



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Bachelorarbeit**

Mirko Landmann

# **Entwicklung und Konstruktion von hochpräzisen Justierungsmechanismen für Interferometerachsen und Probenkörper**

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science  
Department of Mechanical Engineering and  
Production Management*

**Mirko Landmann**

**Entwicklung und Konstruktion von  
hochpräzisen Justierungsmechanismen  
für Interferometerachsen und  
Probenkörper.**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Entwicklung und Konstruktion  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:  
Deutsches Elektronen-Synchrotron DESY  
Abteilung: FS-PETRA  
Notkestraße 85  
22607 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Stefan Wieseemann  
Zweitprüfer : Dipl.-Ing. Ralph Döhrmann

Abgabedatum: 30.07.2018

# **Zusammenfassung**

**Mirko Landmann**

## **Thema der Bachelorthesis**

Entwicklung und Konstruktion von hochpräzisen Justiermechanismen für Interferometerachsen und Probenkörper.

## **Stichworte**

Entwicklung, Festkörpergelenke, Interferometer, Konstruktion, Finite-Elemente-Methode, Justierung, Spannungsanalyse, Schwingungsanalyse

## **Kurzzusammenfassung**

Diese Arbeit umfasst eine eingehende Beschreibung des aktuell vorhandenen Experiments sowie die Erläuterung der aktuellen Fehlerquellen. Zur Behebung der Fehlerquellen wurden Anforderungen zur Verbesserung gestellt und in Anforderungslisten festgehalten. Es werden für beide notwendigen Justiermechanismen (Interferometerachsen- und Probenkörper) mögliche Konzepte beschrieben und bewertet. Es wird jeweils das beste Konzept entwickelt und auskonstruiert.

Die konstruierten Bauteile werden mit der FE-Methode simuliert und dabei auf Spannungen, Deformationen und Schwingungen untersucht. Die daraus entstehenden Ergebnisse fließen in die Konstruktion ein und ermöglichen eine Verbesserung dieser Bauteile in Hinsicht auf Stabilität gegenüber Schwingungen.

**Mirko Landmann**

## **Title of the paper**

Development and construction of a high-precision adjustment-mechanism for interferometeraxes and sample.

## **Keywords**

Development, interferometer, design, elastic hinges, finite-element-method, adjustment, stressanalysis, vibrationanalysis

## **Abstract**

This report includes a detailed description of the current experiment as well as its error sources. To avoid the error sources list of requirements to improve the system are set. For both necessary adjustment-mechanisms (interferometeraxes- and sample) feasible concepts are described and evaluated. For both concepts the most viable will be developed and designed.

In addition, those parts are analysed throughout its design process with FE-method in regards to stress, deformation and vibrations. Its results are worked into the design to improve the parts properties primarily for vibration resilience.

## **Aufgabenstellung**

### **für die Bachelorthesis**

von Herr **Mirko Landmann**

Matrikel-Nummer: **2098391**

Thema: **Entwicklung und Konstruktion von hochpräzisen Justierungsmechanismen für Interferometerachsen und Probenkörper**

Für die Positionsbestimmung der Proben, wird eine Probenhalterung mittels einer radialsymmetrischen Kugel (Retroreflektor, anteilig beschichtet) ausgerichtet. Die Positionsakzeptanz wird bisher negativ beeinflusst durch einen nicht existierenden gemeinsamen Strahlen-Schnittpunkt der Interferometer-Achsen. Um einen solchen Strahlen-Schnittpunkt zu erhalten, muss ein Mechanismus entwickelt werden, welcher die Ausrichtung und Arretierung der Interferometer-Achsen im Raum zueinander ermöglicht.

Im Rahmen dieser Arbeit ist daher für die Probenausrichtung ein Konzept zu entwickeln, welches die Ausrichtung und Arretierung der Interferometerachsen sowie der Probe in einem Laboraufbau reproduzierbar ermöglicht. Zudem muss entweder der Transport vom Labor in die Probenumgebung gewährleistet sein oder eine alternative Lösung entwickelt werden.

#### **Schwerpunkte:**

- Beschreibung des aktuellen und fehlerbehafteten Versuchsaufbaus
- Entwicklung eines Mechanismus zur Ausrichtung und Arretierung von Interferometerachsen (inkl. Bewertung)
- Entwicklung eines Mechanismus zur Ausrichtung und Arretierung des Probenkörpers
- Auskonstruktion der favorisierten Konzepte
- Optional ist ein Konzept für die Probenausrichtung zu entwickeln, wenn der Transport vom Labor in die Probenumgebung nicht gewährleistet werden kann.

19. Februar 2018

Datum

  
Erstprüfer

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinem Erstprüfer Prof. Dr.-Ing. Wieseemann für die Betreuung meiner Abschlussarbeit bedanken.

Besonders hervorheben möchte ich an dieser Stelle meinen Zweitprüfer Dipl. Ing. Ralph Döhrmann. Für die fordernde Aufgabenstellung und das interessante Thema bin ich sehr dankbar. Deine Betreuung während der Abschlussarbeit sowie die vorherige Zeit am DESY haben mich viele Dinge gelehrt.

Weiter möchte ich mich bei meiner Arbeitsgruppe am DESY für das kollegiale Umfeld bedanken. Ich freue mich nach der Abschlussarbeit weiter ein Mitglied dieser Arbeitsgruppe zu sein.

# Inhalt

1. Einleitung.....	1
1.1 Deutsches Elektronen Synchrotron (DESY) .....	1
1.2 Petra-III-Ringbeschleuniger .....	2
1.3 Beamline P06.....	3
1.4 Koordinatenkonvention.....	3
1.5 Ptychographie.....	4
2. Aufbau des Experiments.....	5
2.1 Problembeschreibung Teil 1: Ausrichtung der Interferometerachsen .....	7
2.1.1 Interferometer.....	8
2.1.2 Retroreflektor.....	11
2.2 Problembeschreibung Teil 2: Ausrichtung Probe und Retroreflektor zur Rotationsachse .....	15
2.2.1 Probenpin (Probenvorbereitung) .....	16
2.2.2 Schematische Darstellung der Exzentrizität .....	18
3. Zeitplan (Gantt-Diagramm) .....	19
4. Entwicklung und Konstruktion der Sensorkopfhalterung .....	20
4.1 Betrachtung notwendiger Freiheitsgrade und methodische Konstruktion.....	20
4.1.1 Anforderungsliste .....	22
4.1.2 Lösungsfindung für einen Verstellmechanismus .....	23
4.1.3 Lösungsbewertung für Festkörpergelenke.....	25
4.1.4 Lösungsspezifikation (Festkörpergelenke) .....	26
4.2 Festkörpergelenke.....	30
4.2.1 Festkörpergelenk-Varianten.....	30
4.2.2 Festkörpergelenk-Auslegung.....	31
4.3 Modellierung/Konstruktion Sensorhalterung .....	35
4.3.1 Ausgangsmodell .....	35
4.3.2 Implementierung von Spannringen und Sensorköpfen .....	36
4.3.3 Verstellmechanismus (Krafteinleitung) für die Festkörpergelenke .....	38
4.3.4 Befestigung an den x-y-z-Motoren.....	40
4.3.5 Fertigungstechnische Bewertung.....	41
4.4 Finite-Elemente-Methode .....	42
4.4.1 FEM-Definition .....	42
4.4.2 Validierung der Formeln und Findung einer Netzmethode .....	44
4.4.3 Untersuchung der Spannungszusammensetzung im Gelenk.....	56
4.4.4 Zweidimensionale Simulation: .....	57

4.4.5 Torsionseinflussanalyse.....	59
4.5 Simulation der Sensorhalterung.....	62
4.5.1 Modelladaption .....	62
4.5.2 Randbedingungen .....	64
4.5.3 Spannungsanalyse .....	66
4.5.4 Schwingungsanalyse.....	68
5. Anleitung (Montage und Justierung).....	70
5.1 Montageanleitung .....	70
5.2 Kinematic Mount.....	71
5.3 Justierungsanleitung.....	73
5.3.1 Grobjustierung über Fadenkreuzmount.....	73
5.3.2 Feinjustierung über Software-Feedback .....	76
5.4 Zwischenfazit .....	77
6. Entwicklung und Konstruktion des Ausrichtmechanismus für den Retroreflektor.....	78
6.1 Anforderungsliste .....	79
6.2 Lösungskonzepte für die Probesturm-Ausrichtung .....	80
6.2.1 Lösungskonzept A: Rotation in die Rotationsachse .....	80
6.2.2 Lösungskonzept B: Rotation mit Pivotpunkt im Retroreflektor in die Rotationsachse.....	81
6.2.3 Lösungskonzept C: Translation des Retroreflektors in die Rotationsachse .....	82
6.2.4 Lösungskonzept D: Translation des Retroreflektors in die Rotationsachse .....	83
6.2.5 Lösungskonzept E: Translation der Probe in die Rotationsachse.....	84
6.3 Lösungsspezifikation: .....	85
6.4 Modellierung/Konstruktion Probesturm-Ausrichtung .....	86
6.5 Untersuchung der Durchbiegung/Schwingungsanfälligkeit.....	89
7. Optimierung .....	91
8. Zusammenfassung.....	93
9. Ausblick.....	95
10. Quellenverzeichnis .....	96

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Vogelperspektive des DESY-Campus mit relevanten Teilchenbeschleunigern. [1] .....	1
Abbildung 1-2: Darstellung mehrere Beamlines, die tangential aus dem Petra-III-Ringbeschleuniger abgehen. [2] .....	2
Abbildung 1-3: Draufsicht Beamline P06 mit Optikhütte und Experimentehütte. [3].....	3
Abbildung 1-4: Darstellung der Koordinatenkonvention .....	3
Abbildung 1-5: Schematische Darstellung der einzelnen Funktionsschritte bei der Ptychographie. [5]	4
Abbildung 2-1: Aufbau des Experiments für die Ptychographie an Beamline P06. ....	5
Abbildung 2-2: Nahansicht der Feinpositionierung des Probenurms, Probe und Sensorhalterung.....	6
Abbildung 2-3: Frontalansicht der Probe, sowie des Sensorkopfs.....	7
Abbildung 2-4: Grundprinzip: Sensorköpfe sind über Glasfaserkabel mit Steuerungseinheit verbunden und messen Verschiebungen und Schwingungen. [7] .....	8
Abbildung 2-5: Schematische Darstellung des Sensorkopfs. [8] .....	9
Abbildung 2-6: Geometrische Maße des Sensorkopfs C01. [8].....	10
Abbildung 2-7: Darstellung des Strahldurchmessers und der Signalstärke in Bezug auf den Arbeitsabstand. [8].....	10
Abbildung 2-8: Einfallende und reflektierte Strahlen auf einem Retroreflektor (Beschichtung lila dargestellt). [6].....	11
Abbildung 2-9: Anteile der y- und z-Verschiebung bei transversaler Bewegung zur optischen Achse.	12
Abbildung 2-10: Darstellung der Methode um den Akzeptanzbereich zu ermitteln.....	12
Abbildung 2-11: Aufbau mit beschichtetem Retroreflektor, Lineartischen und Sensorhalterung auf einem Kragarm.....	13
Abbildung 2-12: Beispielmessung für Erfassung des Signalverlusts und damit Ermittlung des Akzeptanzbereichs. ....	13
Abbildung 2-13: Visualisierung der benötigten Verstellgenauigkeit.....	14
Abbildung 2-14: Frontalansicht Experimentierumgebung (Links) und vergrößerte Ansicht auf Probe und Retroreflektor (Rechts). ....	15
Abbildung 2-15: Sicht auf die Spitze des Probenpins. [9].....	16
Abbildung 2-16: Spitze des Probenpins vor (links) und nach (rechts) der FIB-Ebnung . [9].....	16
Abbildung 2-17: Beispielbild für eine aufgebrauchte Probe mit Mikromanipulator (oberer Arm). [9]..	17
Abbildung 2-18: Möglicher Kippfehler bei schlechter Probenaufbringung (links) [10] sowie Platinaufschmelzung (rechts). [9].....	17
Abbildung 2-19: Visualisierung der Exzentrizität des Akzeptanzfeldes (grün) des Retroreflektors zur Rotationsachse. ....	18
Abbildung 3-1: Zeitplan mit grober Einteilung des Arbeitspensums. ....	19
Abbildung 4-1: Unkorrigierte (links) und korrigierte (rechts) Interferometerachsen-Verläufe.....	20
Abbildung 4-2: Benötigte Rotation der Interferometerachse (II). ....	21
Abbildung 4-3: Benötigte Rotation der Interferometerachsen (I) und (III). ....	21
Abbildung 4-4: Auswahl kleinster vorhandener Lösung mit rotatorischem Freiheitsgrad. [11].....	23
Abbildung 4-5: Darstellung der Hertzschen Flächenpressung, die bei dauerhaftem Stillstand entsteht. [12] .....	24
Abbildung 4-6: Legierungsbestandteile von Ti6Al4V. [16] .....	27
Abbildung 4-7: Winkelversetzte Interferometerachse im nicht ausgelenkten Zustand des Gelenks...	28
Abbildung 4-8: Befestigung über Prisma (oben) und über Spannring (unten). ....	29
Abbildung 4-9: Spannringvarianten mit Schraube (links) oder Vorspannung (rechts). ....	29

Abbildung 4-10: Festkörpergelenkvariante für Rotation (links) und Translation (rechts). [15] und [17]	30
Abbildung 4-11: Festkörpergelenkvariante zur Rotation. [15]	31
Abbildung 4-12: Beschreibung für Auslenkung unter Vorspannung.	32
Abbildung 4-13: Beispielhafte Veränderung des Gelenkfaktors Beta zur Versteifung des Gelenks. ....	34
Abbildung 4-14: Primärkörper mit den drei Festkörpergelenken für Interferometer-Ausrichtung. ....	35
Abbildung 4-15: Winkelversetzte Nut (links) Schraubenfreiraumb Bohrungen (rechts) im Gelenkschenkel. ....	36
Abbildung 4-16: Eingesetzte Sensorköpfe und Spannringe in die Primärkörper. ....	36
Abbildung 4-17: Form- und Lagetoleranzen für korrekte Fertigung. ....	37
Abbildung 4-18: Sensorhalterung mit sämtlichen notwendigen Bohrungen für Verbindung und Justierung. ....	38
Abbildung 4-19: Verstellgenauigkeit der Stellschraube. ....	39
Abbildung 4-20: Bohrungsmuster der Lineartische und der Sensorhalterung. [18] ....	40
Abbildung 4-21: Schaubild für Nutfräsbarkeit (links) und Kontur-Erodierbarkeit (rechts). ....	41
Abbildung 4-22: Visualisierung des Spalts, für das Gewindeschneiden. ....	41
Abbildung 4-23: Automatische Vernetzung. ....	45
Abbildung 4-24: Aufgeteiltes Modell. ....	45
Abbildung 4-25: Abgerundete Kanten am Modell. ....	45
Abbildung 4-26: Randbedingungen des Modells. ....	46
Abbildung 4-27: Lineare Ansatzfunktionen anhand eines Quad-Elements. ....	47
Abbildung 4-28: Konvergenzanalyse für die Spannung bei linearen Ansatzfunktionen. ....	48
Abbildung 4-29: Konvergenzanalyse für die Deformation bei linearen Ansatzfunktionen. ....	48
Abbildung 4-30: Quadratische Ansatzfunktionen anhand eines Quad-Elements. ....	49
Abbildung 4-31: Konvergenzanalyse der Spannung für quadratische Ansatzfunktion. ....	51
Abbildung 4-32: Konvergenzanalyse der Deformation für quadratische Ansatzfunktion. ....	51
Abbildung 4-33: Sehr feines Netz, welches zu hervorragender Konvergenz führt. ....	52
Abbildung 4-34: Ansatz-Vergleich der Spannungsergebnisse. ....	52
Abbildung 4-35: Spannungsschaubild für auskonvergiertes Modell mit quadratischem Ansatz. ....	53
Abbildung 4-36: Ansatz-Vergleich der Deformationsergebnisse. ....	53
Abbildung 4-37: Deformationsschaubild für quadratischen Ansatz. ....	54
Abbildung 4-38: Isolinien der Vergleichsspannung. ....	56
Abbildung 4-39: Komponenten der Vergleichsspannung. Normalspannung (links), Schubspannung (rechts). ....	56
Abbildung 4-40: Vergleichsspannung bei 2D-Modell. ....	57
Abbildung 4-41: Normalspannung (links) und Schubspannung (rechts) im 2D-Modell. ....	58
Abbildung 4-42: Exzentrisch wirkende Kraftresultierende auf dem Gelenkschenkel. ....	59
Abbildung 4-43: Torsionswinkel Gamma. ....	60
Abbildung 4-44: Korrigierte Sensorhalterung. ....	62
Abbildung 4-45: Schraubenpositionen mit Material gefüllt. ....	62
Abbildung 4-46: Modell mit angepassten Sensorköpfen mit Ersatz-Dichte und -Gewicht. ....	63
Abbildung 4-47: Implementation der Stellschrauben. ....	63
Abbildung 4-48: Kontaktbedingungen zwischen Schrauben und Gelenkschenkeln (links) bzw. Joints (rechts). ....	64
Abbildung 4-49: Randbedingungen (links) und Vernetzung (rechts). ....	65
Abbildung 4-50: Spannungsschaubild das gesamte Modell. ....	66

Abbildung 4-51: Spannungen in Gelenk (I) (links) und (II) (rechts). .....	66
Abbildung 4-52: Schraubenspitze, Gelenkschenkelfläche und Jointstellen. ....	67
Abbildung 4-53: Frequenzspektrum für y- und z-Koordinate in Probenumgebung. [20] .....	68
Abbildung 4-54: Modalanalyse des Modells (bis Mode 6). .....	68
Abbildung 4-55: Moden für Gelenk (I) und (II) bei Vorspannung ohne Kontakt. ....	69
Abbildung 4-56: Moden für Gelenk (I) und (II) unter Vorspannung mit Kontakt. ....	69
Abbildung 5-1: Wirkende Momente auf Lineartisch. [21] .....	70
Abbildung 5-2: Kinematic Mount (Variante 1 und 2). .....	71
Abbildung 5-3: Haltekraft-Erzeugung. ....	71
Abbildung 5-4: Schrittweises Einsetzen einer Halterung in das Kinematic Mount. ....	72
Abbildung 5-5: Fadenkreuzmount. ....	73
Abbildung 5-6: Justierung Teil 1. ....	74
Abbildung 5-7: Justierung Teil 2. ....	74
Abbildung 5-8: Justierung Teil 3. ....	75
Abbildung 5-9: Justierung Teil 4. ....	75
Abbildung 5-10: Lissajous-Graphen der PicoScale-Steuerungseinheit. [7] .....	76
Abbildung 6-1: Modell des Probensturms. ....	78
Abbildung 6-2: Lösungsvariante A Variante 1 und 2 über Rotation. ....	80
Abbildung 6-3: Lösungsvariante B über Rotation mit Pivotpunkt; Zeichnung [23].....	81
Abbildung 6-4: Lösungsvariante C mit Translation des Retroreflektors. ....	82
Abbildung 6-5: Lösungskonzept D mit Translation und vereinfachtem Halterungswechsel. ....	83
Abbildung 6-6: Lösungskonzept E mit Translation der Probe anstelle des Retroreflektors. ....	84
Abbildung 6-7: Lineartisch SL-0610. [24].....	85
Abbildung 6-8: Neuer Kinematic Mount mit Verschraubungsmöglichkeiten für die Lineartische. ....	86
Abbildung 6-9: Kreuz-Lineartisch mit Adapterplatte für den Retroreflektor. ....	86
Abbildung 6-10: Neue Probenhalterung, die mittig für die Lineartische ausgespart ist. ....	87
Abbildung 6-11: Probenpin-Federhalterung und Probenpin. ....	87
Abbildung 6-12: Isometrische Ansicht und Draufsicht der neuen Probenurm-Spitze. ....	88
Abbildung 6-13: Modalanalyse der Moden 1-6 für die Probenhalterung. ....	89
Abbildung 6-14: Last-Frequenz-Abhängigkeit. ....	90
Abbildung 7-1: Modalanalyse der Moden 1-6 für die optimierte Sensorhalterung. ....	92
Abbildung 8-1: Finale Komponenten für Aufgabenteil 1 (Sensorhalterung) und 2 (Retroreflektor-Justierung). ....	93
Abbildung 8-2: Finale Komponenten in dem Ptychographie-Modell. ....	94

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Angabe der Eigenschaften des Sensorkopfs. [8] .....	9
Tabelle 4-1: Anforderungsliste für die Sensorhalterung. ....	22
Tabelle 4-2: Abgleich von Festkörpergelenkeigenschaften zur Anforderungsliste.....	25
Tabelle 4-3: Morphologische Matrix mit Lösungsmöglichkeiten für Teilfunktionen; Formen aus [15]	26
Tabelle 4-4: Physikalische Eigenschaften von Ti6Al4V. [16].....	28
Tabelle 4-5: Mechanische Richtwerte für Ti6Al4V. [16].....	28
Tabelle 4-6: Startwerte für Validierung.....	44
Tabelle 4-7: Simulationsergebnisse für lineare Ansatzfunktionen.....	47
Tabelle 4-8: Simulationsergebnisse für quadratische Ansatzfunktionen.....	50
Tabelle 4-9: Vergleich zwischen linearem und quadratischem Ansatz. ....	54
Tabelle 4-10: Simulationsergebnisse für 2D-Modell. ....	57
Tabelle 4-11: Annäherung an das 2D-Modell mit einem 3D-Modell. ....	58
Tabelle 4-12: Punktverschiebungen und Winkelbestimmung. ....	60
Tabelle 4-13: Parasitäre Bewegungen in x- und y-Richtung.....	61
Tabelle 5-1: Zu überprüfende Forderungen.....	77
Tabelle 6-1: Anforderungsliste für die Retroreflektor-Justierung.....	79
Tabelle 6-2: Eigenschaften des SL-0610. [24].....	85
Tabelle 6-3: Veränderung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Masse an Probenposition.....	90

# 1. Einleitung

Um die Aufgabenstellung bzw. dessen zugrunde liegendes Problem vollständig zu konkretisieren, ist es notwendig den aktuellen Aufbau in seiner Umgebung zu beschreiben. Hierzu wird nachfolgend zunächst auf den Standort der Probenumgebung sowie auf zugehörige Randbedingungen eingegangen, die Einfluss auf Ansprüche an das weitere Vorgehen haben.

## 1.1 Deutsches Elektronen-Synchrotron (DESY)

Am Deutschen Elektronen-Synchrotron (Standort Hamburg) arbeiten 2100 Mitarbeiter an einem Forschungszentrum in der naturwissenschaftlichen Grundlagenforschung. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf den Teilgebieten Teilchenbeschleuniger (Entwicklung, Bau und Betrieb), Teilchenphysik sowie der Forschung mit Photonen.

Auf dem Gelände des DESY in Hamburg sind mehrere Teilchenbeschleuniger in Betrieb. Diese lassen sich aufteilen in Linear- und Ringbeschleuniger. Der diese Arbeit betreffende Ringbeschleuniger ist der Petra-III-Beschleuniger, dessen Strecke auf der Abbildung 1-1 zu sehen ist.

Die Teilchenbeschleuniger liefern unterschiedliche Teilchenenergien. Alte Ringbeschleuniger dienen hierbei oft nur noch als Vorbeschleuniger für die neueren Teilchenbeschleuniger. So dient der DESY-Teilchenbeschleuniger, der dem Forschungszentrum seinen Namen gibt als Vorbeschleuniger für Petra-III.

