotor + Steuerung 48 V	87,24
<b>Summe</b>	<b>462,78</b>

Tab. 9: Kostenaufschlüsselung von Motor und Zubehör

### 15.8.6 Rahmen

Rahmen	Preis [€]
Aluminiumprofil - Serie 5 - 20 x 20 mm	20,4
Verbinder Strebenprofile	30,24
<b>Summe</b>	<b>50,64</b>

Tab. 10: Kostenaufschlüsselung der Rahmenkonstruktion