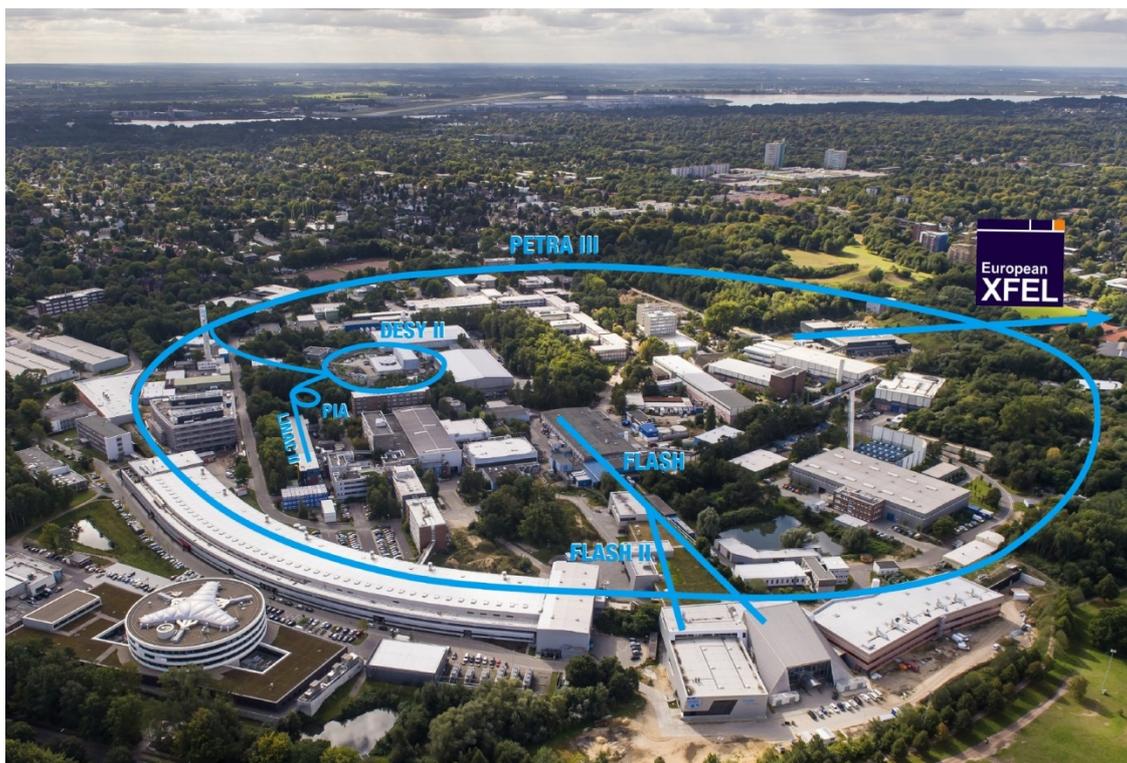


Abbildung 1-1: Vogelperspektive des DESY-Campus mit relevanten Teilchenbeschleunigern. [1]

## 1.2 Petra-III-Ringbeschleuniger

Der Petra-III-Ringbeschleuniger dient der Beschleunigung von Elektronen auf einer Kreisbahn. Der zentrale physikalische Zusammenhang, welcher sich hier zu Nutze gemacht wird, liegt darin, dass wenn elektrisch geladene Teilchen durch ein Magnetfeld abgelenkt werden in Folge Synchrotronstrahlung abgegeben wird. Diese Ablenkung geschieht am Petra-III-Ringbeschleuniger über Undulatoren, welche die sich mit annähernd Lichtgeschwindigkeit bewegend Elektronen ablenken, welche dann Synchrotronstrahlung abgeben. Tangential zur Kreisbahn befinden sich eine Vielzahl von Strahlführungen (engl. Beamline; nachfolgend wegen gewöhnlichem Gebrauch verwendet), welche für verschiedenste Experimente genutzt werden können.

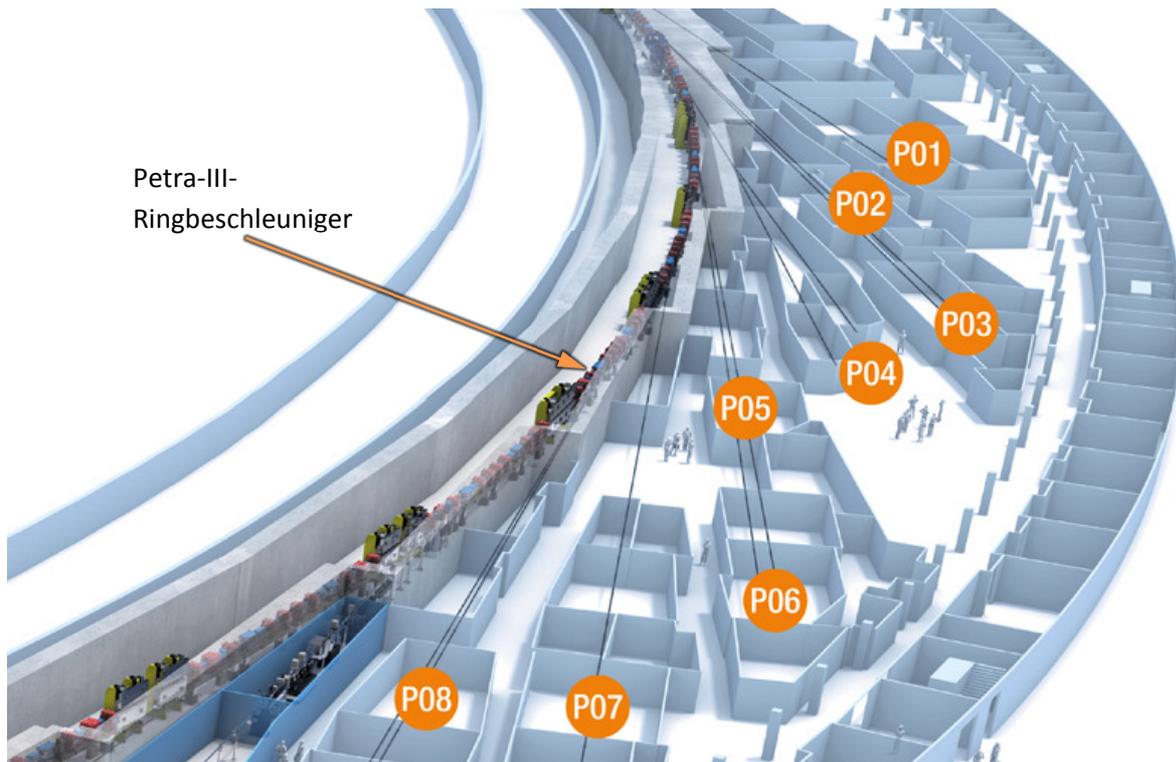


Abbildung 1-2: Darstellung mehrere Beamlines, die tangential aus dem Petra-III-Ringbeschleuniger abgehen. [2]

Auf der Abbildung 1-2 sieht man exemplarisch ein Teilstück der Kreisbahn des Petra-III-Ringbeschleunigers, sowie tangential abgehende Beamlines, die sich in der Max-von-Laue-Halle befinden, die hier nur in einer Schnittansicht dargestellt ist. In diese tangential abgehenden Beamlines wird die erzeugte Synchrotronstrahlung geführt und genutzt. Die diese Arbeit betreffende Beamline ist die P06 und wird nachfolgend näher erläutert.

### 1.3 Beamline P06

Die Beamline P06 ist unterteilt in einen Optik- und einen Experimentierbereich. Da beide Bereiche in Hütten-ähnlichen Strukturen aufgebaut sind, sind die Begriffe Optik- und Experimentierhütte gebräuchlich. Die Optik-Hütte dient hierbei einer gewünschten Manipulation des Strahls. Zentrale Elemente der Optikhütte sind:

- Monochromator:  
Ein Monochromator dient der Isolierung einer gewünschten Wellenlänge aus der gesamten einfallenden Synchrotron-Strahlung. Im Falle der Beamline P06 wird stets Röntgenstrahlung im Bereich von 5-40keV isoliert.
- Linsensysteme:  
Die Linsenpakete dienen der Änderung der Richtung von Röntgenstrahlen und damit primär der Fokussierung des Röntgenstrahls.
- Schlitz- und Spiegelsysteme:  
Schlitz- und Spiegelsysteme dienen dem Zurechtschneiden und dem Versetzen des Strahls in horizontaler oder vertikaler Richtung.

In der Experimente-Hütte wird unterteilt in Microprobe und Nanoprobe. Die Microprobe dient als Experimentierumgebung für 3D-Tomographie und Fluoreszenzanalysen und die Nanoprobe für Ptychographie und Fluoreszenzanalysen. Auswirkungen auf die Problemstellung dieser Arbeit hat lediglich die Ptychographie. Die Abbildung 1-3 zeigt die beiden Hüttenstrukturen.

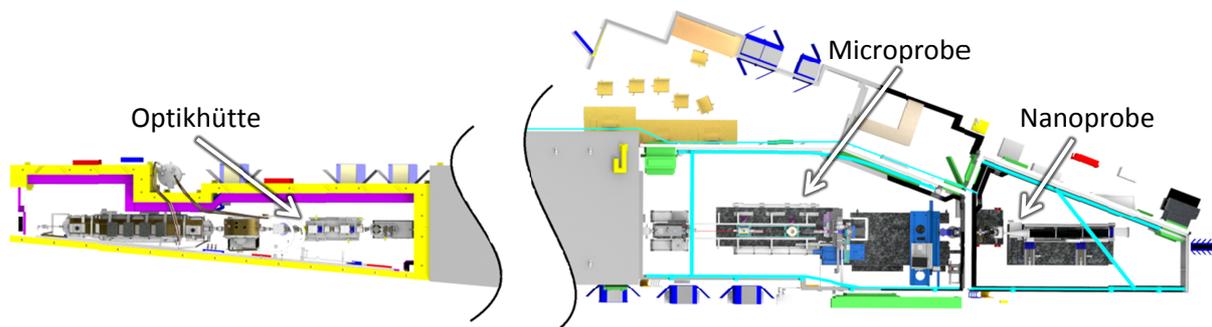


Abbildung 1-3: Draufsicht Beamline P06 mit Optikhütte und Experimentierhütte. [3]

### 1.4 Koordinatenkonvention

Bei der Arbeit an einer Beamline macht eine Koordinatenkonvention Sinn. Daher wird diese zunächst für sämtliche folgenden Schritte festgelegt. Es gilt fortan in Bezug auf Abbildung 1-4:

- Koordinate (x) immer parallel zu der Strahlachse des Röntgenstrahls.
- Koordinate (y) immer horizontal und damit orthogonal zur Ebene von Koordinate (x) und (z).
- Koordinate (z) immer vertikal entgegen der Richtung des Erdschwerefelds.

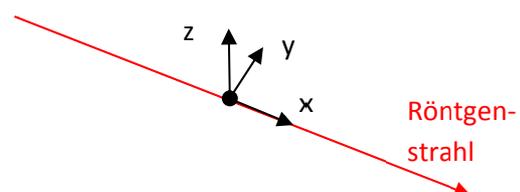


Abbildung 1-4: Darstellung der Koordinatenkonvention

## 1.5 Ptychographie

Die Ptychographie lässt sich wie folgt beschreiben:

„Das Objekt wird rasterweise abgebildet, wobei ein starker Überlapp zwischen den benachbarten Quadraten besteht. Die nacheinander beleuchteten Quadrate sind 20 bis 40 Nanometer groß. Durch den kohärenten Röntgenstrahl entstehen im Dunkelfeld Beugungsbilder, in denen die Phaseninformation der abgelenkten Photonen kodiert ist. Eine Fouriertransformation der Beugungsbilder des Dunkelfeldes ergibt ein Bild des Originalobjekts. Aufgrund des Überlapps zwischen den Bildern entstehen Redundanzen, die eine schnelle Berechnung der einzelnen Bilder erlauben.“ [4]

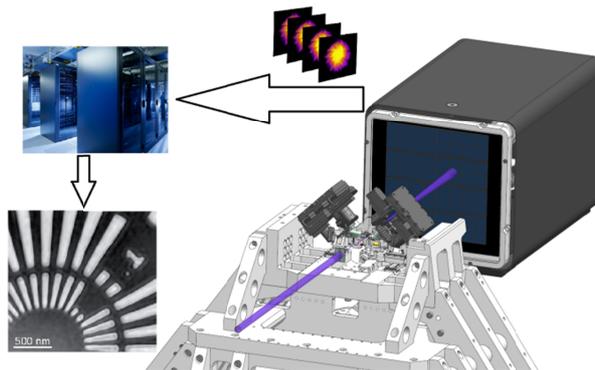


Abbildung 1-5: Schematische Darstellung der einzelnen Funktionsschritte bei der Ptychographie. [5]

Anhand der Abbildung 1-5 sieht man schematisch den auf die Probe treffenden Röntgenstrahl, sowie den Detektor, welcher Detektorbilder aufnimmt, die dann für die Rekonstruktion des Originalobjekts genutzt werden.

Für die weitere Beschreibung reicht die Annahme, dass der Röntgenstrahl für die Ptychographie vor der Probe keine das Experiment beeinflussende Divergenz hat. Der Röntgenstrahl wird daher stets mit einem kreisrunden Querschnitt dargestellt.

Wichtige Aspekte der Ptychographie, die Einfluss auf die Experimentierumgebung haben, sind folgende:

- Jede Beleuchtung durch den Röntgenstrahl und damit jedes Rasterfeld, überlappt sich stark mit dem Benachbarten.
- Die Position muss jederzeit bekannt sein. Die Auflösung bei der Ptychographie kann nicht die Präzision des Messsystems für die Positionsbestimmung der Probe übersteigen (hier: Interferometer-Messsystem).

An der Beamline P06 wird zusätzlich zur 2D-Ptychographie auch 3D-Ptychographie durchgeführt, bei der hochauflösende 2D-Ptychographie Projektionen mittels Tomographie-Verfahren zu einem hochauflösenden 3D-Bild der Probe rekonstruiert werden (vgl. [6] S.31-35).

Daraus resultiert ein Bedarf an einer Möglichkeit die Probe zu rotieren. Da die 3D-Ptychographie ein Verfahren ist was mehrere Stunden dauert, ist bei der Positionsveränderung durch eine Rotation hohe Präzision erforderlich.

## 2. Aufbau des Experiments

In der Abbildung 2-1 ist ein Koordinatensystem (A) zu sehen, welches der festgelegten Koordinatenkonvention folgt. Auf einem massiven Granitblock (D) befindet sich eine hochstabile Fachwerkstruktur (C). Der Strahl (B) ist hier wesentlich größer als in der Realität dargestellt.

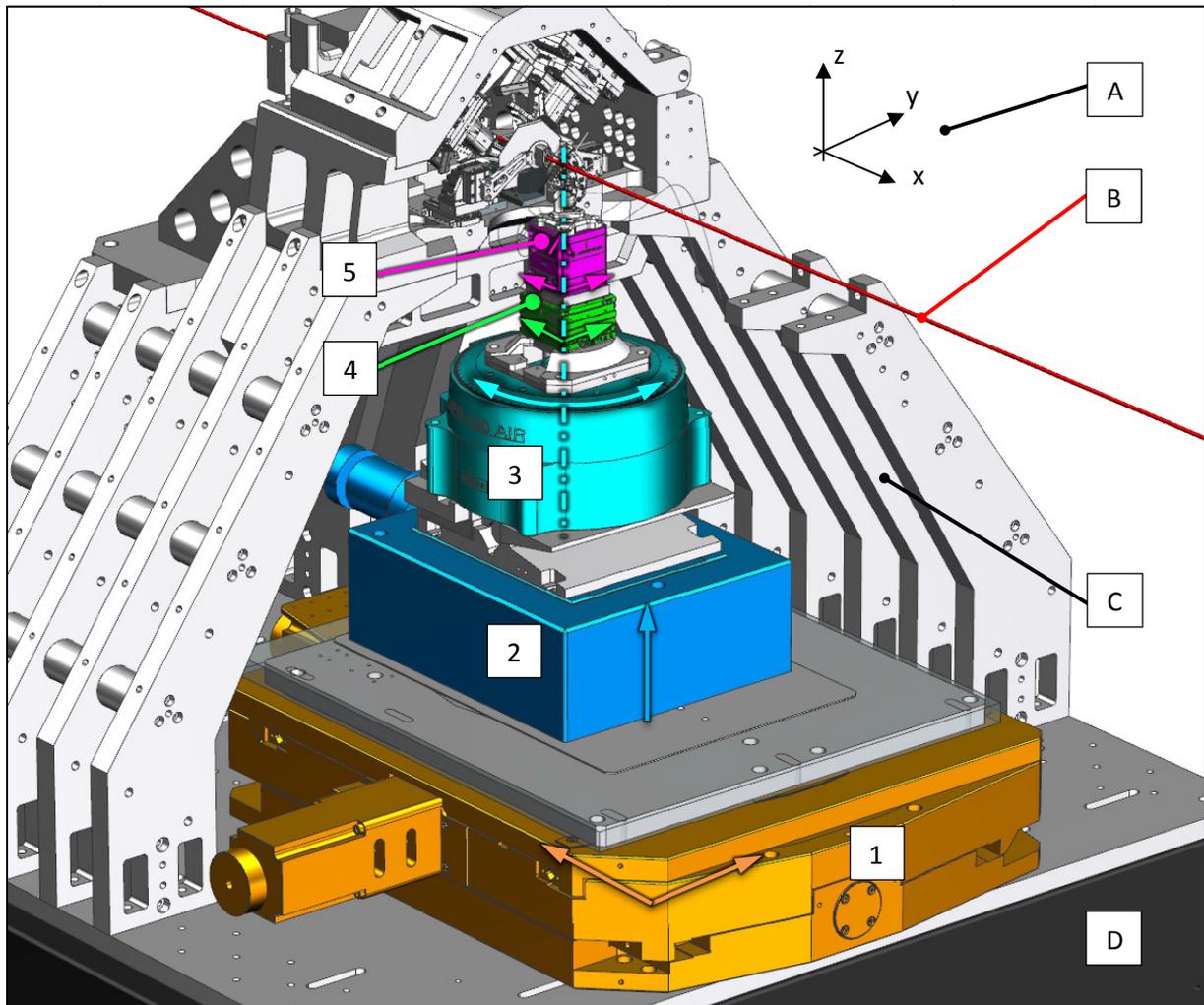


Abbildung 2-1: Aufbau des Experiments für die Ptychographie an Beamline I06.

Um die Probe für die Ptychographie zu bewegen sind verschiedene Motoren nötig. Die Motoren lassen sich in neun Achsen separieren, wovon sich einige zur Grobpositionierung ( $\mu\text{m}$ -Schritte) und andere zur Feinpositionierung (nm-Schritte) eignen. Alle Motoren dienen dazu eine auf dem Probesturm befindliche Probe auszurichten, so dass die Probe sowohl die Strahlachse (B), als auch die Drehachse des Rotationstisch (3) schneidet. Der Schnittpunkt muss vorhanden sein, da die Probe bei der 3D-Ptychographie um mehr als  $180^\circ$  rotiert wird und sich die Probe durch Rotation nicht exzentrisch hinausbewegen soll. Um dies gewährleisten zu können, verwendet man für die grobe Positionierung der Probe sowie der Rotationsachse in den Röntgenstrahl die Lineartische (1) für eine Bewegung auf x-y-Ebene und den Hubtisch (2) für eine Bewegung in z-Richtung. Sowohl (1) und (2) sind mit Schrittmotoren angetrieben.

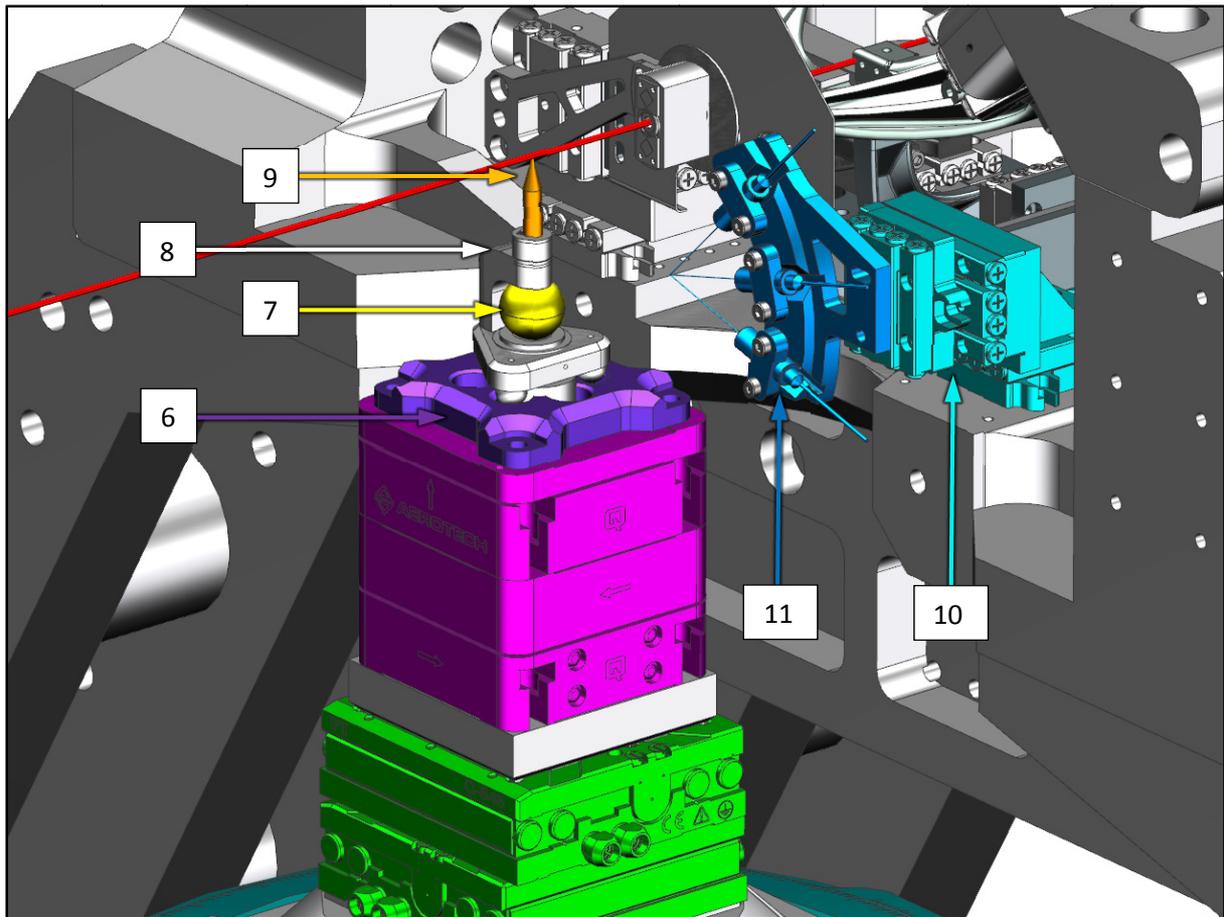


Abbildung 2-2: Nahansicht der Feinpositionierung des Probesturms, Probe und Sensorhalterung.

Sobald die Rotationsachse den Strahl schneidet, werden die Zentriertische (4) mit Piezo-Trägheitsantrieben verwendet, um die Probe im Nanometerbereich linear auf x-y-Ebene in die Rotationsachse zu bewegen. Die Scannertische (5) mit Piezomotoren haben eine noch präzisere Auflösung als die Zentriertische und werden für das Abrastern der Probe bei der Ptychographie genutzt. Hierbei wird die Probe in einem Arbeitsraum bewegt, der durch die maximalen Stellwege der Scannertische definiert ist. Die Scannertische haben jeweils Stellwege in x, y und z von  $100\mu\text{m}$  und Schrittgrößen von unter  $1,0\text{nm}$ .

Auf Abbildung 2-2 sieht man zusätzlich noch x-y-z-Motoren (piezobetriebene Lineartische) (10), welche einen Sensorkopfhalter (11) im Raum ausrichten kann, so dass die dort angebrachten Interferometer auf den Retroreflektor ausgerichtet werden können und eine exakte Bestimmung der Proben-Positionsänderung möglich ist. Die Positionsbestimmung erfolgt über eine Koordinatentransformation, bei der die relativen Verschiebungen in axialer Richtung in nutzbare y- und z-Koordinaten transformiert werden. Da die Interferometerstrahlen reflektiert werden müssen, befindet sich auf den Scannern zusätzlich zu der eigentlichen Probenhalterung (8) samt Probenpin (9), ein Retroreflektor (7). Für ein reproduzierbares Ergebnis bei einem Wechsel der Probenhalterung dient das Kinematic Mount (6).

## 2.1 Problembeschreibung Teil 1: Ausrichtung der Interferometerachsen

Resultierend aus Fertigungsungenauigkeiten und Montagespiel sind die drei in Abbildung 2-3 dargestellten Sensorköpfe der Interferometer ( $d = 4\text{mm}$  an dickster Stelle) bzw. die Interferometerachsen nicht in einem Schnittpunkt gebündelt. In der Ebenenansicht weisen zwar immer jeweils zwei Achsen einen Schnittpunkt auf, allerdings liegt die dritte Achse nur im Idealfall auch im Schnittpunkt. Hinzu kommt eine Ortsungenauigkeit in der Ebene, da es sich um ein räumliches Problem handelt. Die Achsen schießen also in Bezug aufeinander.

Teil 1 dieser Arbeit liegt also in einer Verbesserung bzw. Behebung dieser Ungenauigkeiten durch Implementierung eines Mechanismus für eine Korrektur der Achsausrichtung im Raum zueinander.

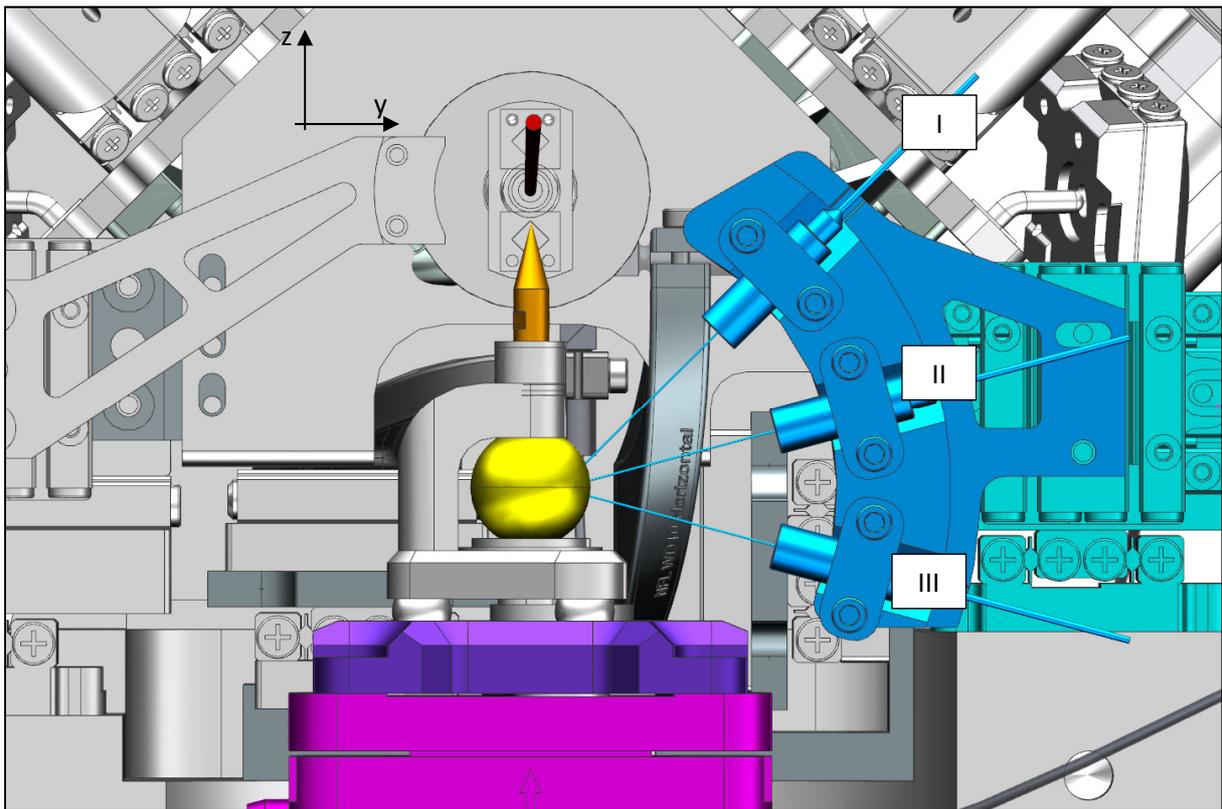


Abbildung 2-3: Frontalansicht der Probe, sowie des Sensorkopfs.

Die wichtigsten Komponenten für diesen Teil sind der Retroreflektor, sowie das Interferometer. Diese werden im Folgenden detailliert beschrieben. Für die Paarung Sensorkopf und Interferometerachse wird durch Abbildung 2-3 definiert:

- (I) beschreibt den oberen Sensorkopf und die Interferometerachse die in  $43,4^\circ$  zur z-Achse stehen.
- (II) beschreibt den mittleren Sensorkopf und die Interferometerachse die in  $72,9^\circ$  zur z-Achse steht.
- (III) beschreibt den unteren Sensorkopf und die Interferometerachse die zu  $102,81^\circ$  zur z-Achse steht.

### 2.1.1 Interferometer

Das Interferometer setzt sich in diesem Experiment zusammen aus einer Steuerungseinheit namens PicoScale, sowie aus Sensorköpfen (hier drei in Verwendung: I, II und III aus Abbildung 2-3). Das Interferometer ist ein Messsystem zum Erfassen von relativen Verschiebungen und damit Schwingungen. Das PicoScale hat Kanäle für drei Interferometerachsen. Das hier beschriebene Interferometer arbeitet nach dem Michelson-Prinzip.

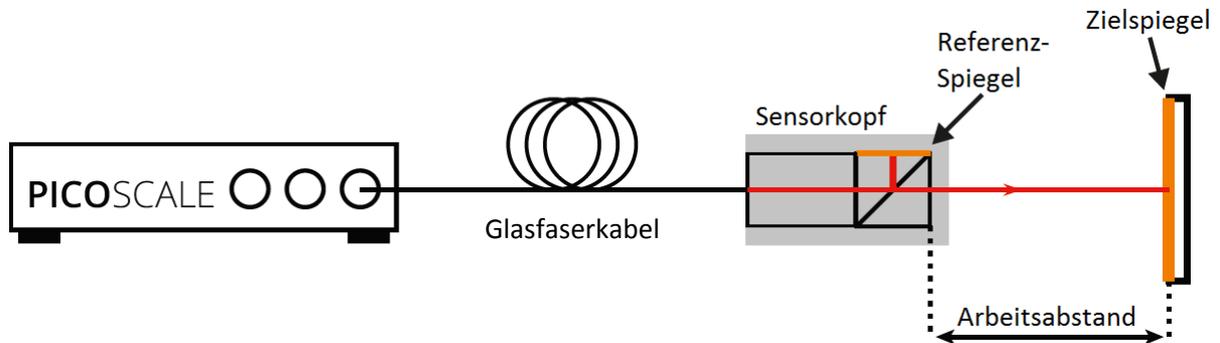


Abbildung 2-4: Grundprinzip: Sensorköpfe sind über Glasfaserkabel mit Steuerungseinheit verbunden und messen Verschiebungen und Schwingungen. [7]

In der Abbildung 2-4 muss beachtet werden, dass der Zielkörper ein planarer Spiegel ist. Im Versuchsaufbau wäre dieser der Kugel-Retroreflektor und es gäbe drei Sensorköpfe für die gilt:

- Die Steuerungseinheit erzeugt kohärentes Licht mittels einer Laserdiode. Das so erzeugte Licht wird auf die drei Kanäle verteilt.
- In dem Sensorkopf geschieht die eigentliche Interferometrie, damit Längenänderungen des Glasfaserkabels (durch Temperatureinfluss) keinen Einfluss auf die Messergebnisse haben. Das erzeugte Licht gelangt von der Steuerungseinheit durch das Glasfaser-Kabel in den Sensorkopf. Im Sensorkopf wird der Strahl am Referenzspiegel, welcher sich im Strahlteilerwürfel (engl. beamsplittercube) befindet in zwei Teile aufgeteilt. Der Referenzstrahl wird am Referenzspiegel reflektiert, während der Messstrahl den Sensorkopf verlässt und am Zielspiegel reflektiert wird. Die beiden reflektierten Strahlen interferieren dann im Sensorkopf und das kombinierte Licht wird in die Steuerungseinheit zurückgestrahlt.
- In der Steuerungseinheit wird das zurückgestrahlte Signal verarbeitet und Verschiebungen sowie Schwingungen aus dem vorhandenen Interferenzmuster ermittelt und durch Software an den Nutzer ausgegeben. Das Feedback an den Nutzer ergibt sich pro Kanal durch jeweils eine x-Achse [Zeit] und y-Achse [Weg].

Es gibt eine absolute Nullposition an der Stelle des Strahlteilerwürfels. Die relative Nullposition ist allerdings willkürlich festlegbar und sämtliche Messungen nehmen dementsprechend auch relative Verschiebungen auf.

Anmerkung: In der Experimentierumgebung gibt es eine gewöhnliche Umgebung mit Luft als Medium. Der Brechungsindex von Luft kann durch Änderungen von Temperatur, Druck und Feuchtigkeit variieren. Es kann so zu einer gemessenen Verschiebung kommen. Die Korrektur dieser Verschiebungen wird durch die Steuerungseinheit automatisch erfasst. Es können allerdings keine plötzlich auftretenden Verwirbelungen kompensiert werden (vgl. [7], S.17-21).

Aktuell in Verwendung, sowie für die neukonstruierte Halterung werden drei Sensorköpfe des Typs C01. Die Spezifikationen werden nachfolgend erläutert:

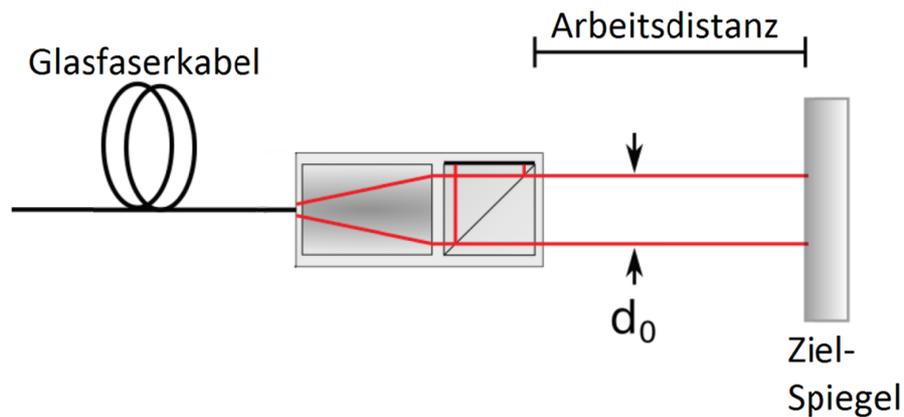


Abbildung 2-5: Schematische Darstellung des Sensorkopfs. [8]

Auf der Abbildung 2-5 ist nochmal derselbe schematische Aufbau wie in Abbildung 2-4 zu sehen, nur dass zusätzlich das Linsensystem und der Strahldurchmesser  $d_0$  abgebildet ist. Die Tabelle 2-1 zeigt alle relevanten Eigenschaften für den Sensorkopf.

Tabelle 2-1: Angabe der Eigenschaften des Sensorkopfs. [8]

Eigenschaft	Wert
Wellenlänge	1555nm
Optische Abgabeleistung	75 $\mu$ W
Strahldurchmesser ( $d_0$ )	400 $\mu$ m
Strahldivergenz	2,5mrad
Arbeitsdistanz	13-650mm
Strahlgeometrie	Kreisförmig
Auflösung	1,0pm
Abtastrate	10MHz

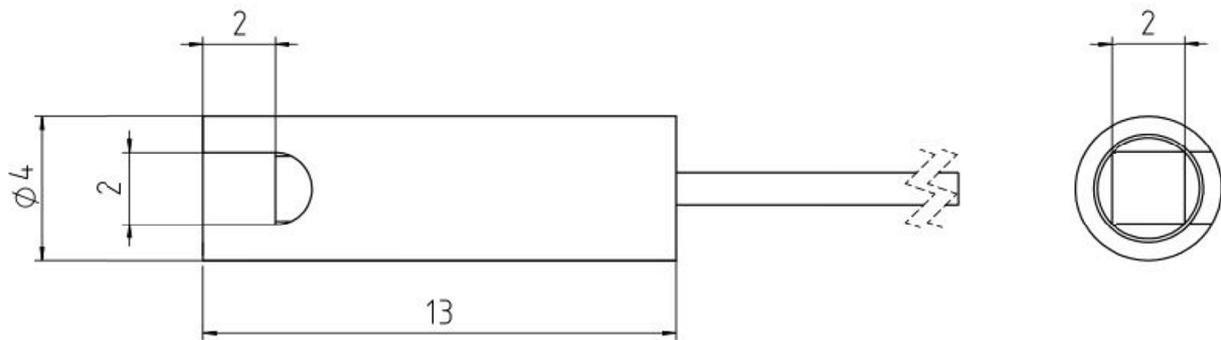


Abbildung 2-6: Geometrische Maße des Sensorkopfs C01. [8]

Abbildung 2-6 zeigt die relevanten Abmessungen für den Sensorkopf C01:

- $\varnothing 4 \pm 0,05\text{mm}$  für Durchmesser des Titan-Gehäuses.
- 13mm Länge des Titangehäuses.
- Das Glasfaserkabel besitzt  $\varnothing 900\mu\text{m}$ .

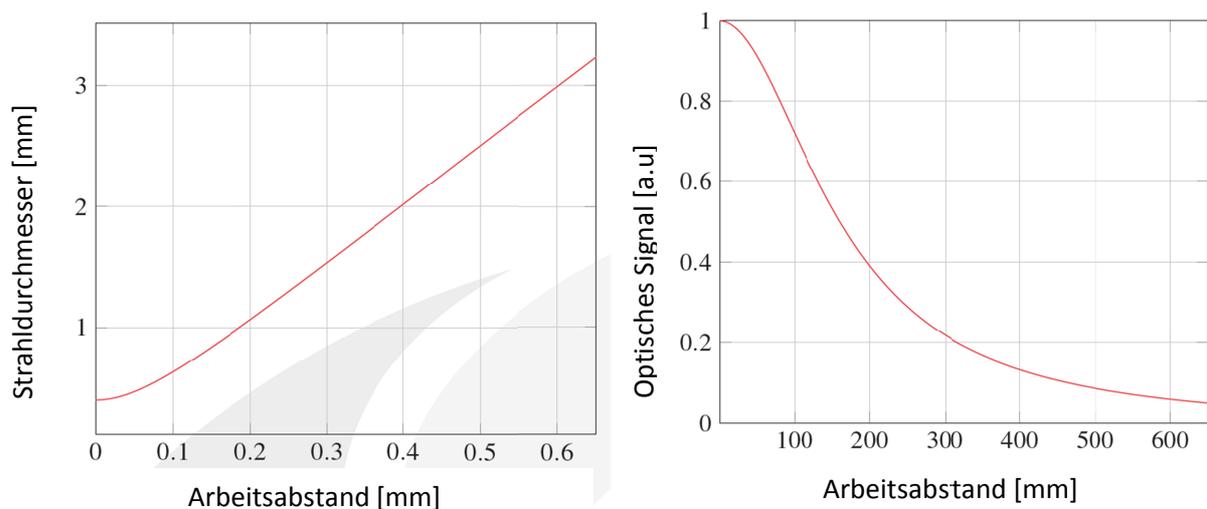


Abbildung 2-7: Darstellung des Strahldurchmessers und der Signalstärke in Bezug auf den Arbeitsabstand. [8]

Abbildung 2-7 zeigt links die Veränderung des Strahldurchmessers mit zunehmendem Arbeitsabstand aufgrund der vorhandenen Strahldivergenz, während die rechte Darstellung die sich mit zunehmendem Arbeitsabstand verringerte Signalqualität zeigt. Diese Effekte sind auf die beschriebenen Eigenschaften aus Tabelle 2-1 zurückzuführen. Hieraus folgt die Forderung, dass um ein möglichst gutes optisches Signal beibehalten zu können (analog zu einem nicht divergenten Strahl) sollte der Arbeitsabstand so gering wie möglich gehalten werden.

### 2.1.2 Retroreflektor

Für Verständnis der Problematik muss der Kugel-Retroreflektor (nachfolgend nur Retroreflektor) eingehend beschrieben werden. Die einfallenden Strahlen aus dem Interferometer werden hierbei idealerweise parallel zum einfallenden Strahl reflektiert. Die Einfallsrichtung und Ausrichtung des Retroreflektors ist hierbei erst einmal unwichtig. Dieser Vorgang wird als Retroreflexion definiert. Meist sind Retroreflektoren semi-sphärisch beschichtet, d.h. nur die "Rückseite" wird mit Aluminium, Chrom, Gold, oder Silber beschichtet um eine stärkere Reflektion gewährleisten zu können.

Eine zentrale Bedingung für die Funktionsgewährleistung von Retroreflektoren ist die Unabhängigkeit von transversalen Bewegungen, da die Interferometer nur Verschiebungen in axialer (longitudinaler) Richtung messen sollen. Da die ebene Darstellung einer Kugel für jede Orientierung ein Kreis ist, können Sachverhalte zweidimensional beschrieben werden.

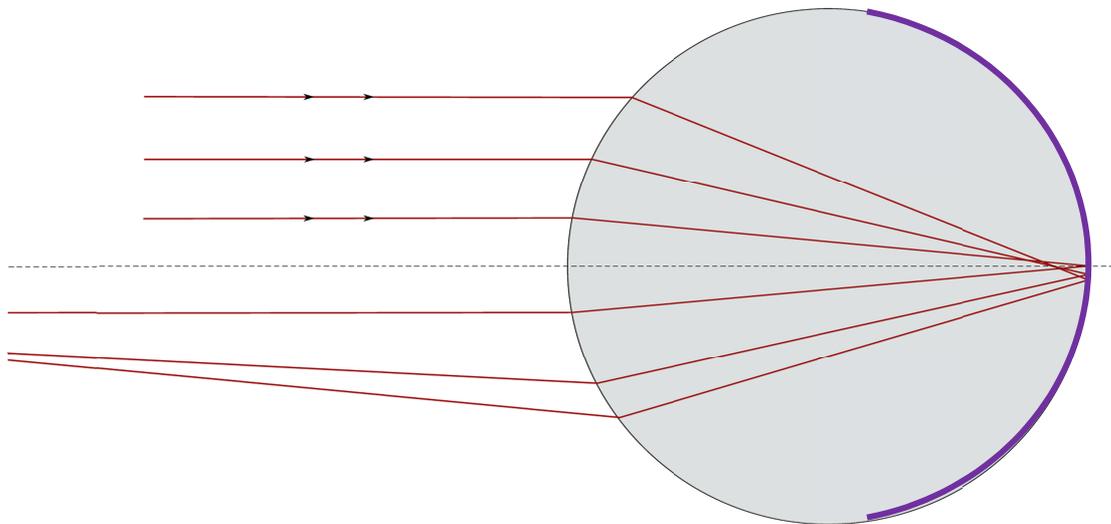


Abbildung 2-8: Einfallende und reflektierte Strahlen auf einem Retroreflektor (Beschichtung lila dargestellt). [6]

Abbildung 2-8 zeigt, wie Strahlen mit größer werdender Distanz zum Retroreflektor-Mittelpunkt überfokussiert werden. Diesen Effekt nennt man „sphärische Aberration“. Die Überfokussierung steigt bei Entfernung zur optischen Achse (Strichlinie) bis das reflektierte Signal aufgrund von Qualitätsverlust nicht mehr akzeptiert werden kann (vgl. [6] S.25-28).

Die Akzeptanz des reflektierten Signals von dem Retroreflektors dient also als wichtige Randbedingung für die Konstruktion. Die Akzeptanz ist deswegen relevant, weil der Retroreflektor im bisherigen Aufbau exzentrisch um die Rotationsachse dreht, da nur die Probe mit den Zentriertischen auf die Rotationsachse verschoben wird, nicht aber separat der Retroreflektor. Dadurch kommt es immer zu einer Entfernung zur optischen Achse des Retroreflektors.

Der Akzeptanzbereich in Bezug auf sphärische Aberration muss empirisch ermittelt werden. Es gilt:

- Interferometer-Strahl zeigt in Kugelzentrum: Führt zum optimalen Signal.
- Transversale Verschiebung in beide Richtungen in Relation zum Interferometer-Strahls bzw. der optischen Achse führt zu verringerter Signalqualität, bis zu einem Grenzwert, welcher die äußeren Bereiche des Akzeptanzbereichs definiert.
- Für jede Paarung eines Retroreflektors und Sensorkopfs ist der Akzeptanzbereich neu zu ermitteln.

Es gibt eine Vielzahl an Faktoren, welche zu einer Verringerung des Akzeptanzbereichs führen:

- Kleinerer Kugeldurchmesser.
- Kleinerer Sensorkopfdurchmesser.
- Kleinerer Strahldurchmesser/Höhere Strahldivergenz.
- Geringere Signalintensität (Photonen/Fläche).
- Sauberkeit des Retroreflektors.
- Beschichtung der Rückseite.

Für die Ermittlung des tatsächlichen Akzeptanzbereichs im Versuchsaufbau muss daher empirisch für diesen spezifischen Aufbau ermittelt werden, ab wann der Sensorkopf kein verwendbares, reflektiertes Signal erhält. Da die Kugel von jeder Richtung aus betrachtet immer eine Kreisfläche darstellt, aber Ausgangsrichtungen aus den Interferometerachsen-Ausrichtungen im Versuchsaufbau resultieren, muss anders als in x-Richtung die Verschiebung in y- und z-Richtung über entsprechende Anteile erfolgen die sich aus der gewünschten Schrittgröße ergeben, wie in Abbildung 2-9 dargestellt:

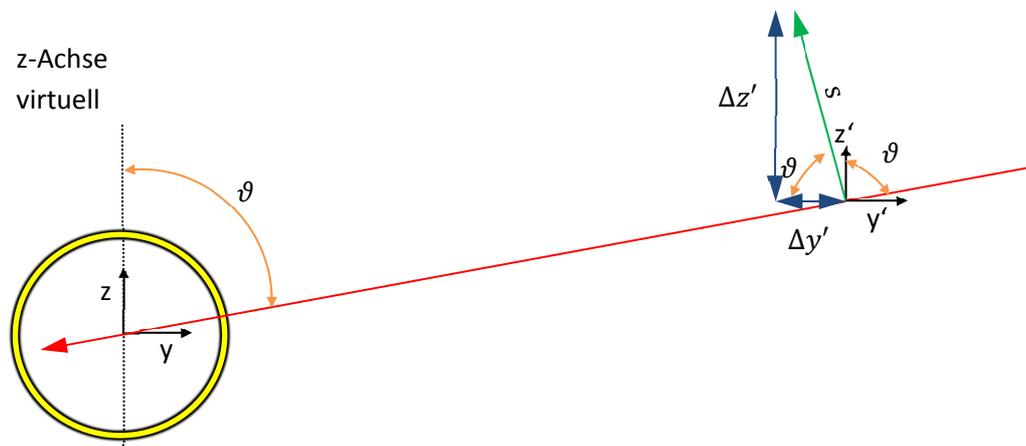
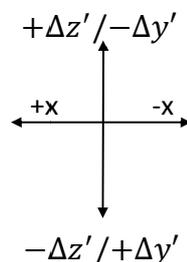
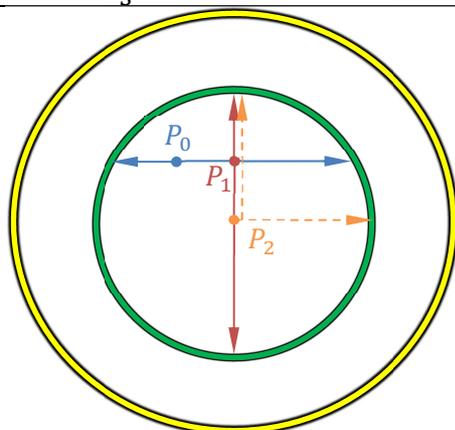


Abbildung 2-9: Anteile der y- und z-Verschiebung bei transversaler Bewegung zur optischen Achse.

$$\cos \vartheta = \frac{\Delta y'}{s} \rightarrow \Delta y' = \cos \vartheta * s$$

$$\sin \vartheta = \frac{\Delta z'}{s} \rightarrow \Delta z' = \sin \vartheta * s$$



- Ausgehend von  $P_0$  werden mit Schrittweite  $s = 10\mu\text{m}$  die Enden des Akzeptanzbereichs in  $\pm x$  gesucht.
- Ausgehend von dem Mittelpunkt der x-Werte  $P_1$  werden die nächsten Enden des Akzeptanzbereichs gesucht.
- Der Mittelpunkt  $P_2$  sollte als Akzeptanzbereichs-Mittelpunkt dem Retroreflektor-Mittelpunkt entsprechen.

Abbildung 2-10: Darstellung der Methode um den Akzeptanzbereich zu ermitteln.

Abbildung 2-10 zeigt eine iterative Methode um das Interferometer auf den Retroreflektor-Mittelpunkt auszurichten.

Die Ermittlung des Akzeptanzbereichs wurde an einem simplen Aufbau im Labor durchgeführt, da die unmittelbare Experimentierumgebung nicht zugänglich war. Hierbei wurde der Retroreflektor (1) mit einer Interferometerachse (2) abgefahren. Die Bewegung geschah analog zur Ptychographie-Umgebung mit drei Lineartischen (3) für x-y-z-Bewegung, wie auf Abbildung 2-11 zu sehen ist. Hieraus wurde der Akzeptanzbereich bestimmt.

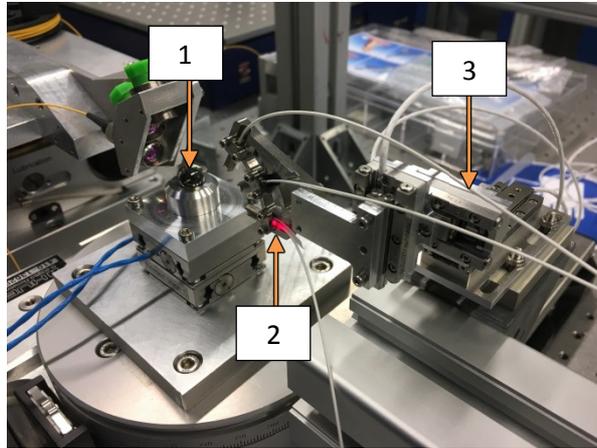


Abbildung 2-11: Aufbau mit beschichtetem Retroreflektor, Lineartischen und Sensorhalterung auf einem Kragarm.

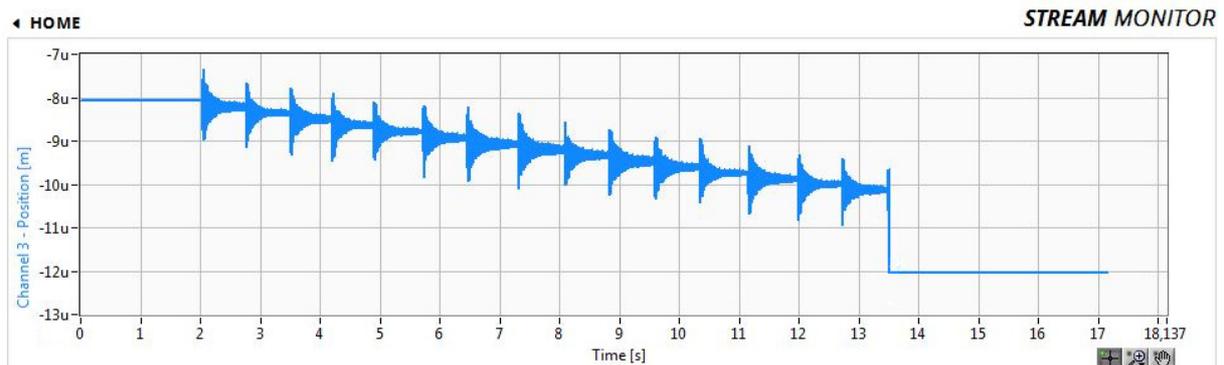


Abbildung 2-12: Beispielmessung für Erfassung des Signalverlusts und damit Ermittlung des Akzeptanzbereichs.

Abbildung 2-12 zeigt beispielhaft eine Messung, bei der in  $10\mu\text{m}$ -Schritten ausgehend von einem Punkt bei dem ein gutes Signal gegeben ist, in eine der beiden definierten Richtungen verfahren wird bis das Signal verloren geht.

Aus der Messung entstanden folgende Messpunkte (die Koordinatenangaben sind den Lineartisch-Encodern entnommen):

- $P_0 = (-2650\mu\text{m} / 4950\mu\text{m})$
- $P_1 = (-2665\mu\text{m} / 4950\mu\text{m})$
- $P_2 = (-2665\mu\text{m} / 4945\mu\text{m})$

Ausgehend von  $P_2$  wurde noch einmal in positive und negative Richtung auf beiden Achsen bis zum Signalverlust verfahren, so dass sich das Akzeptanzfeld für die Retroreflektor-Sensorkopf-Paarung ergibt:

$$\text{Akzeptanzfeld} = A = \varnothing 240\mu\text{m}$$

Für die Anforderung die Interferometerachsen auszurichten wird zunächst festgelegt, dass bereits zwei der drei Interferometerachsen in den Kugelmittelpunkt zeigen, und die dritte eine Abweichung hat. Dies dient hier der Visualisierung des Problems, entspricht aber nicht der Realität. Der Akzeptanzbereich wurde empirisch ermittelt mit  $A = \varnothing 240\mu\text{m}$ .

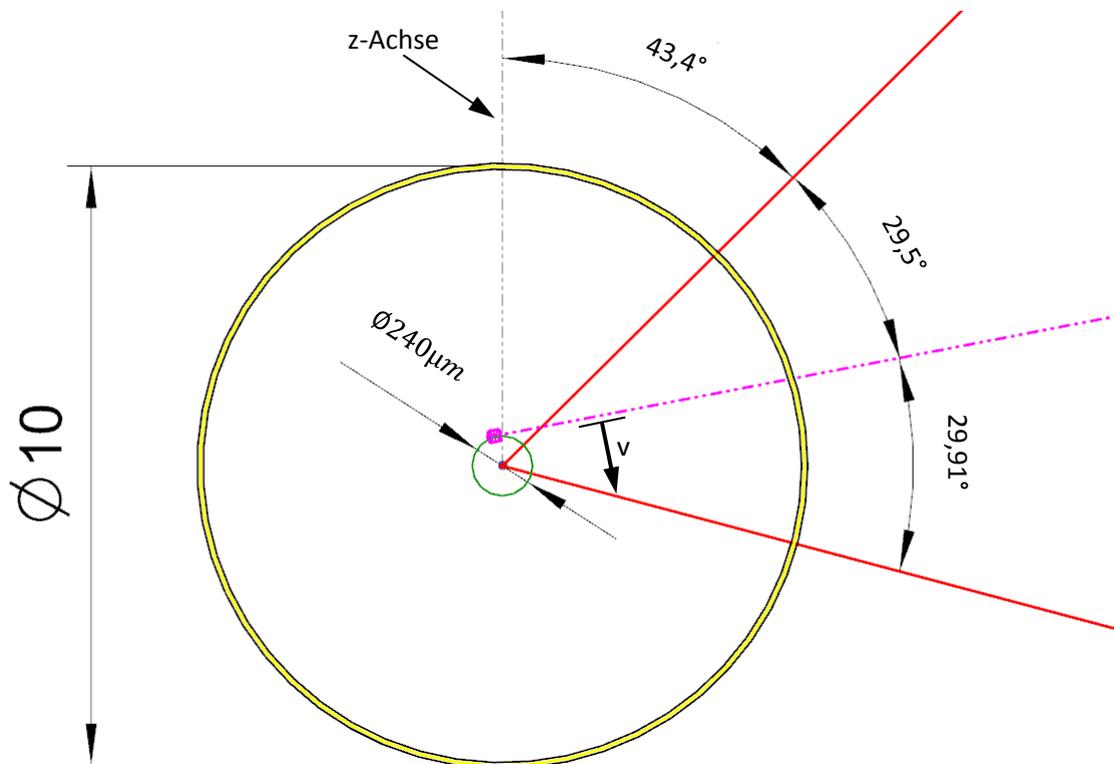


Abbildung 2-13: Visualisierung der benötigten Verstellgenauigkeit.

- Die Abbildung 2-13 zeigt hier wie vorher definiert, drei Achsen, wobei (I)  $43,4^\circ$  zur z-Achse hat, und (I) zu (II)  $29,5^\circ$  und (II) zu (III)  $29,91^\circ$  zur Benachbarten haben sollen.
- Die zwei Achsen (I) und (III) sind bereits auf den Kugelmittelpunkt zentriert. Damit die mittlere Interferometerachse (II; lila) ein unterbrechungsfreies Signal erhalten kann, muss also mindestens eine Einstellgenauigkeit von Akzeptanzbereich ( $A = \varnothing 240\mu\text{m}$ ) abzüglich Stellweg der Scannertische ( $s = 100\mu\text{m}$ ; lila Quadrat) ermöglicht werden.
- Für den „worst case“, dass die Interferometerachse gerade den Akzeptanzbereich trifft, muss also eine Verstellgenauigkeit von  $A - s = (240 - 100)\mu\text{m} = 140\mu\text{m}$  erreicht werden können (in diesem Fall in Richtung der willkürlich gewählten Koordinate  $v$ ).
- Für die gewünschte Präzision wird eine Verstellgenauigkeit  $G$  mit Sicherheit = 2 durch  $G = \frac{A-s}{2} = 70\mu\text{m}$  vorveranschlagt. Teil 1 dieser Arbeit liegt also in der Entwicklung und Konstruktion eines präzisen Mechanismus, um mit den Interferometerstrahlen die nähere Umgebung des Retroreflektor-Mittelpunkts zu treffen, welcher im Akzeptanzbereich liegen muss.

## 2.2 Problembeschreibung Teil 2: Ausrichtung Probe und Retroreflektor zur Rotationsachse

Ebenfalls resultierend aus Fertigungsungenauigkeiten und Montagespiel, aber auch der eigentlichen Probenaufbringung auf den Probenpin, befindet sich nach Ausrichtung der Probe zur Rotationsachse der Retroreflektor-Mittelpunkt nicht exakt auf der Rotationsachse.

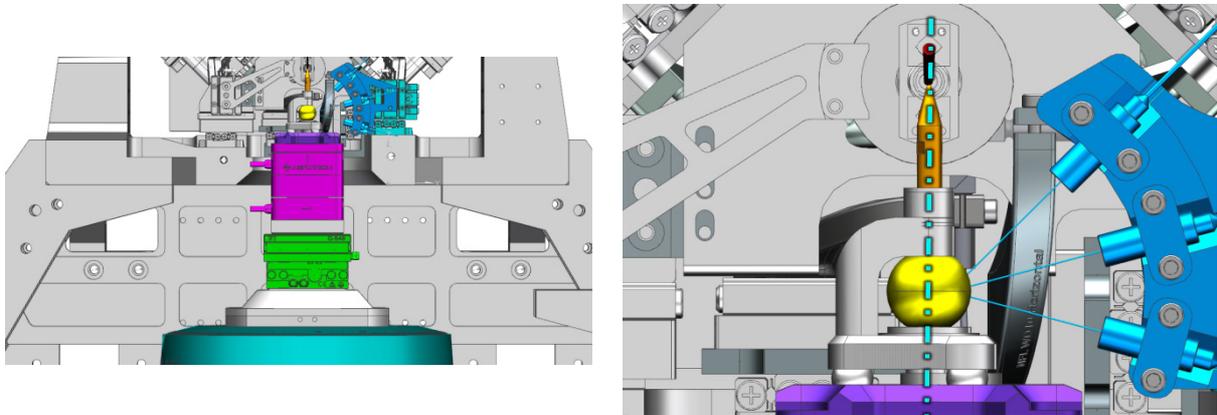


Abbildung 2-14: Frontalansicht Experimentierumgebung (Links) und vergrößerte Ansicht auf Probe und Retroreflektor (Rechts).

Bei der Abbildung 2-14 (Rechts) ist eine ideale Ausrichtung der Probe zum Retroreflektor-Mittelpunkt zu sehen. Bei diesem würde sowohl die Probe, als auch der Mittelpunkt des Retroreflektors exakt in der Rotationsachse sein (welche wiederum den Röntgenstrahl orthogonal schneiden soll).

In der Realität ist allerdings nach der Ausrichtung der Probe in die Rotationsachse und den Röntgenstrahl in der Regel der Mittelpunkt des Retroreflektors exzentrisch zu der Rotationsachse angeordnet.

### 2.2.1 Probenpin (Probenvorbereitung)

Der Probenpin ist ein Zylinder-Stift ( $d = 3\text{mm}$ ) der auf der Oberseite konisch eng zusammenläuft, bis er in einer weiteren zylindrischen Spitze mündet. Der hier betrachtete Probenpin wird mittels Senkerodieren gefertigt.

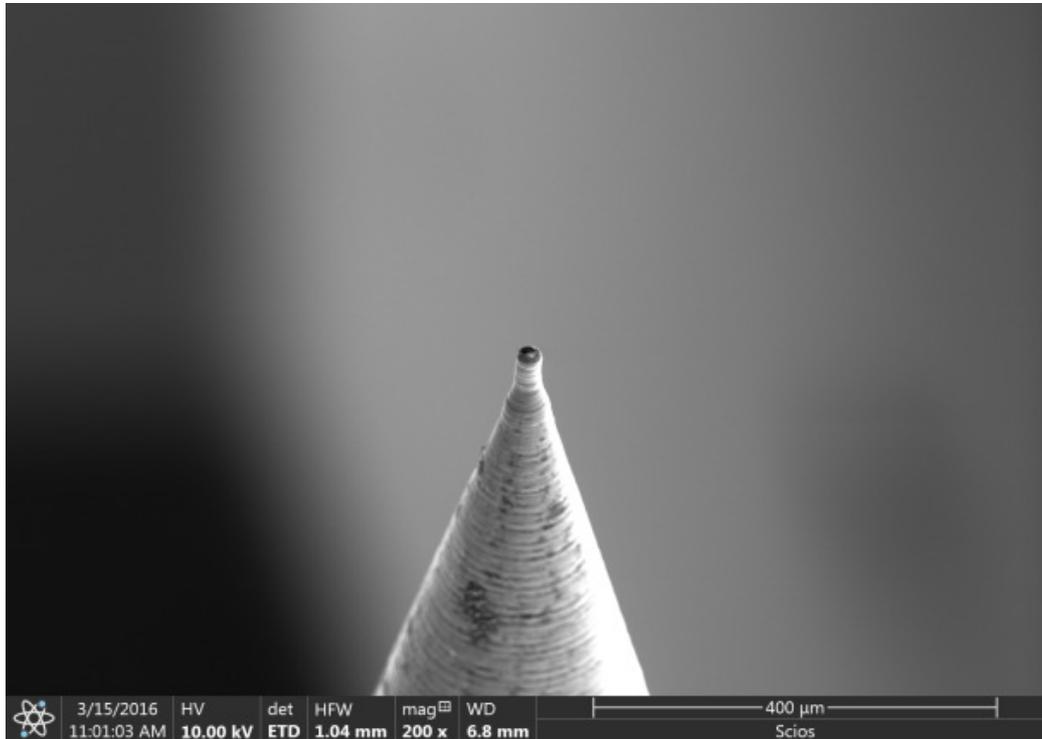


Abbildung 2-15: Sicht auf die Spitze des Probenpins. [9]

Die auf Abbildung 2-15 zu sehende Spitze hat einen Durchmesser von  $d = 0,02\text{mm} = 20\mu\text{m}$ . Da die Spitze nach Fertigung eine sehr grobe Oberfläche hat, die für eine Probe im einstelligen Mikrometerbereich nicht genügend ist, muss die Oberfläche durch einen fokussierten Ionenstrahl (FIB) geebnet werden.

Auf der Abbildung 2-16 sieht man eine Probenpin-Spitze vor und nach der Bearbeitung durch den fokussierten Ionenstrahl.



Abbildung 2-16: Spitze des Probenpins vor (links) und nach (rechts) der FIB-Ebnung. [9]

Durch einen Nanomanipulator kann auf die nun geebnete Probenpin-Spitze Platin aufgetragen werden, welches durch einen fokussierten Ionenstrahl wiederum aufgeschmolzen wird. Platin hat sich aufgrund seiner Eigenschaften bei der Fluoreszenzanalyse als geeignet herausgestellt und durchgesetzt, da es sich von anderen Elementen klar unterscheiden lässt.

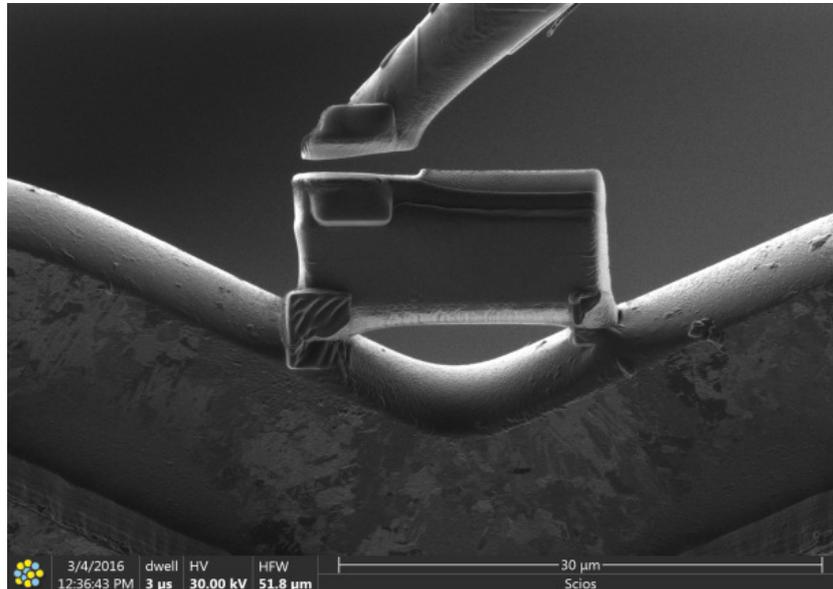


Abbildung 2-17: Beispielbild für eine aufgebraute Probe mit Mikromanipulator (oberer Arm). [9]

Abbildung 2-17 zeigt einen Nanomanipulator über den sowohl das Platin, als auch die eigentliche Probe aufgebracht werden kann. Die Probe kann mit bis zu 100nm Genauigkeit positioniert werden.

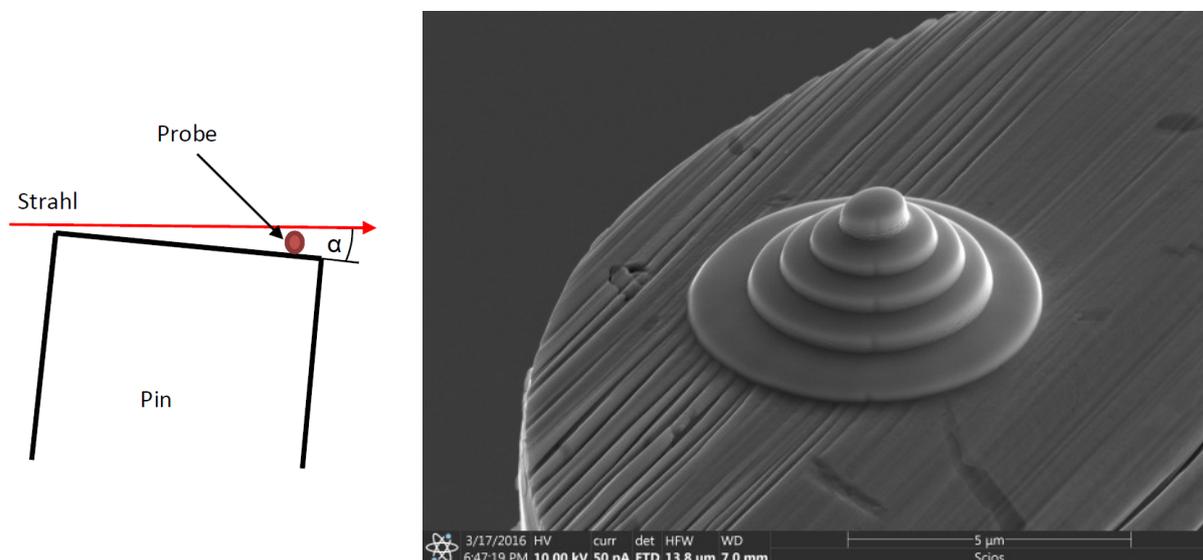


Abbildung 2-18: Möglicher Kippfehler bei schlechter Probenaufbringung (links) [10] sowie Platinaufschmelzung (rechts). [9]

Im Falle einer schlechten Ausrichtung zwischen der geebneten Oberfläche der Probenpin-Spitze und Röntgenstrahl, wie in Abbildung 2-18 dargestellt, kann man die Probe höher versetzt positionieren. Gezeigt sind hier noch einmal mehrere Platinaufschmelzungen. Diese wurden hier bewusst schichtweise aufeinander gesetzt, um z.B. eine Probe höher stehend zu positionieren, so dass auch durch kleine Kippwinkel die Probe nicht aus dem Strahl verschwindet. Solche Kippfehler sind daher im Rahmen dieser Arbeit nicht zu betrachten.

### 2.2.2 Schematische Darstellung der Exzentrizität

Anders, als in Abbildung 2-14 dargestellt, ist in der Realität eine Exzentrizität vorhanden. Speziell in Kombination mit den schielenden Interferometerachsen, können die zwei kombinierten Probleme aus den Aufgabenstellungen Teil 1 und 2 zu einer so starken Ungenauigkeit führen, dass die Interferometer ihr Signal bei Rotation verlieren. Dies führt dann dazu, dass die Sensorhalterung nachjustiert werden muss und die zeitintensive Ptychographie wiederholt werden muss.

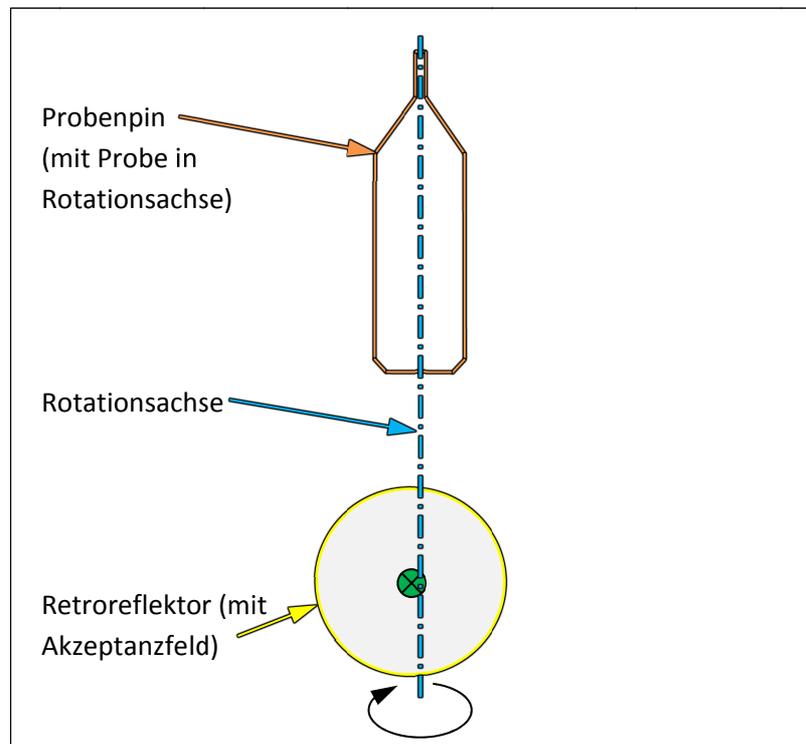


Abbildung 2-19: Visualisierung der Exzentrizität des Akzeptanzfeldes (grün) des Retroreflektors zur Rotationsachse.

Abbildung 2-19 zeigt noch einmal schematisch, dass der Retroreflektor oder genauer der Mittelpunkt des Retroreflektors nach Ausrichtung der Probe eine Exzentrizität zur Rotationsachse besitzt. Die bisherigen Erfahrungen haben gezeigt, dass die Exzentrizität häufig vorhanden ist.

Aus der vorhandenen Exzentrizität folgt ein möglicher Signalverlust, wenn die Interferometerachsen nicht mehr den vorher bestimmten Akzeptanzbereich des Retroreflektors treffen. Zusätzlich können die schielenden Interferometerachsen die Wahrscheinlichkeit für einen Signalverlust erhöhen. Es gibt also zwei sich addierende Faktoren, die das Experiment negativ beeinflussen können bzw. sogar zum Versagen führen können.

Da die Ursachen aus der Beschreibung hinlänglich bekannt sind, ist für Teil 2 dieser Arbeit eine geeignete Möglichkeit zu finden, die Exzentrizität des Retroreflektors zu beseitigen.

### 3. Zeitplan (Gantt-Diagramm)

Für eine sinnvolle Durchstrukturierung der Arbeitspakete, wird zu Beginn ein Zeitplan erstellt, welcher eine grobe Richtlinie darstellen soll, um die Arbeitspakete rechtzeitig abschließen zu können.

Nr.	Aufgabe	Dauer	1. W	2. W	3. W	4. W	5. W	6. W	7. W	8. W	9. W	10. W	11. W	12. W
1	Problemanalyse Teil 1 und Teil 2	2W	[Bar]											
2	Methodische Konstruktion Sensorhalterung	3W		[Bar]										
3	Konstruktion: CAD-Modellierung und Berechnung	3W			[Bar]									
4	FEM: Struktur- und Modalanalyse	4W				[Bar]								
5	Methodische Konstruktion Retroreflektor-Justierung	3W						[Bar]						
6	Konstruktion Retroreflektor-Justierung	2W							[Bar]					
7	FEM: Struktur- und Modalanalyse	1W									[Bar]			
8	Bewertung und Niederschrift	2W										[Bar]		

Abbildung 3-1: Zeitplan mit grober Einteilung des Arbeitspensums.

Auf Abbildung 3-1 ist zu sehen, wie die grobe Zeiteinteilung für die benötigten Arbeitspakete geplant ist. Die Einteilung der Arbeitspakete ist darum wichtig, weil die zwei Aufgabenteile (neue Sensorhalterung und Justierung des Retroreflektors) voneinander abhängen und in den aktuellen Versuchsaufbau eingepasst werden müssen. Darum ist es zunächst wichtig, dass beide Teilbereiche der Aufgabenstellung verstanden wurden.

Es folgt dann die Bearbeitung des Aufgabenteils 1 und 2 (jeweils Konstruktion und FEM), so dass diese in Hinblick auf die Realisierbarkeit bewertet werden können.

## 4. Entwicklung und Konstruktion der Sensorkopfhalterung

Es gilt das aus Kapitel 1.4 festgelegte Koordinatensystem, bei dem sich die Interferometerachsen auf der Y-Z-Ebene befinden. Der Kugel-Retroreflektor ( $d = 10\text{mm}$ ) wird stets in Gelb dargestellt.

Wenn die Fertigungsungenauigkeiten und Montagefehler nicht korrigiert werden, könnte der Achsenverlauf folgendermaßen aussehen. Die gestrichelten grünen Linien in Abbildung 4-1 stellen die optimalen Achsenverläufe dar. Nach der Korrektur würden sich dann alle Achsenverläufe im Retroreflektor-Mittelpunkt schneiden.

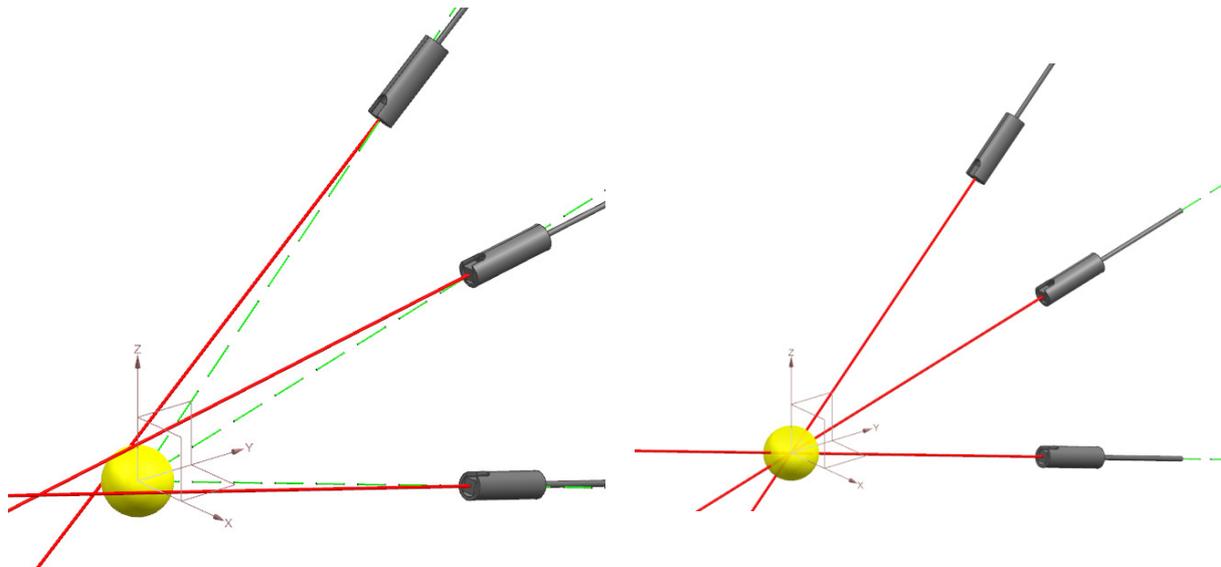


Abbildung 4-1: Unkorrigierte (links) und korrigierte (rechts) Interferometerachsen-Verläufe.

### 4.1 Betrachtung notwendiger Freiheitsgrade und methodische Konstruktion

Wie im Versuchsaufbau dargestellt, ist die bleibende Forderung an die Halterung der Sensorköpfe, dass sich diese durch drei translatorische Lineartische im x-y-z-Raum bewegen kann, um gegenüber dem Retroreflektor positioniert zu werden. Eine weitere Forderung, welche das Kernelement der hier beschriebenen Entwicklung und Konstruktion darstellt, ist eine Funktionsimplementierung, welche gestattet, dass sich die einzelnen Interferometerachsen orthogonal zur Achse bewegen.

Hierzu muss festgelegt werden welche Freiheitsgrade benötigt werden, um die Achsen gegeneinander auszurichten und das Schielen dieser zu beseitigen.

Anhand von Schaubildern wird nun gezeigt welche rotatorischen Freiheitsgrade im verbauten Zustand benötigt werden. Die folgenden dargestellten Abweichungen der Achsen zueinander entsprechen nicht den realen Winkelabweichungen zueinander darstellen. Sie sind in der Realität deutlich kleiner.

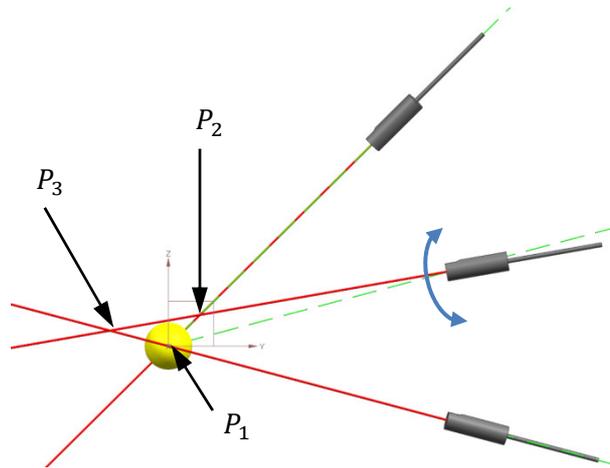


Abbildung 4-2: Benötigte Rotation der Interferometerachse (II).

In der Abbildung 4-2 ist zu erkennen, dass sich in der Ebenen-Ansicht immer mindestens zwei Achsen an einem beliebigen Punkt ( $P_1, P_2, P_3$ ) schneiden. Für die hier notwendige Korrektur benötigt man die dargestellte Rotation der Interferometerachse (II). So ist in der Ebenen-Ansicht ein gemeinsamer Schnittpunkt gefunden. Für die Erfassung der weiteren benötigten Freiheitsgrade ist die Abbildung 4-2 alleine nicht ausreichend, da es sich um ein dreidimensionales Problem handelt.



Abbildung 4-3: Benötigte Rotation der Interferometerachsen (I) und (III).

Abbildung 4-3 zeigt die zwei weiteren benötigten Rotationen auf. Um alle drei Interferometerachsen auf einen Punkt im Raum auszurichten, benötigt man also insgesamt drei rotatorische Freiheitsgrade. Nach Ausrichten der oberen und unteren Interferometerachse hat man einen Schnittpunkt im Raum.

Hinweis: Durch diese Herangehensweise wird jede Interferometerachse über eine Rotation bewegt. Man kann auch eine Achse komplett starr ausführen, dann benötigt man aber zwei Rotationen an einer Interferometerachse. Die zwei dafür nötigen Mechanismen könnten allerdings auf dem engen Raum problematisch werden, weil die Geometrie und der Mechanismus komplexer werden würden und sich gegenseitig negativ beeinflussen könnten.

Die drei rotatorischen Freiheitsgrade, die benötigt werden, um die Interferometerachsen auf die gewünschte Position zu justieren, sind somit hinreichend beschrieben.

### 4.1.1 Anforderungsliste

Über die Anforderungsliste wird hier definiert, welche Kriterien die Konstruktion erfüllen muss, damit sie konfliktfrei eingebaut und verwendet werden kann. Die Einhaltung der Forderungen soll zusätzlich dazu führen, dass die Experimentdurchführung fehlerfrei ablaufen kann.

Tabelle 4-1: Anforderungsliste für die Sensorhalterung.

F = Forderung w = Wunsch		Sensorkopf-Halterung	
Lfd.	F/w	Anforderung	Beschreibung
<b>Geometrie</b>			
1	F	Abmessungen (HxBxL)	Die Halterung muss in den aktuell verwendeten Bauraum passen.
2	F	Auslenkwinkel (verstellen)	Der Auslenkwinkel muss in beide Richtungen jeweils 0,2-0,3° betragen um für Korrektur der Fertigungsungenauigkeit zu genügen.
3	F	Winkel zwischen äußeren Achsen	Der Winkel von der z-Achse zu der oberen Achse soll 45° betragen sowie der Winkel zwischen den beiden äußeren Achsen weiterhin 60° betragen (mittlere Achse kann beliebig positioniert werden).
4	F	Arbeitsdistanz	Die Arbeitsdistanz des Sensorkopfs muss 13-650mm betragen.
5	F	Anordnung	Die Verstellmechanismen müssen dem Nutzer frei zugänglich sein und am Betriebsort verstellt werden können.
6	F	Befestigung	Die Interferometer-Sensorköpfe ( $d = 4mm$ ) müssen fest montiert werden können.
<b>Kinematik</b>			
7	F	Einstellgenauigkeit	Die Verstellgenauigkeit resultiert aus dem vorhandenem Verfahrensweg der Scanner, sowie dem Akzeptanzfeld des Retroreflektors und wurde auf $G = 70\mu m$ festgelegt.
8	F	Bewegungsart/-Richtung	Die Verstellmechanismen müssen rotatorische Freiheitsgrade in beide bereits beschriebenen Richtungen aufweisen.
9	F	Spielfreiheit	Die Verstellmechanismen müssen spielfrei sein.
10	w	Keine Parasitäre Bewegungen	Bei Verstellung dürfen keine parasitären Bewegungen auftreten, die die Ausrichtung stark erschweren.
<b>Kräfte</b>			
11	F	Gewicht	Die Masse muss unter 150g liegen.
12	F	Steifigkeit	Die Konstruktion muss durch genügend Steifigkeit fehlerfreien Interferometerbetrieb zulassen.
13	F	Stabilität und Resonanz	Die erste Eigenfrequenz der Konstruktion muss über 600 Hz liegen, damit keine Erregerfrequenzen aus der Experimentierumgebung zu einer Anregung führen können.
<b>Energie</b>			
14	F	Reibung und Erwärmung	Die Ausrichtung und Arretierung soll keine Reibung bzw. Wärme erzeugen.
<b>Montage</b>			
15	F	keine permanenten Verbindungen	Es sollen keine permanenten Verbindungen (Press-, Schweiß/Lötverbindungen) verwendet werden, die nicht von Hand gelöst werden können.
16	w	Zusammenbau und Einbau	Der Zusammenbau und Einbau sollten von einer Seite aus möglich sein.
<b>Instandhaltung</b>			
17	F	Wartungsfreiheit	Die Konstruktion sollte wartungsfrei (verschleißfrei) sein.

#### 4.1.2 Lösungsfindung für einen Verstellmechanismus

Für die Auswahl eines Verstell-Mechanismus sind Randbedingungen der Anforderungsliste ausschlaggebend. Für die rotatorische Bewegung kommen primär drei Möglichkeiten in Frage:

- Gewöhnliche Lager (Wälz- und Gleitlager)
- Motorisierte Goniometer
- Festkörpergelenke

Für die Realisierung von einer Goniometer-Implementation wurden verschiedene Anbieter für Miniaturlösungen überprüft. Für die Produktbewertung wurden die kleinsten vorhandenen Produkte untersucht.

Grundfläche: 15mm x 15mm

Höhe: 10mm

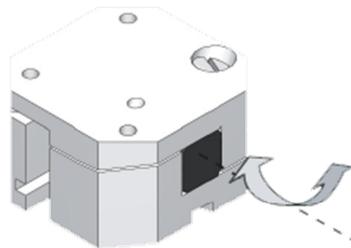


Abbildung 4-4: Auswahl kleinster vorhandener Lösung mit rotatorischem Freiheitsgrad. [11]

Ausgewählt auf Abbildung 4-4 zu sehen sind das ANGt50-Goniometer von attocube. Das Produkt eignet sich nicht sonderlich für den Einsatz, da es im Verhältnis zum Bauraum sehr große Abmessungen hat.

Man könnte auch noch Rotationstische für einen Einsatz als Goniometer zweckentfremden, allerdings sind diese nicht wesentlich kleiner. Für den Rotationstisch kommt hinzu, dass bei einem Stillstand auf einer Encoder-gesteuerten Position, in dem ein Moment um die Rotationsachse wirkt, möglicherweise ständig ein Regelkreis aktiv ist, der als Wärmequelle wirken kann. Weitere Negativaspekte sind die hohen Anschaffungskosten, sowie eventuell zusätzlicher Steuerungseinheiten, das Gewicht, sowie die Realisierung einer Verkabelung.

Gewöhnliche Lager lassen sich prinzipiell in Wälz- und Gleitlager aufteilen. Letztere sind keine Option, weil man bei Gleitlagern immer unerwünschtes Spiel hätte. Es sprechen auch einige Gründe gegen den Einsatz von Wälzlagern:

- Axiales Spiel, welches ebenso wie das Spiel des rotatorischen Freiheitsgrades durch Vorspannung beseitigt werden muss.
- Gewöhnlicher Lagersitz besteht aus Vielzahl an Komponenten: Lagerwelle, Lagernabe, Lager, Sicherungselemente.
- Verschleiß auf sehr geringer Fläche, der durch Hertzsche Flächenpressung hervorgerufen wird.

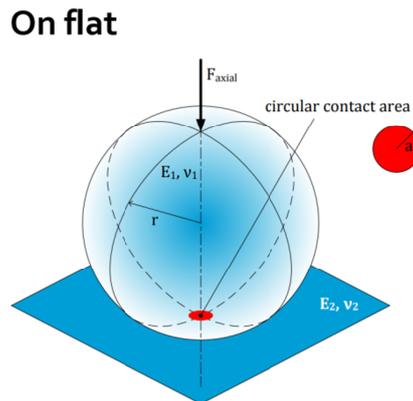


Abbildung 4-5: Darstellung der Hertz'schen Flächenpressung, die bei dauerhaftem Stillstand entsteht. [12]

- Möglichkeiten der Lagerbefestigung sind begrenzt, da keine permanenten Verbindungen, die nicht von Hand gelöst werden können, gestattet sind.
- Schmierstoffeinsatz soll wegen möglicher Verunreinigung der Experimentierumgebung vermieden werden.
- Konstruktion mit Wälzlagern wäre verhältnismäßig groß.

### 4.1.3 Lösungsbewertung für Festkörpergelenke

Da sowohl motorisierte Goniometer, als auch gewöhnliche Lager für die Konstruktion nicht in Frage kommen, wird die benötigte Rotation durch Festkörpergelenke realisiert.

Festkörpergelenke bringen einige Vorteile mit, die direkt eine Vielzahl an Anforderungen erfüllen. Dies schließt z.B. die Abwesenheit von Spiel, Verschleiß und Wartung mit ein. Die Lastenübertragung bei der Rotation erfolgt hier über den gesamten geometrischen Querschnitt und nicht über Linien- bzw. Punktkräfte. Daraus resultiert die Möglichkeit von stark reduziertem Gewicht und einer sehr kompakten Bauweise (vgl. [13]).

Nachfolgend wird das Festkörpergelenk als Mechanismus der Anforderungsliste gegenübergestellt. Hierbei werden nur die Forderungen berücksichtigt.

Tabelle 4-2: Abgleich von Festkörpergelenkeigenschaften zur Anforderungsliste.

Lfd.	Anforderung	Realisierung durch Festkörpergelenk:
1	Abmessungen (HxBxL)	✓
2	Auslenkwinkel (verstellen)	✓
3	Winkel zwischen äußeren Achsen	✓
4	Arbeitsdistanz	✓
5	Anordnung	✓
6	Befestigung	✓
7	Einstellgenauigkeit	✓
8	Bewegungsart/-Richtung	✓
9	Spielfreiheit	✓
11	Gewicht	✓
12	Steifigkeit	?
13	Stabilität und Resonanz	?
14	Reibung und Erwärmung	✓
15	keine permanenten Verbindungen	✓
17	Wartungsfreiheit	✓

In Hinblick auf den größten Teil der Anforderungsliste eignen sich Festkörpergelenke also hervorragend. Die Erfüllung der Forderungen (12) und (13) sind vorab nicht vorherzusagen und müssen daher im Rahmen der Berechnung überprüft und realisiert werden.

#### 4.1.4 Lösungsspezifikation (Festkörpergelenke)

Für die Festlegung auf eine Lösung bei der Konstruktion mit Festkörpergelenken wird eine Analyse in Form des morphologischen Kastens durchgeführt. Hierbei wird eine Matrix verwendet, bei der Teilfunktionen einer Konstruktion mehreren Lösungsmöglichkeiten gegenübergestellt werden können. Aus der Summe der gewählten Lösungsmöglichkeiten ergibt sich dann eine Lösung für das Gesamtsystem (vgl. [14]).

Tabelle 4-3: Morphologische Matrix mit Lösungsmöglichkeiten für Teilfunktionen; Formen aus [15]

Teilfunktion	Lösungsmöglichkeit					
	I	II	III	IV	V	VI
Festkörpergelenk-Form						
Materialauswahl	Aluminium	Edelstahl	Invar	Titan		
Einkörper oder Mehrkörper						
Verbindung Gelenke zu Körper	>1 Schrauben	Schraube + Übermaßspasstift	Schraube + Anschlagskante			
Realisierung Arretierung unter Vorspannung	Arretierung von beiden Seiten mit Schraube 	Nulllage in beanspruchte Position verschoben 	Vorgespannt (Feder einseitig) 			
Art der Krafteinleitung	Verstellschraube	Keil	Linearmotor			
Befestigung Interferometer-Achsen auf Körper	Festgeklemmt z.B. 3-Punkt/4-Punkt (in Prisma) 	Reingepresst 	Spannring 			
Kontakt Mechanismus zu Gelenk	Punktförmig	Linienförmig	Flächenförmig			

In Falle dieser morphologischen Matrix sind die Teilfunktionen nicht voneinander abhängig, und deswegen voneinander entkoppelt. Die Möglichkeit von mehreren Lösungsvarianten und der Bewertung dieser zueinander kann daher entfallen.

Als Ersatz erfolgt eine Betrachtung und Bewertung der gewählten Teillösungen für die jeweilige Teilfunktion, sowie eine Argumentation bezüglich Überlegenheit gegenüber den nicht gewählten Teillösungen für diese.

- Festkörpergelenk-Form:

Für ein geeignetes Festkörpergelenk steht eine Vielzahl an Formen zur Verfügung. Diese haben je nach Parameterwahl unterschiedliche Vorteile z.B. in Bezug auf benötigte geometrische Größe oder Belastungsrichtung. Lösungsmöglichkeiten (I), (III) und (V) können z.B. wegen Ihrer Geometrie eine automatische Sperre gegen ein zu starkes Verstellen bieten.

In Hinblick auf die benötigte FEM-Simulation zur Validierung der Berechnungsergebnisse, wurde die Lösungsmöglichkeit (IV) gewählt, da sie geometrisch einfach in Ansys zu parametrisieren und nachzukonstruieren sind (für notwendige Folge-Iterationen). Ein weiterer Vorteil der Form (IV) gegenüber (II), da nur eine Belastungsrichtung erwartet wird (wegen Vorspannung), ist der symmetrische Aufbau der benötigt wird um die Interferometerachse mittig auf dem Gelenkschenkel zu positionieren.

- Materialauswahl:

Die Materialauswahl hängt primär von den gewünschten Eigenschaften ab, allerdings muss auch in Hinblick auf die Fertigungsmöglichkeit von Festkörpergelenken entschieden werden. Da sich das Drahterodieren hervorragend anbietet, kommen in erster Linie elektrisch leitende Materialien in Frage. Z.B. kann man Aluminium, Titan und Edelstahl (aufgezählt nach Steifigkeit in steigender Reihenfolge) wegen Ihres E-Moduls und damit der Steifigkeit im elastischen Bereich kategorisieren. Man könnte allerdings auch Invar als speziellen Werkstoff wählen, weil dieser einen sehr geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten hat und damit sehr resistent gegen Temperaturschwankungen wäre. Es gibt allerdings mit dem Werkstoff Titan Grade 5 einen Werkstoff, der hervorragende Vorteile für das Drahterodieren und die Konstruktion bietet.

Fe % max.	O % max.	N % max.	C % max.	H % max.	Al %	V %
<b>0.40</b>	<b>0.20</b>	<b>0.05</b>	<b>0.08</b>	<b>0.015</b>	<b>5.50 - 6.75</b>	<b>3.50 - 4.50</b>

Abbildung 4-6: Legierungsbestandteile von Ti6Al4V. [16]

Titan Grade 5 (auch 3.7165 oder Ti6Al4V) hat als nennenswerte Legierungselemente ~6% Aluminium und ~4% Vanadium und bietet eine hohe Festigkeit bei guter Zähigkeit und einer geringen Dichte.

Anders als Stahl und Edelstahl verfügt Titan Grade 5 über die Eigenschaft keine relevanten Eigenspannungen zu besitzen, d.h. bei der Drahterosion von Gelenkkonturen, würde ein Stahl- oder Edelstahlwerkstoff den Eigenspannungen nachgeben und damit nicht mehr exakt der gewünschten Form entsprechen. Titan Grade 5 hingegen behält seine Form bei.

Die wichtigsten physikalischen Eigenschaften sind in folgender Tabelle dargestellt:

Tabelle 4-4: Physikalische Eigenschaften von Ti6Al4V. [16]

E-Modul (20°C)	Dichte
$E = 114.000 \frac{N}{mm^2}$	$\rho = 4450 \frac{kg}{m^3}$

Die wichtigsten mechanischen Richtwerte sind der folgenden Tabelle zu entnehmen:

Tabelle 4-5: Mechanische Richtwerte für Ti6Al4V. [16]

Härte (Vickers HV)	Zugfestigkeit (20°)	Streckgrenze (20°)	Bruchdehnung (20°)
330-390	$R_m = 1000 \frac{N}{mm^2}$	$R_e = 910 \frac{N}{mm^2}$	$A_{5d} = 0,18$

Titan Grade 5 besitzt also in Hinblick auf elastische Verformungen exzellente Eigenschaften, die die von herkömmlichen Edelstählen übersteigen. Wichtig für die Auslegung ist somit in erster Linie der E-Modul, die Dichte und die Streckgrenze, da auf keinen Fall plastische Verformungen auftreten sollen.

- Einkörper oder Mehrkörper:

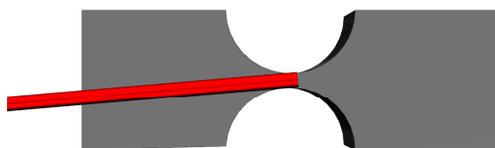
Im Falle des Einkörpers müsste mindestens ein Festkörpergelenk nachmontiert werden. Dies würde dazu führen, dass die Verbindung zwischen Gelenk und Körper instabiler sein würde, als wenn das Gelenk direkt am massiveren Körper zusammen als ein Teil gefertigt werden würde und dann zwei Teilkörper zusammengefügt werden. Daher ist ein Mehrkörper vorzuziehen.

- Verbindung Gelenke zu Körper:

Da die Wahl eines Mehrkörper-Systems mehr Sinn macht, kann die Wahl einer Verbindung von Gelenk zu dem Körper komplett entfallen, da sie direkt als Teil des Primärkörpers gefertigt werden.

- Realisierung Arretierung unter Vorspannung:

Die Arretierung über zwei Schrauben ist keine stabile Methode für die Einbringung einer Vorspannung. Ähnlich verhält es sich mit der Feder-Schraube-Paarung, bei der man eine zusätzliche schwingungsfähige Komponente einbringen würde.



Würde man die Achse aber in einem ausgelenkten Winkel montieren, würde man bei Verstellen des Winkels in die gewünschte Nulllage stets eine Vorspannung durch das Festkörpergelenk generieren.

Dadurch wäre gewährleistet, dass an jedem Punkt des beabsichtigten Bewegungsbereichs eine Vorspannung vorhanden ist.

Es ist also geeigneter auf zusätzliche Komponenten zu verzichten, um Vorspannung zu generieren.

Abbildung 4-7: Winkelversetzte Interferometerachse im nicht ausgelenkten Zustand des Gelenks.

- Art der Krafteinleitung:

Da motorisierte Lösungen für eine Krafteinleitung aufgrund der Abmessungen auch hier nicht in Frage kommen und umgelenkte Bewegungen (sei es über Keile oder über Kegelhäder) viel Raum beanspruchen und Fehlermöglichkeiten bieten, ist die einfachste Möglichkeit über eine Schraube mit sehr feinem Gewinde das Gelenk zu verstellen. Ob metrische Standardgewinde oder Feingewinde benötigt werden, wird an späterer Stelle überprüft.

- Befestigung Interferometerachsen auf Körper:

Eine Lösung, bei der die Interferometerachsen fest hineingepresst werden, kommt nicht in Frage, da keine permanenten (nicht von Hand lösbaren) Verbindungen vorhanden sein sollen. Theoretisch bieten sich sowohl die Klemmung ins Prisma als auch die Spannringe an.

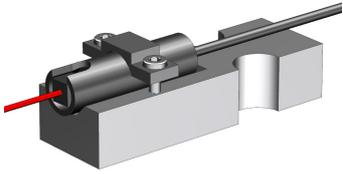
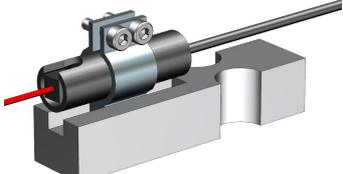
	<p>Allerdings bräuchte man für eine Lösung, bei der die Interferometerachse mittels Klemmung in ein Prisma gesetzt wird viel Platz (z.B. wegen seitlichen Gewinden, wie auf Abbildung 4-8 (oben) zu sehen ist). Hinzu kommt erhöhter Aufwand bei der Fertigung, da ein sehr präzises Prisma mit zwei zueinander stehenden Flächen sehr aufwendig zu fertigen ist.</p>
	<p>Im Vergleich dazu benötigt man für einen Spannring nur eine Nut, bei der eine Anschlagkante vorhanden ist. Alternativ könnte man die Schraubenfreiraumborung auf der nicht sichtbaren Seite auch als Passung ausführen lassen (s. Abbildung 4-8 (unten))  Hauptkriterium ist aber die deutlich einfachere und anwenderfreundlichere Montage.</p>

Abbildung 4-8: Befestigung über Prisma (oben) und über Spannring (unten).

Da der vorhandene Platz auf den Gelenkschenkeln zu Beginn noch nicht bekannt ist, bietet sich ein Spannring also deutlich besser an. Die Ausführung von Spannringen könnte durch zwei Varianten realisiert werden.



Abbildung 4-9: Spannringvarianten mit Schraube (links) oder Vorspannung (rechts).

Die Variante (rechts) auf Abbildung 4-9 sieht vor, dass der Ring auseinander gedrückt wird, um den Sensorkopf zu positionieren. Sie benötigt weniger Platz, ist jedoch prädestiniert für Anwenderfehler, darum wird die leicht größere Variante eins gewählt.

- Kontakt Mechanismus zu Gelenk:

Da die Gelenke über Stellschrauben eingestellt werden sollen, werden an diese auch entsprechende Anforderungen gestellt. Die Stellschraube muss an der Kontaktstelle eine punktförmige Krafteinleitung zulassen. Dies wird am einfachsten realisiert indem man eine Schraube mit Kugelspitze verwendet. So lässt sich vermeiden, dass bei Teilumdrehungen der Schraube eine ungleichmäßige Kontur (z.B. Gewindeeinlauf) zu einer unpräzisen Steigung dieser Schraube führt.

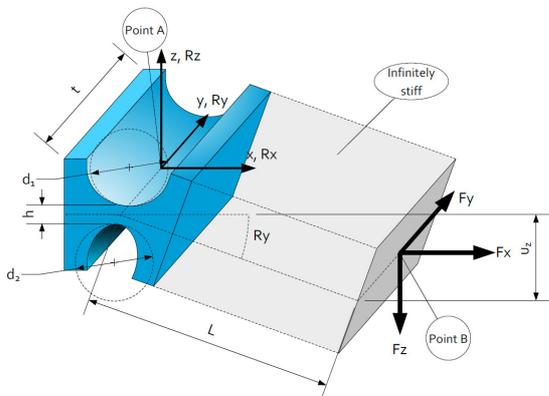
## 4.2 Festkörpergelenke

Bei Festkörpergelenken (engl. „flexure hinge“ oder „elastic hinge“) geschehen sämtliche Bewegungen im elastischen Bereich. Für die Auslegung und Verwendung von Festkörpergelenken bestehen grundsätzlich mehrere Möglichkeiten.

### 4.2.1 Festkörpergelenk-Varianten

Auf die beiden primären Möglichkeiten wird im Folgenden nur kurz eingegangen, da lediglich eine Art von Festkörpergelenk für die Konstruktion benötigt wird.

- Festkörpergelenk für Rotation:  
Das Festkörpergelenk für Rotation besitzt einen Freiheitsgrad für eine Rotation um die Gelenkstelle. Bei Rotation entsteht zwangsweise eine parasitäre Bewegung in x-Richtung.



- Festkörpergelenk für Verschiebung:  
Zwei Festkörpergelenke in Reihe erlauben eine relative Verschiebung in z-Richtung. Auch hierbei tritt eine parasitäre Bewegung in x-Richtung auf.

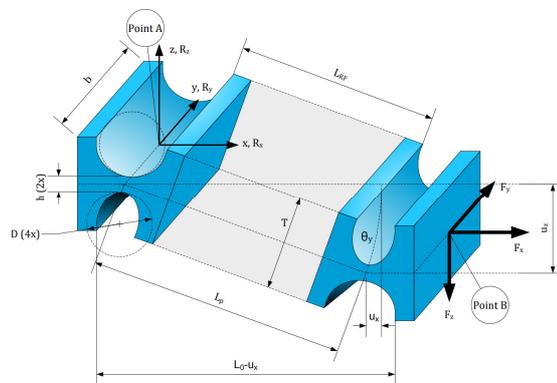


Abbildung 4-10: Festkörpergelenkvariante für Rotation (links) und Translation (rechts). [15] und [17]

Die bereits benannten parasitären Bewegungen stellen bei Anwendungen der Festkörpergelenke für Verschiebungen oft ein Problem dar. Allerdings kann die parasitäre Bewegung für diese Konstruktion komplett vernachlässigt werden. Die Arbeitsweise der Interferometer bei Vermessungen von Verschiebungen erfolgt, wie in Kapitel 2.1.1 bereits beschrieben, komplett relativ. D.h. nach erfolgter Ausrichtung haben die bereits stattgefundenen parasitären Bewegungen keinen Einfluss auf die Messergebnisse des Interferometers und es kommen keine weiteren hinzu (bis zu einer erneuten Justierung).

#### 4.2.2 Festkörpergelenk-Auslegung

Für die Erfüllung der für die Sensorhalterung benötigten Rotation wird die Festkörpergelenk-Variante von Abbildung 4-10 gewählt, die nun erläutert wird:

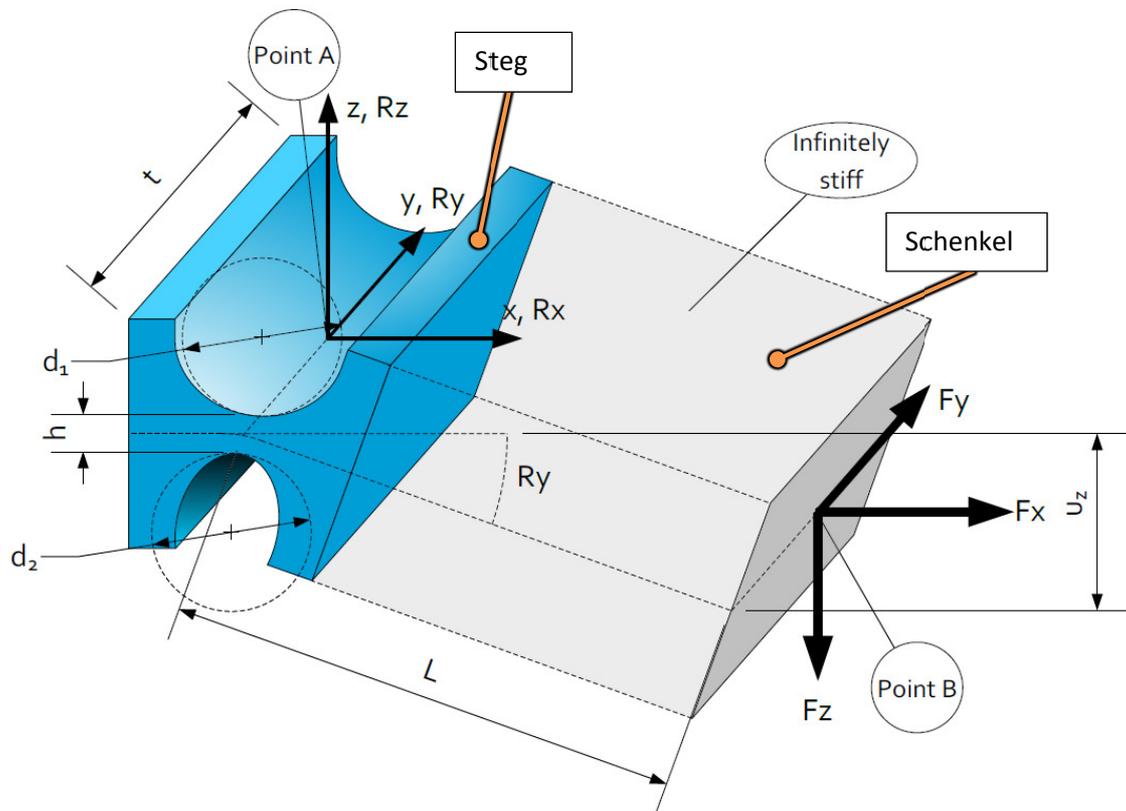


Abbildung 4-11: Festkörpergelenkvariante zur Rotation. [15]

Anhand der Abbildung 4-11 lassen sich nachfolgend alle wichtigen Zusammenhänge und Formeln beschreiben. Die elastische Verformung soll hierbei ausschließlich in dem als Gelenk definierten Bereich bei Punkt A (der blau dargestellte Teil des Körpers) geschehen.

Für die Berechnung des verwendeten Durchmessers D gilt:

$$D = \frac{2 * d_1 * d_2}{d_1 + d_2} \quad [4.1]^*$$

Da nicht zwingend  $d_1 = d_2$  gelten muss, jedoch im Rahmen dieser Konstruktion darauf verzichtet werden kann unterschiedliche Durchmesser zu verwenden, ergibt sich für den Durchmesser D bei  $d_1 = d_2 = d$  aus Formel [4.1] ergibt.

$$D = \frac{2 * d^2}{2 * d} = d \quad [4.2]^*$$

\* Formeln aus [15]

Die geometrischen Größen  $h$  und  $D$  sind maßgebliche Kennzahlen, über deren Verhältnis sich Aussagen zur Funktionsfähigkeit des Festkörpergelenks treffen lassen. Das geometrische Verhältnis wird definiert als „elastischer Gelenk-Parameter  $\beta$ “.

$$\beta = \frac{h}{D} \quad [4.3]^*$$

Die folgenden Entwurfsregeln sind vordefiniert (vgl. [15]):

- Grenzen für  $\beta$  im Bereich:  $0,01 < \beta < 0,5$
- $\beta < 0,01$  : Fertigungsgrenze erreicht
- $\beta > 0,5$  : Gelenkfunktionalität verloren
- Für die ersten Berechnungen der Spannung gilt die Näherungsformel:

$$\sigma_{max} \approx 0,58 * E \sqrt{\frac{h}{D}} * R_y \quad [4.4]^*$$

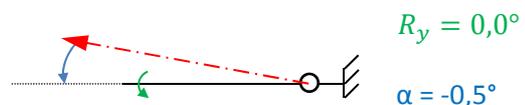
Die zwei wichtigsten Zusammenhänge die aus der Formel folgen, sind:

- Abhängigkeit von steigender Spannung zu steigendem  $\beta$  und umgekehrt. D.h., dass das  $\beta$  auch unter den berechneten Wert verringert werden kann, da lediglich die Spannung sinkt.
- Abhängigkeit von einem größer erlaubten Winkel  $R_y$  zu sinkendem  $\beta$  und umgekehrt.

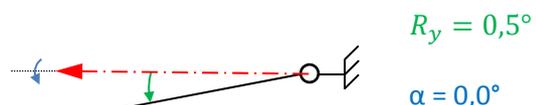
$$\sigma = f(E, \beta, R_y) \quad [4.5]$$

Der nötige Auslenkwinkel des Festkörpergelenks für die ersten Auslegungen wird mit  $0,5^\circ$  deutlich größer als die geforderten  $0,2-0,3^\circ$  gewählt, um Spiel bei der Konstruktion zu haben. Der Auslenkwinkel soll  $0,5^\circ$  in jede Richtung betragen können. Zusätzlich muss Spielfreiheit gewährleistet sein, darum soll das Festkörpergelenk bereits in Nulllage unter Vorspannung stehen. Um dies zu realisieren wird wie bereits beschrieben die Interferometerachse winkerversetzt auf dem Gelenk montiert. Daraus folgt anhand Abbildung 4-12:

- Das heißt, dass die Interferometerachse bei  $R_y = 0^\circ$  einen Winkel  $\alpha = -0,5^\circ$  besitzt.  $\alpha$  ist somit der Vorspannwinkel, der nötig ist um den Schenkel in Nulllage zu positionieren.



- Bei Auslenken von dem Gelenk um  $R_y = 0,5^\circ$  befindet sich die Interferometerachse bei einem Winkel von  $\alpha = 0^\circ$ .



- Ein weiteres Auslenken auf  $R_y = 1,0^\circ$  lässt die Interferometerachse einen Winkel von  $\alpha = +0,5^\circ$  haben.

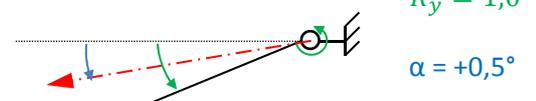


Abbildung 4-12: Beschreibung für Auslenkung unter Vorspannung.

\* Formeln aus [15]

Dadurch ist gewährleistet, dass das Gelenk im geforderten Verstellbereich immer unter Spannung steht und frei von Spiel ist. Bei einem Gesamt-Auslenkwinkel von  $R_y = 1,0^\circ$  ist der mögliche Verstellbereich somit  $\pm 0,5^\circ$ .

Für die Umrechnung von Grad zu Rad wird der Zusammenhang  $180^\circ \leftrightarrow \pi \text{ rad}$  für den gewünschten Verstellwinkel  $R_y = 1,0^\circ$  angewendet.  $R_y$  ergibt sich somit zu:

$$R_y = 1,0^\circ * \frac{\pi}{180^\circ} \text{ rad} = 17,45 \text{ mrad} \quad [4.6]$$

In Verbindung mit dem gewählten Material für Festkörpergelenke Titan-Grade-5 wird zunächst eine sehr konservative Sicherheit (S) festgelegt, damit die Verformung bei eingeleiteter Spannung nicht vom elastischen in den plastischen Bereich wechselt:

$$S_{Ti} = 2,0 \quad [4.7]$$

Aus dieser Sicherheit wird eine zulässige Spannung bestimmt, die fortan als  $\sigma_{max}$  gilt:

$$\sigma_{zul,Ti} = \frac{R_{e,Ti}}{S} = \frac{910 \frac{N}{mm^2}}{2} = 455 \frac{N}{mm^2} \quad [4.8]$$

Da auch der E-Modul von Titan-Grade-5 mit  $E_{Ti} = 114.000 \frac{N}{mm^2}$  bekannt ist, kann die Formel [4.4] nach dem elastischen Gelenk-Parameter  $\beta = \frac{h}{D}$  umgestellt werden. Es gilt dann die folgende Formel um das maximal zulässige  $\beta$  zu bestimmen.

$$\beta = \frac{h}{D} = \left( \frac{\sigma_{zul,Ti}}{0,58 * E * R_y} \right)^2 \quad [4.9]$$

Ein Einsetzen aller Kenngrößen in Formel 4.7 ergibt dann für  $\beta$ :

$$\beta = \frac{h}{D} = \left( \frac{455 \frac{N}{mm^2}}{0,58 * 114.000 \frac{N}{mm^2} * \frac{\pi}{180} \text{ rad}} \right)^2 = 0,17 \quad [4.10]$$

Da die gewählte Sicherheit sehr konservativ ist und der hier festgelegte Auslenkwinkel größer als nötig ist, besteht ein großes Spiel bei der Arbeit mit  $\beta$ . Die Konstruktion kann deswegen während des Konstruktionsprozesses iterativ überprüft werden und nachträglich optimiert werden.

Es ergeben sich aus dem in [4.10] bestimmten  $\beta$  eine beliebige Anzahl an Wertepaaren die  $\beta = 0,17$  ergeben. Um schlussendlich ein geeignetes Wertepaar für  $\beta$  zu finden, muss in die Betrachtung auch die Steifigkeit eingehen.

Das Festkörpergelenk ist als elastischer Körper zu betrachten. Der Schenkel kann vergleichsweise als unendlich steif betrachtet werden. Die normalen Federsteifigkeiten ( $C_{Ax}$ ,  $C_{Ay}$  und  $C_{Az}$ ;  $\left[\frac{N}{m}\right]$ ) sind für die Auslegung an dieser Stelle irrelevant. Da die Rotation, wie in Abbildung 4-11 zu erkennen ist, lediglich bei Punkt A um die y-Achse stattfinden soll, können auch die Drehfedersteifigkeiten ( $K_{Ax}$  und  $K_{Az}$ ;  $\left[\frac{Nm}{rad}\right]$ ) der x- und z-Achse vernachlässigt werden. Für die Auslegung ist daher nur die Drehfedersteifigkeit  $K_{Ay}$  der y-Achse interessant.

$$K_{Ay} = 0,093 * E * t * h^2 * \sqrt{\frac{h}{D}} \quad [4.11]^*$$

Die Formel [4.11] zeigt, dass mit sinkendem  $\beta$  also auch  $K_{Ay}$  sinkt. Das minimale  $K_{Ay}$  in für praktikable Festkörpergelenke ergibt sich bei dem unteren Grenzwert für  $\beta = 0,01$ .

Umgekehrt ist eine hohe Steifigkeit bei erster Betrachtung wünschenswert, allerdings darf sie nicht beliebig hochwerden, da der Verstell-Mechanismus über eine kleine Schraube realisiert werden soll. Die Steifigkeit ist daher durch die Festigkeit der Schraube und dem Hebelarm zum Gelenk limitiert. Abbildung 4-13 zeigt eine Möglichkeit das Gelenk steifer zu machen.

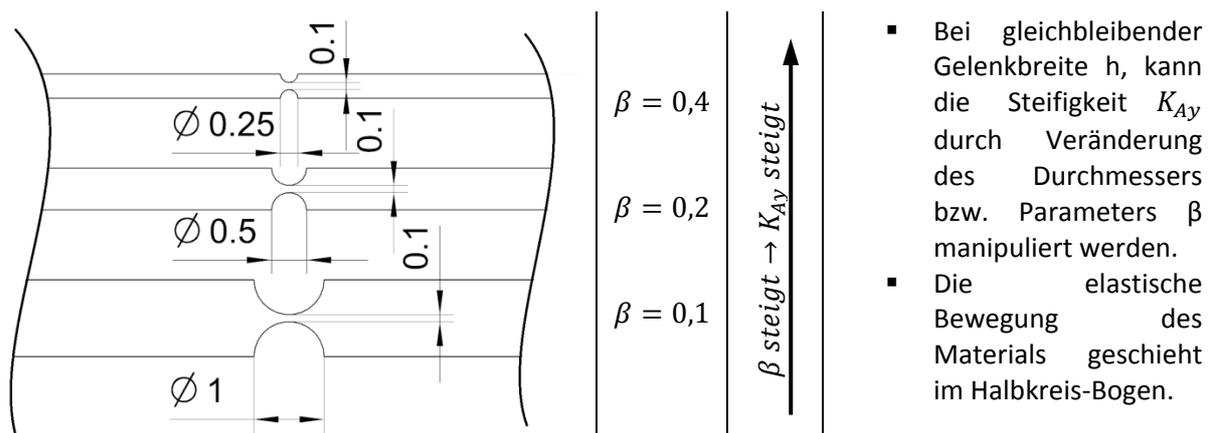


Abbildung 4-13: Beispielhafte Veränderung des Gelenkfaktors Beta zur Versteifung des Gelenks.

\* Formeln aus [15]

### 4.3 Modellierung/Konstruktion Sensorhalterung

Für die erste Modellierung wird zunächst mit einem aufgerundetem  $\beta = 0,2$  gearbeitet. Ausgehend von den in der Matrix aus Kapitel 4.1.4 festgelegten Konstruktionsvorgaben, wird nun ein Körper mit den Ergebnissen aus den Näherungsformeln aus Kapitel 4.2.2 konstruiert.

#### 4.3.1 Ausgangsmodell

Als erstes Modell dienen zwei Primärkörper, in deren Kontur die Festkörpergelenke integriert sind. Die Fertigung der Konturen ist komplett über Drahterosion realisierbar.

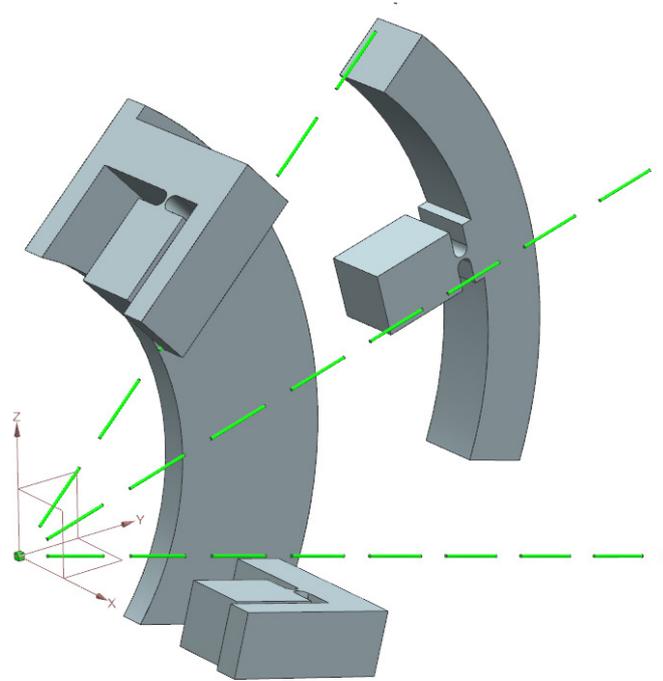


Abbildung 4-14: Primärkörper mit den drei Festkörpergelenken für Interferometer-Ausrichtung.

Ausgehend von diesem Ausgangsmodell soll nun eine den Anforderungen gerechte Möglichkeit für die Befestigung der Sensorköpfe mit den Spannringen geschaffen werden. Die Modellierungsmöglichkeiten werden begrenzt durch fertigungstechnische Verfahren und Genauigkeit. Für die Konturenschaffung der Festkörpergelenke bieten sich Erosionsverfahren (Draht- und Senkerodieren) an. Gewöhnliche Drahradien liegen bei 0,1mm und sind daher die untere Grenze für geforderte Radien für die beiden Primärkörper.

Die ersten Modellierungen ermöglichen Verschraubungen, sowie Anschläge um die Spannringe samt Sensorköpfen positionssicher zu montieren, sowie die beiden Primärkörper miteinander zu verschrauben. Hierbei ist in erster Linie wichtig, strenge Tolerierungen für die Fertigung zu bedenken, da ohne diese keine präzise Fertigung möglich ist. Wie in der Lösungsspezifikation festgelegt, sollen die Interferometerachsen unter einem Winkel montiert werden, so dass der Vorspannwinkel direkt mitgefertigt wird. Die erste Gelenkbreite (Stegbreite) wird mit  $h = 0,25\text{mm}$  gewählt. Zusammen mit  $\beta$  ergibt sich dann  $\beta = \frac{h}{D} \rightarrow D = \frac{h}{\beta} = \frac{0,25}{0,2} = 1,25\text{mm}$ . Die Tiefe ist zu Beginn willkürlich mit  $t = 5\text{mm}$  festgelegt.

### 4.3.2 Implementierung von Spannringen und Sensorköpfen

Die zur Befestigung der Spannringe vorgesehenen Nuten und Schraubenfreiraumb Bohrungen sollen unter dem bereits definierten Vorspannwinkel gefertigt werden. Da der Vorspannwinkel mit  $0,5^\circ$  sehr klein ist, wird in nachfolgenden Abbildungen der Konstruktionsbeschreibung der Vorspannwinkel mit  $5,0^\circ$  dargestellt, damit ersichtlich ist, wie die Nuten orientiert sein müssen.

Hinweis: Da bei dem Fräsen der Nuten Schnittkräfte entstehen, müssen die Fräs-Arbeitsschritte vor dem Drahterodieren geschehen, damit der dünne Gelenksteg durch die Schnittkräfte keine Verformung erleidet. Dies ist wichtig um plastische Verformung zu vermeiden und hohe Maßhaltigkeit gewährleisten zu können. Beim Drahterodieren entstehen keine Schnittkräfte, sondern lediglich geringe Kräfte durch die Umspülung.

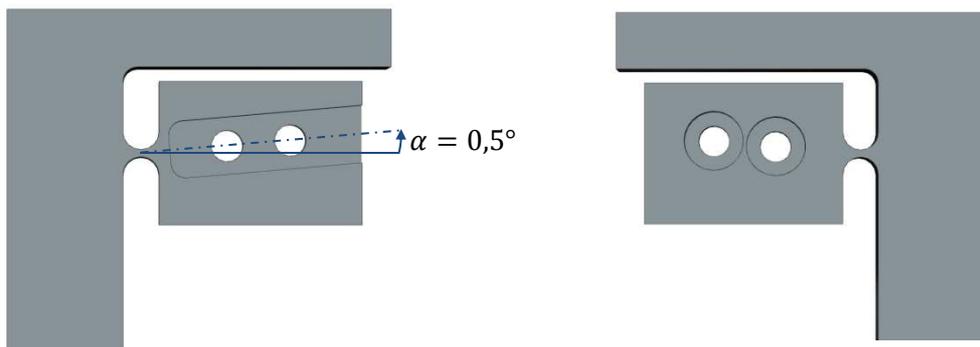


Abbildung 4-15: Winkelversetzte Nut (links) Schraubenfreiraumb Bohrungen (rechts) im Gelenkschenkel.

Auf Abbildung 4-15 (links) ist zu erkennen, dass die Symmetrielinie der Nut aus dem Drehpunkt des Gelenks entspringt. Dadurch ist gewährleistet, dass die Nulllage unter Vorspannung auf derselben Ebene (y-z-Ebene), wie die anderen Interferometerachsen liegt. Abbildung 4-15 (rechts) zeigt die Rückseite mit den Schraubenfreiraumb Bohrungen. Durch diese werden die Spannringe fixiert.

Abbildung 4-16 zeigt den aktuellen Stand der Sensorhalterung mit diesem Konstruktionsschritt.

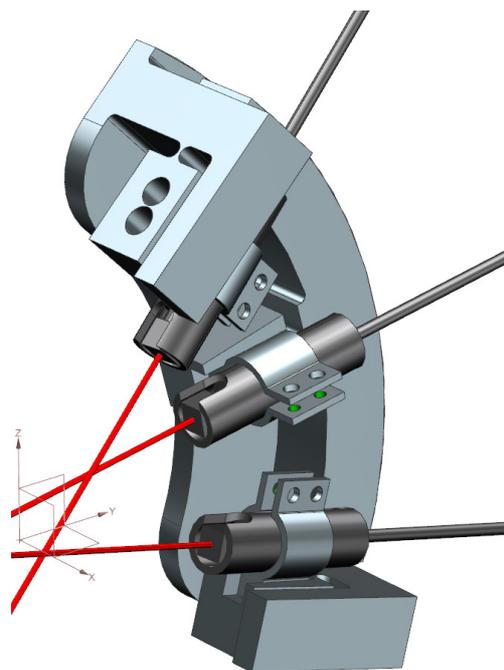


Abbildung 4-16: Eingesetzte Sensorköpfe und Spannringe in die Primärkörper.

Exemplarisch sind in folgender Abbildung für eins der Gelenke dargestellt, welche Tolerierungen angesetzt werden müssen, um gewährleisten zu können, dass das Bauteil ausreichend präzise gefertigt werden kann.

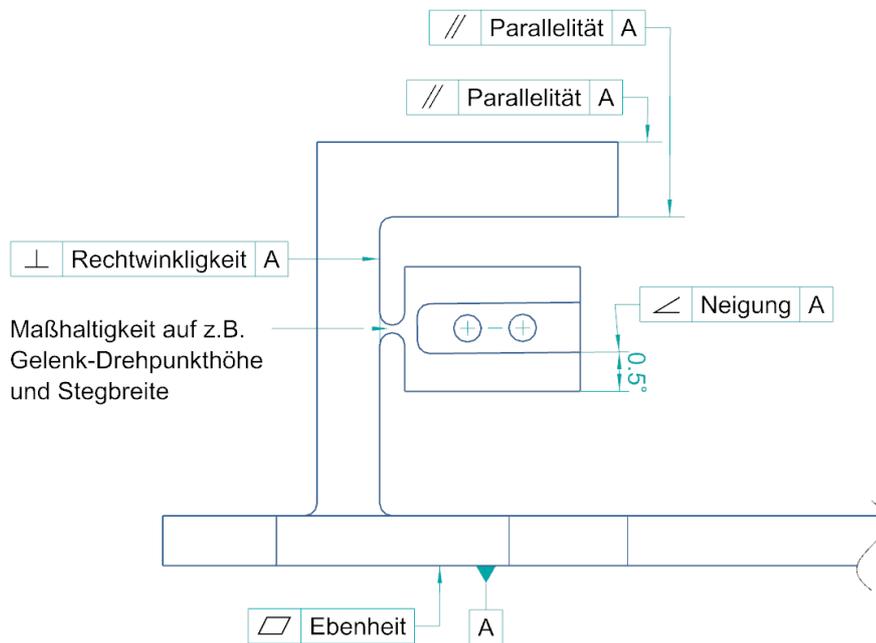


Abbildung 4-17: Form- und Lagetoleranzen für korrekte Fertigung.

Um eine präzise Fertigung und Montage gewährleisten zu können, muss das Bauteil an den dargestellten Stellen mit sehr engen Form- und Lagetoleranzen versehen werden, die hinsichtlich folgender Punkte eingehalten werden müssen:

- **Maßhaltigkeit:**  
Um sämtliche Achsen auf derselben Ebene (y-z-Ebene) zu positionieren, muss hier z.B. die Höhe des Gelenkdrehpunkts eng bemaßt sein. Eine präzise Bemaßung ist z.B. auch wichtig für die Gelenkparameter h und D.
- **Ebenheit:**  
Um sicherzustellen, dass die beiden Primärkörper gut aufeinander aufliegen muss ein hoher Anspruch an die Ebenheit der beiden Kontaktflächen gestellt werden.
- **Neigung:**  
Eine wichtige Toleranz betrifft die Neigung, welche sicherstellt, dass die Interferometerachsen in eine geneigte Position montiert werden aus der man durch Vorspannung in die Nulllage gelangt.
- **Parallelität und Rechtwinkligkeit:**  
Diese Toleranzen beschreiben weitere Ansprüche an das Bauteil, durch die Anforderung ist z.B. gewährleistet, dass die Verstellerschraube exakt senkrecht auf den Gelenkschenkel drückt.
- **Position:**  
Die hier noch nicht berücksichtigten Verschraubungen um beide Körper miteinander zu verschrauben, benötigen enge Tolerierung bezüglich Ihrer Position.

Eine Alternative wäre die Tolerierung der Schraubenfreiraum-Bohrungspositionen. Man könnte diese als Passungen auslegen und somit eng tolerieren. Die Tolerierung über eine Anschlagkante ist jedoch ausreichend.

### 4.3.3 Verstellmechanismus (Krafteinleitung) für die Festkörpergelenke

Es folgen Modelländerungen, so dass mittels Stellschrauben die geforderten Winkeleinstellungen des Gelenks möglich sind. Hierbei wurden zunächst M2-Gewinde (inkl. Schrauben) sehr konservativ angenommen, wodurch gleichermaßen sehr hohe Stellkräfte aber nur mäßig kleine Steigungen realisiert werden können.

Für den Verstell-Mechanismus des mittleren Festkörpergelenks ist der benötigte Platz nicht bekannt. Da aber für die Bestimmung der  $y$ - und  $z$ -Koordinaten der Probe zwei Interferometerachsen ausreichen und ein großer Aufspannwinkel für einen geringen Fehler tendenziell besser ist, wurde im alten Aufbau wegen dem begrenzten Bauraum der Kompromiss von  $60^\circ$  zwischen Achse (I) und (III) getroffen. Diese  $60^\circ$  sollen weiterhin bestehen bleiben, allerdings kann die mittlere Achse (II) beliebig in die Nähe der unteren Achse (III) verschoben werden, da diese nur eine Backup-Lösung darstellt für den Fall, dass die obere oder untere Achse das Signal verliert.

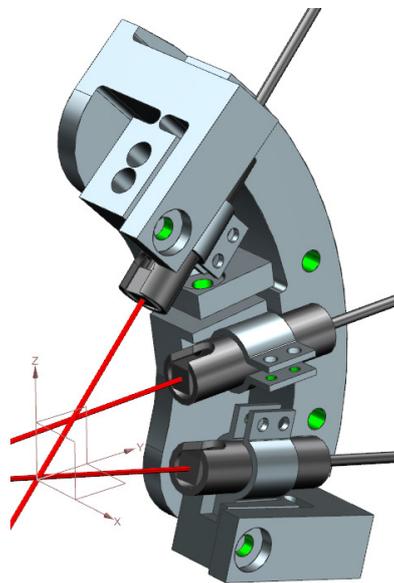


Abbildung 4-18: Sensorhalterung mit sämtlichen notwendigen Bohrungen für Verbindung und Justierung.

Abbildung 4-18 zeigt den aktuellen Stand der Halterung mit diesem Konstruktionsschritt. Sämtliche Gewindebohrungen für die Stellschrauben können durch die flache Schraubenfreiraumböhrung begleitet werden. Durch diese ist gewährleistet, dass durch Schraubenlänge und Tiefe der Flachsenbohrung ein Überverstellen des Gelenks verhindert ist, falls vom Anwender gewünscht.

Zentrales Element des Verstell-Mechanismus sind die Stellschrauben. Da die Auflösungs­genauigkeit (wieviel Anteil einer ganzen Umdrehung) beim Verstellen von der Feinmotorik des Anwenders abhängig ist, ist die Steigung der Schraube  $P$  (Hub pro Umdrehung) eine sehr wichtige Variable. Für die Auflösung ist  $5,0^\circ$  einer Umdrehung realistisch, das entspricht  $1/72$  Umdrehung bzw.  $\frac{1}{72} * P = P_x$  für den Hub.

Aus  $P_x$  in Kombination mit dem Hebelarm ( $a$ ) der Kräfteinleitung zum Drehpunkt des Gelenks und dem Abstand zum Retroreflektor-Mittelpunkt ( $r$ ) ergibt sich dann die mögliche Verstellgenauigkeit ( $G$ ).

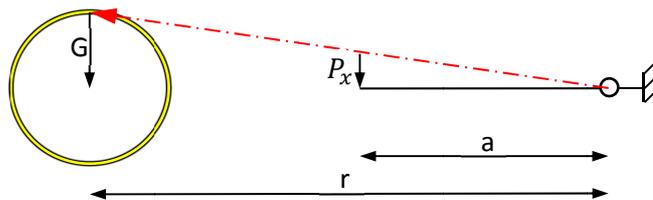


Abbildung 4-19: Verstellgenauigkeit der Stellschraube.

Abbildung 4-19 zeigt den Einfluss der einstellbaren Parameter auf die Verstellgenauigkeit. Damit gilt:

$$\frac{a}{P_x} = \frac{r}{G} \quad [4.12]$$

Daraus folgt für den aktuellen Konstruktionsstand mit Steigung für M2  $P_{M2} = 0,4mm$ :

$$G = P_x * \frac{r}{a} = \frac{0,4mm}{72} * \frac{35,0mm}{6,5mm} \approx 0,030mm = 30,0\mu m \quad [4.13]$$

Die Verstell-Genauigkeit bzw. Auflösung des Verstell-Mechanismus wurde in Kapitel 2.1.2 bzw. mit  $\sim 70\mu m$  angegeben. Die hier möglichen  $\sim 30\mu m$  sind also hinreichend genau, um den Akzeptanzbereich des Retroreflektors zu treffen.

#### 4.3.4 Befestigung an den x-y-z-Motoren

Die Sensorhalterung soll an den bestehenden Lineartischen (10 aus Abbildung 2-2) der Probenumgebung angeschraubt werden.

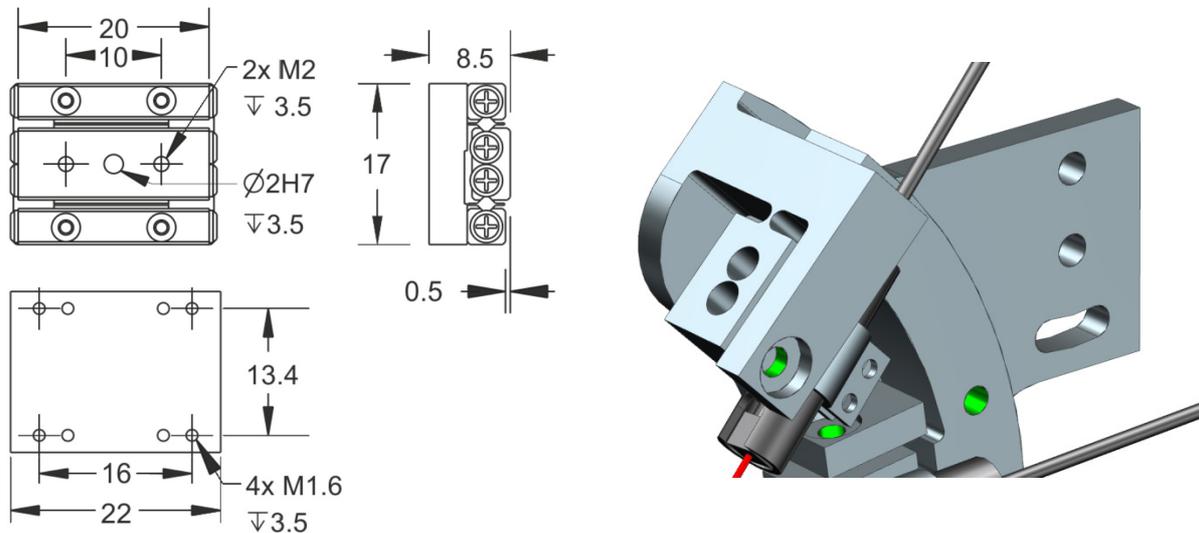


Abbildung 4-20: Bohrungsmuster der Lineartische und der Sensorhalterung. [18]

Das benötigte Bohrungsmuster ist Abbildung 4-20 entnehmbar. Die Lineartische verfügen über zwei M2-Bohrungen und eine Bohrung für einen Passungsstift.

Für die Eventualität, dass die Halterung leicht verkippt werden soll, wurde eine Freiraumbohrung als Langloch in die Sensorhalterung modelliert. Die Option die Passungsbohrung aus den Lineartischen zu verwenden, besteht auch in der Sensorhalterung. Dadurch entfällt aber die Möglichkeit die Sensorhalterung zu kippen.

#### 4.3.5 Fertigungstechnische Bewertung

Um die Sensorhalterung in Ihrer Gesamtheit auf realisierbare Fertigung zu bewerten, muss nur der Primärkörper mit zwei Gelenken untersucht werden. Zu bewerten sind:

- Fräsbarkeit der Nut.
- Erodierbarkeit der Gelenkkonturen.

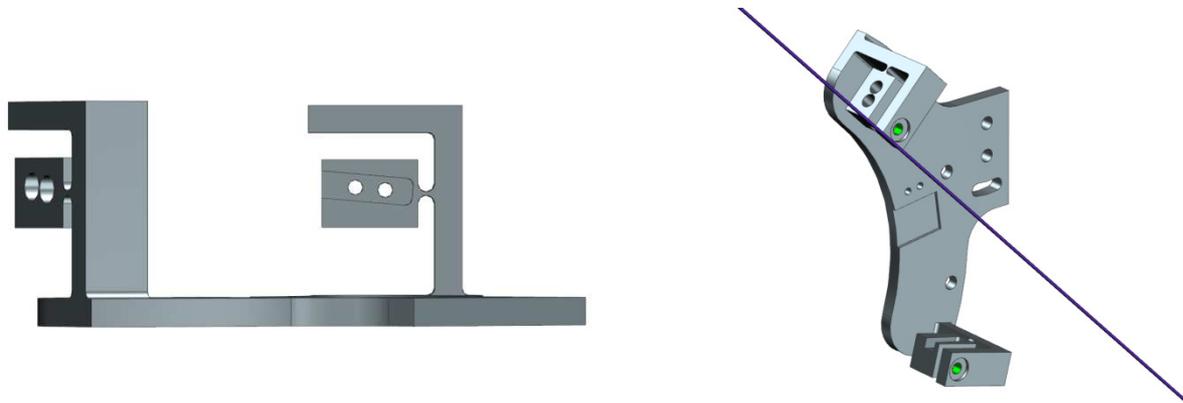


Abbildung 4-21: Schaubild für Nutfräsbarkeit (links) und Kontur-Erodierbarkeit (rechts).

Für die Fräsbarkeit der Nut gilt dieselbe Voraussetzung wie für das Drahterodieren. Das Werkzeug Fräskopf oder Draht (inklusive Bohrfutter) müssen beim Abfahren ihrer Kontur kollisionsfrei zum anderen Gelenk fahren. Abbildung 4-21 (rechts) zeigt beispielhaft den Draht der gerade die Gelenkkontur (I) abfährt, ohne in Gefahr zu laufen mit Gelenkkontur (III) zu kollidieren und dort Material abzutragen.

- Schneiden des Gewindes für Stellschraube.

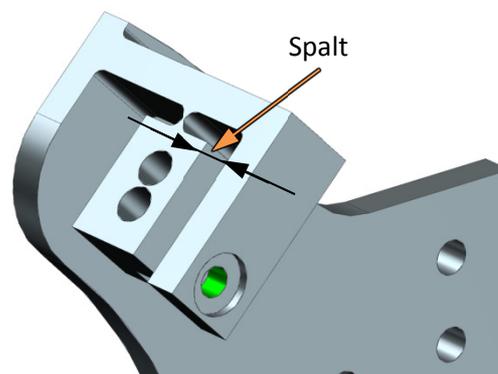


Abbildung 4-22: Visualisierung des Spalts, für das Gewindeschneiden.

Um ein vollständiges Gewinde schneiden zu können, muss der Spalt groß genug sein, damit der Gewindeschneider das komplette Gewinde sauber schneidet. Auf Abbildung 4-22 ist der Spalt dargestellt. Es ist wichtig, dass der Spalt eine Mindesttiefe hat, damit der auslaufende Gewindebohrer nicht die Gelenkschenkelfläche ankratzt.

## 4.4 Finite-Elemente-Methode

Da es sich bei der Konstruktion bzw. primär bei den Festkörpergelenken um geometrisch komplexe Körper und Konturen handelt und die Näherungsformel nur als Entwurfsregel gilt, muss mithilfe einer FEM-Simulation (hier mit ANSYS) die Konstruktion auf Ihren Bestand gegenüber Belastungen hin überprüft werden. Gleichzeitig sollen die Entwurfsregeln auf Ihre Gültigkeit überprüft werden.

### 4.4.1 FEM-Definition

Die Finite-Elemente-Methode ist ein numerisches Verfahren, bei dem der Körper in endlich (daher finite) viele Teilkörper (daher Elemente) aufgeteilt wird. Diese Elemente werden geometrisch einfach gewählt und sind aufgrund bekannter Ansatzfunktionen leicht berechenbar. Durch Stetigkeitsbedingungen werden Verhalten von einem Element zum benachbarten Element nachgebildet (vgl. [19]).

Die eigentliche Methodik bei einer statischen oder dynamischen Berechnung lässt sich in drei Teilvorgänge unterteilen:

- Präprozessor (engl. preprocessor)

Die Geometrie kann sowohl per vorher modelliertem CAD-Modell (z.B. per Datenkonversion über step-Format) oder auch direkt in der FEM-Software modelliert werden. Da in diesem Fall die Geometrie recht kompliziert ist und NX deutlich dem Modeller von ANSYS überlegen ist, wird die Modellierung komplett in NX durchgeführt und über importierte Datensätze in ANSYS berechnet.

Ein ebenso wichtiger Schritt ist die korrekte Vernetzung des Bauteils. Hierbei muss die richtige Elementgröße und Elementart gewählt werden. Die richtige Wahl ist davon abhängig, wie die Geometrie des zu berechnenden Körpers aussieht. Ziel ist eine Konvergenz der Ergebnisse. D.h. man verfeinert das Netz bis eine weitere Verfeinerung des Netzes keine wesentlich besseren Ergebnisse liefert. Man spricht von einer netzunabhängigen Lösung.

Da ohne äußere Belastungen keine inneren Beanspruchungen stattfinden können, müssen noch die Belastungen definiert werden. Im Falle dieser Konstruktion sind das lediglich die verantwortlichen Belastungen für die Festkörpergelenk-Verformung.

- Gleichungslöser (engl. solver)

Sind alle Eingaben vollständig getätigt, können die Ansatzfunktionen zusammen mit den Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen als Gleichungssystem numerisch gelöst werden. Die Größe des Gleichungssystems steigt mit Netzverfeinerung exponentiell an und ist somit ein Problem von Rechnerkapazität (primär RAM).

Aus der FEM-Grundgleichung:

$$K * U = F$$

Wobei K die Steifigkeitsmatrix, U der Verformungsvektor und F der Belastungsvektor sein soll, kann man nach Umstellung der Gleichung:

$$U = F * K^{-1}$$

Den Kausalzusammenhang ableiten, dass die Invertierung der Steifigkeitsmatrix maßgeblich für die Berechnungsdauer ist.

- Ausgabe (Postprozessor (engl. postprocessor))

Aus der Invertierung der Steifigkeitsmatrix K und der Berechnung mit dem Belastungsvektor F folgen die Ergebnisse für die Deformation des Modells (in Abhängigkeit von der Materialauswahl; hier: Titan Grade 5).

Bei der Festkörpergelenk-Berechnung interessieren nun ebenfalls die Spannungen und die Eigenfrequenzen des gesamten Zusammenbaus (vgl. [19]). Diese lassen sich im Postprozessor ausgeben.

#### 4.4.2 Validierung der Formeln und Findung einer Netzmethode

Da die Konstruktion nach der Spannung ausgelegt werden kann, wird mithilfe von einer FEM-Analyse ein Festkörpergelenk mit einem dem aus [4.10] ähnlichen  $\beta = 0,2$  überprüft und somit die Näherungsformel [4.4] und die Formel für die Drehfedersteifigkeit [4.11] in erster Instanz validiert. Die Validierung geschieht exemplarisch für das gewählte  $\beta = 0,2$  der Konstruktion der Sensorhalterung.

Ebenso soll eine geeignete Methode zur Vernetzung gefunden werden, bei der eine Netzunabhängigkeit durch Konvergenz der Ergebnisse gewährleistet ist, während die Knotenanzahl in einem berechenbaren Umfang liegt. Die maximale Knotenanzahl sollte nach Möglichkeit 3.000.000 Knoten nicht übersteigen. Da die Rechendauer (Lösen des Gleichungssystems) nicht linear proportional zur Knotenanzahl steigt, sollte versucht werden die Knotenanzahl deutlich unter diesen Wert zu reduzieren.

Die Modellierung eines einzelnen Gelenks wird mit dem Modeller von ANSYS durchgeführt. Hierzu werden die Startwerte aus dem Kapitel 4.3.1 verwendet:

Tabelle 4-6: Startwerte für Validierung.

$h = 0,25mm$
$D = 1,25mm$
$t = 5,00mm$

Ausgehend von der Formel für die Drehfedersteifigkeit [4.11] ergibt sich für das hier zu berechnende Festkörpergelenk:

$$K_{Ay} = 0,093 * 114.000 \frac{N}{mm^2} * 5mm * (0,25mm)^2 * \sqrt{\frac{0,25mm}{1,25mm}} = 1481,67 \frac{Nmm}{rad} \quad [4.14]^*$$

Die maximal vorhandene Drehfedersteifigkeit soll bei einer Auslenkung von  $1,0^\circ$  bestehen, damit ergibt sich das aufzubringende Moment zu:

$$M_{Ay} = K_{Ay} * R_{y,max} = 1481,67 \frac{Nmm}{rad} * \frac{\pi}{180} rad = 25,86 Nmm \quad [4.15]$$

Um nun eine Referenzkraft zu bestimmen, benötigt man noch den Hebelarm  $a$ . Der Hebelarm ist in diesem Fall die Länge des längeren Gelenkschenkels, sowie des halben Durchmessers aus dem Modell (siehe Abbildung 4-23) und somit ergibt sich die Kraft in z-Richtung zu:

$$F_z = \frac{M_{Ay}}{a} = \frac{M_{Ay}}{L_{Arm} + \frac{D}{2}} = \frac{25,86Nmm}{\left(7 + \frac{1,25}{2}\right)mm} = 3,39 N \quad [4.16]$$

Die Kraft die zunächst aufgebracht wird, von der man eine Auslenkung um  $1,0^\circ$  erwartet, ist somit bestimmt. Mit dieser Kraft werden sämtliche nachfolgenden Simulationen durchgeführt, um ein vergleichbares Ergebnis zu erzielen und eine geeignete Methode zur Simulation zu erhalten. Dazu muss zunächst das Festkörpergelenk hinreichend vernetzt werden.

\* Formeln aus [15]

Der automatische Vernetzer von ANSYS liefert folgendes Netz:

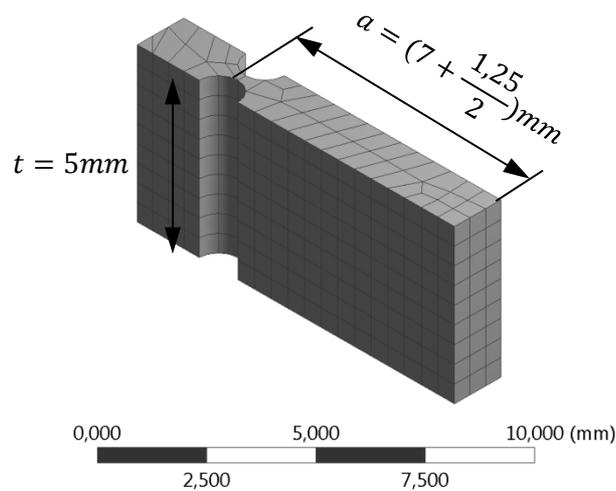


Abbildung 4-23: Automatische Vernetzung.

Das Netz aus Abbildung 4-23 genügt nicht dem Anspruch einer ausreichend fein vernetzten Geometrie. Es werden also Veränderungen getroffen, damit die Netzqualität steigt. Weiter ist es notwendig, dass die Netzverfeinerung nur im beanspruchten Teil des Festkörpergelenks stattfindet, da eine feine Vernetzung außerhalb nicht notwendig ist und lediglich zu Lasten der Rechenkapazität geht. Deshalb wird der Körper wie in Abbildung 4-24 aufgeteilt:

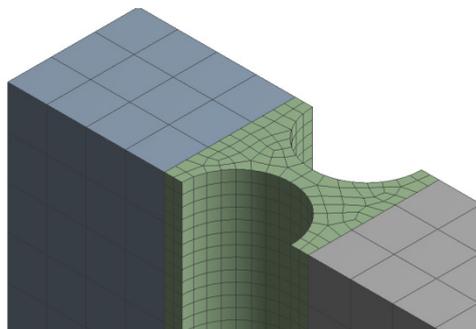


Abbildung 4-24: Aufgeteiltes Modell.

Man sieht noch eine schlechte Vernetzung am Übergang vom Schenkel zu Steg (Gelenk). Da nicht direkt Einfluss auf den Vernetzungs-Algorithmus von ANSYS genommen werden kann, wird versucht den scharfkantigen Übergang durch einen abgerundeten Übergang zu ersetzen. Dieser kann minimal klein gewählt werden und muss nicht tatsächlich gefertigt werden, sondern dient nur der besseren Vernetzung, wie in Abbildung 4-25 zu erkennen ist.

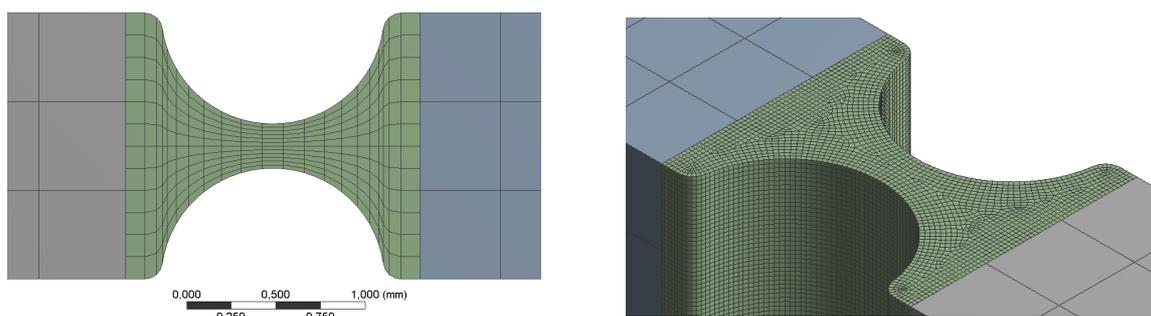


Abbildung 4-25: Abgerundete Kanten am Modell.

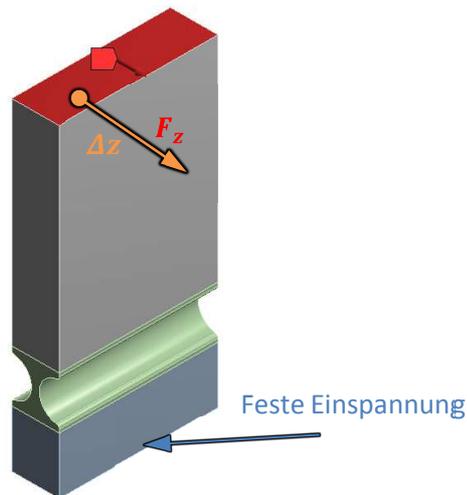


Abbildung 4-26: Randbedingungen des Modells.

- Als Randbedingung dient ersatzweise für den nicht vorhandenen Primärkörper ein „fixed support“ auf einer Fläche die in Abbildung 4-26 nicht sichtbar ist.
- Man kann im Falle von Festkörpergelenken aufgrund der stattfindenden parasitären Bewegungen in x-Richtung keine Verschiebungen als Randbedingung simulieren. Als äußere Belastung dient daher lediglich eine Kraft, die später durch eine Verstell-Schraube eingebracht werden soll.
- Im Rahmen dieser Voruntersuchung wird auf die Erdbeschleunigung verzichtet, da diese einen vernachlässigbaren Einfluss besitzt.

Die erste Methode zum Erreichen einer Konvergenz, wird durch Netzverfeinerung über den gesamten Gelenksteg durchgeführt.

Für eine geeignete Methode zur Berechnung von Festkörpergelenken sollte noch festgelegt werden, ob mit linearen oder quadratischen Ansatzfunktionen für die Elemente gerechnet wird. Es wurde im Folgenden zunächst versucht mit linearer und mit quadratischer Ansatzfunktion durch geeignete Parametrisierung der Elementgröße eine Konvergenz zu erreichen. Als Konvergenzkriterien für eine zufriedenstellende Simulation werden die Postprozessor-Größen „Totale Deformation“ und „Vergleichsspannung (von Mises)“ bewertet.

- Die Deformation ist deswegen wichtig, weil am Ende der Auslegung ein Stellwinkel erreicht von  $1,0^\circ$  erreicht und überprüft werden soll.
- Die Vergleichsspannung (von Mises) wurde gewählt weil es sich bei Titan Grade 5 um einen zähen Werkstoff handelt und die Gestaltänderungsenergiehypothese besser anwendbar ist, als die Normalspannungs- oder Schubspannungshypothese.
- Konvergenzkriterium: Erst wenn beide Postprozessor-Größen konvergiert sind, ist das Ergebnis netzunabhängig.

#### 4.4.2.1 Vernetzung des gesamten Stegs (Lineare Ansatzfunktion):

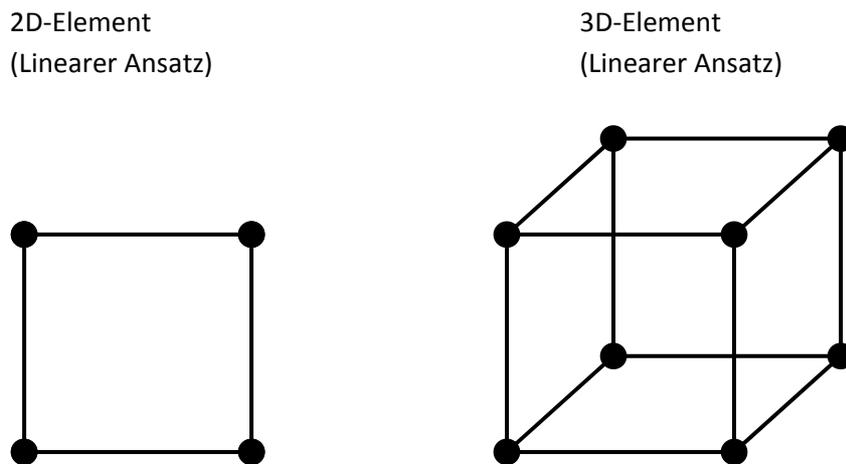


Abbildung 4-27: Lineare Ansatzfunktionen anhand eines Quad-Elements.

Auf Abbildung 4-27 dargestellt, sind das Quad-Element für 2D- und 3D-Berechnungen. Es weist wegen des linearen Ansatzes lediglich Knoten an den Eckpunkten des finiten Elements auf.

Nachfolgend gegenübergestellt sind die Elementgrößen, die Knotenanzahl, die Vergleichsspannung (von Mises) sowie die totalen Deformationen für eine Vernetzung des gesamten Stegs mit linearen Ansatzfunktionen.

Tabelle 4-7: Simulationsergebnisse für lineare Ansatzfunktionen.

Elementgröße [mm]	Knotenanzahl	Vergleichsspannung (von Mises) [Mpa]	Deformation (z) [mm]
0,2	4156	364,52	0,11159
0,1	22912	462,14	0,12127
0,09	30634	466,86	0,12190
0,07	63003	474,19	0,12306
0,06	91490	476,24	0,12348
0,05	154299	477,56	0,12389
0,02	812865	479,00	0,12457
0,019	947460	479,24	0,12459
0,018	1104046	479,65	0,12461
0,017	1308608	479,93	0,12463
0,016	1547644	480,11	0,12464
0,015	1877550	480,30	0,12466
0,014	2299557	480,61	0,12468
0,013	2858438	480,80	0,12469

Tabelle 4-7 zeigt gute Ergebnisse für ein Auskonvergieren der Postprozessorgrößen (Vergleichsspannung und Deformation) bei 812865 Knoten (hervorgehoben durch grüne Markierung der in der Tabelle).

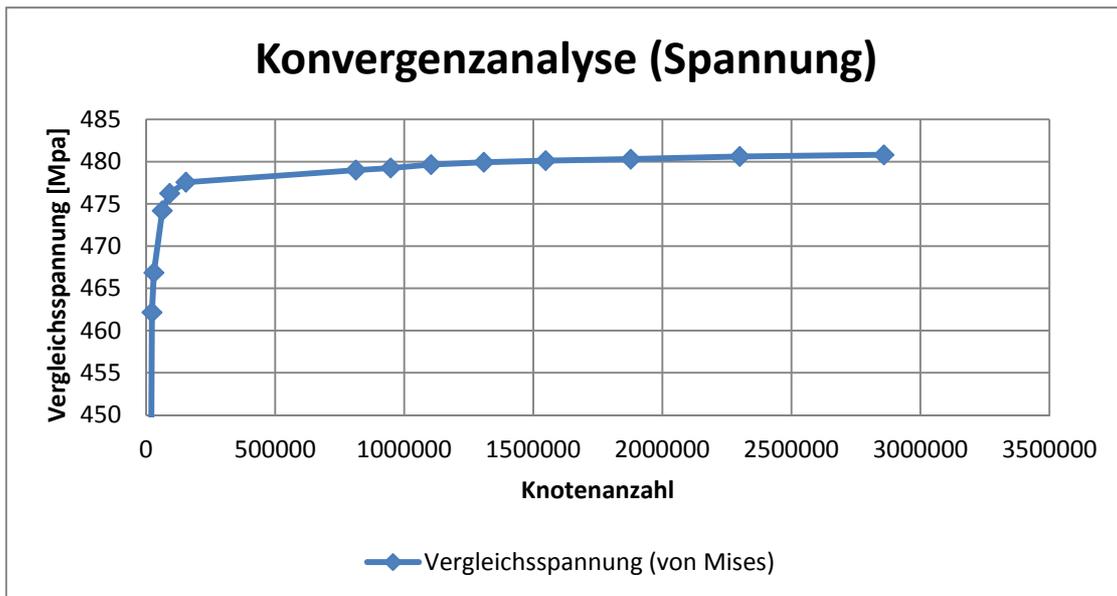


Abbildung 4-28: Konvergenzanalyse für die Spannung bei linearen Ansatzfunktionen.

Man sieht auf Abbildung 4-28 bei der Netzverfeinerung mit linearen Ansatzfunktionen eine sehr gute Annäherung an einen Grenzwert. Mit stark steigender Erhöhung der Knotenanzahl verändert sich die Vergleichsspannung kaum noch und eine Konvergenz ist erreicht. Die entnommene Vergleichsspannung liegt hier bei:

$$\sigma_{v,lin} = 479,00 \text{ Mpa}$$

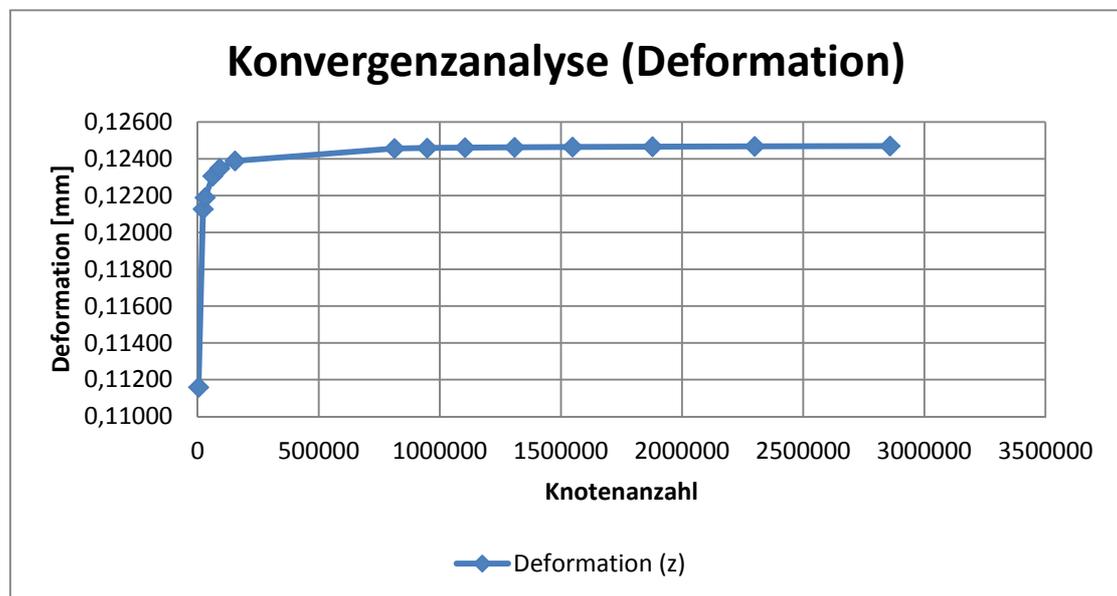


Abbildung 4-29: Konvergenzanalyse für die Deformation bei linearen Ansatzfunktionen.

In Abbildung 4-29 ist zu sehen, dass die Totale Deformation genau wie die Vergleichsspannung einen Grenzwert erreicht. Beide gewählten Kriterien für die Konvergenzanalyse lassen eine Konvergenz der Ergebnisse erkennen. Die entnommene Deformation bei Erreichen der Konvergenz liegt bei:

$$\Delta z_{lin} = 0,12457 \text{ mm}$$

#### 4.4.2.2 Vernetzung des gesamten Stegs (Quadratische Ansatzfunktion):

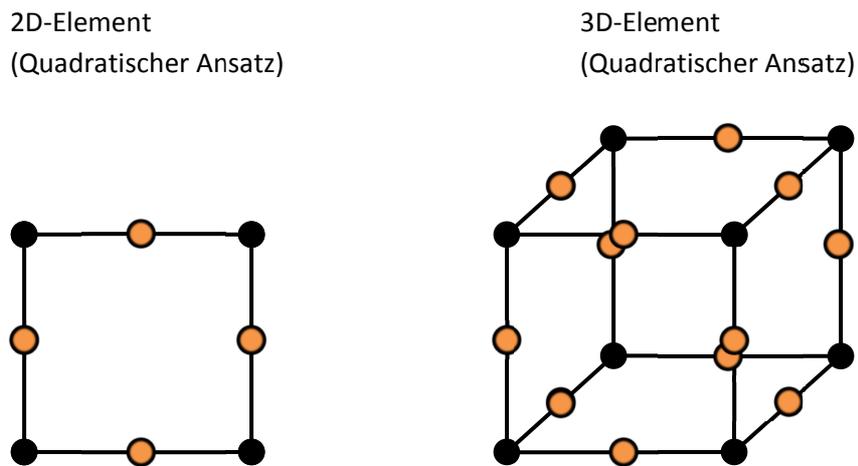


Abbildung 4-30: Quadratische Ansatzfunktionen anhand eines Quad-Elements.

Hier auf Abbildung 4-30 dargestellt, ist das Serendipity-Quad-Element für 2D- und 3D-Berechnungen. Es weist wegen des quadratischen Ansatzes zusätzliche Knoten an den Mittelpunkten zwischen jeweils zwei Knoten auf.

Hinweis: Im Rahmen der Entwicklung der FEM hat sich das oben dargestellte Serendipity-Element als überlegen gegenüber dem gewöhnlichen Quad-Element mit quadratischem Ansatz erwiesen, da der fehlende Mittelpunkt keine nennenswerten Verschlechterungen des Ergebnisses hervorruft, jedoch bemerkbare Rechenkapazitäten einspart.

Nachfolgend gegenübergestellt sind die Elementgrößen, die Knotenanzahl, die Vergleichsspannung (von Mises) sowie die totalen Deformationen für eine Vernetzung des gesamten Stegs mit quadratischen Ansatzfunktionen.

Für die Bewertung der Berechnungen für den quadratischen Ansatz mussten deutlich mehr Werte herangezogen werden, da das Ergebnis bei erster Betrachtung und speziell bei wenigen Wertepaaren nicht eindeutig ist.

Tabelle 4-8: Simulationsergebnisse für quadratische Ansatzfunktionen.

Elementgröße [mm]	Knotenanzahl	Vergleichsspannung (von Mises) [Mpa]	Deformation (z) [mm]
0,2	15512	460,85	0,12479
0,18	19657	516,57	0,12489
0,16	26705	507,68	0,12497
0,14	37228	476,91	0,12499
0,12	54252	481,35	0,12502
0,1	88635	499,62	0,12505
0,09	118947	497,88	0,12505
0,08	163004	486,47	0,12506
0,07	246393	493,47	0,12506
0,06	358811	491,09	0,12506
0,05	607209	488,23	0,12507
0,048	706137	487,43	0,12507
0,046	799456	484,35	0,12507
0,044	917896	483,92	0,12507
0,042	1028155	483,80	0,12507
0,04	1167678	483,96	0,12507
0,039	1256362	485,54	0,12507
0,038	1360873	485,41	0,12507
0,037	1458946	484,13	0,12507
0,036	1550417	485,33	0,12507
0,035	1782872	485,20	0,12507
0,034	1956190	484,14	0,12507
0,033	2109677	484,10	0,12507
0,032	2255298	484,90	0,12507
0,031	2488781	484,73	0,12507
0,03	2684751	484,55	0,12507
0,029	2963451	484,35	0,12507

In Tabelle 4-8 sieht man ein Erreichen der Konvergenz bei 799456 Knoten. Trotzdem beginnt die Spannung noch einmal deutlicher zu steigen, nur um dann wieder abzufallen. Im Gegensatz zu dem nicht eindeutigen Ergebnis bei der Spannung konvergiert die Deformation sehr frühzeitig gegen einen Wert und schwankt nur noch im sehr hohen Nachkommastellenbereich. Dies ist im Rahmen einer oszillierenden Konvergenz allerdings unproblematisch, da auch die Deformation sehr gut konvergiert ist.

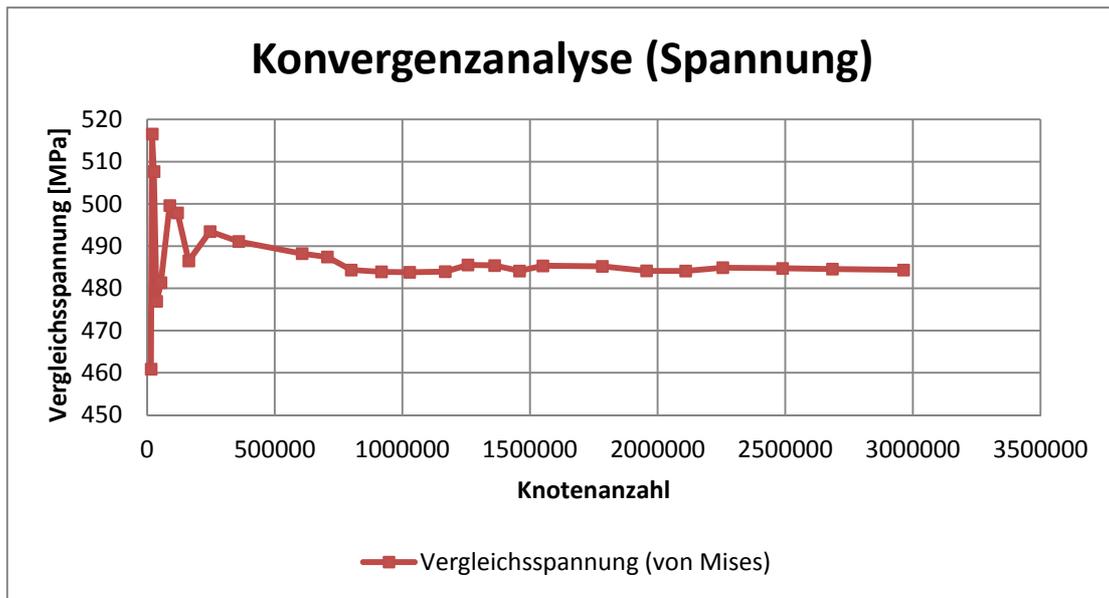


Abbildung 4-31: Konvergenzanalyse der Spannung für quadratische Ansatzfunktion.

Abbildung 4-31 zeigt die oszillierende Konvergenzannäherung. Die entnommene Vergleichsspannung liegt hier bei:

$$\sigma_{v,quad} = 484,35 \text{ MPa}$$

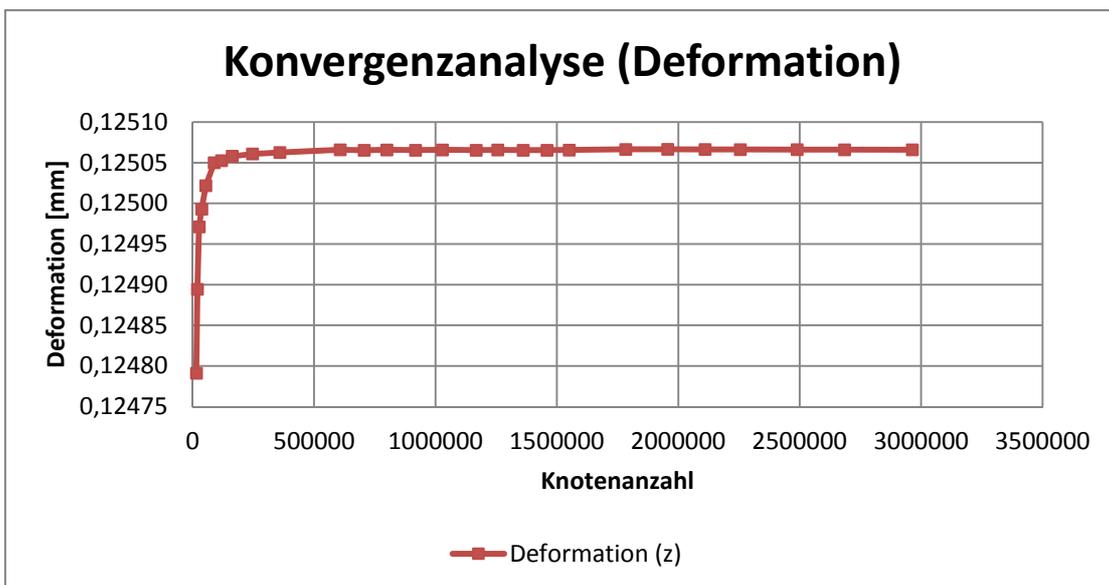


Abbildung 4-32: Konvergenzanalyse der Deformation für quadratische Ansatzfunktion.

Im Gegensatz zu der Spannung sieht man keine oszillierende Konvergenz, sondern ein sehr gutes Konvergieren der Ergebnisse. Die entnommene Deformation bei Erreichen der Konvergenz liegt bei:

$$\Delta z_{quad} = 0,12497 \text{ mm}$$

#### 4.4.2.3 Vergleich von linearem und quadratischem Ansatz für die Elemente:

Zur ersten Beurteilung für eine Methode zur Vernetzung des Festkörpergelenks werden beide Ansätze gegenübergestellt und miteinander verglichen. Unabhängig von der Wahl der Ansätze kann als generelle Aussage getroffen werden, dass die ersten sinnvollen Ergebnisse erst ab einer Elementzahl von  $> 2$  über die Stegbreite entstehen.

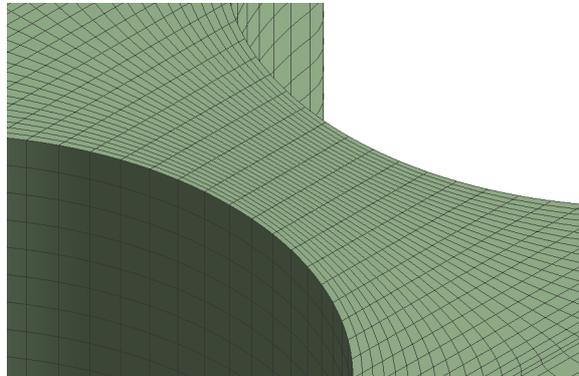


Abbildung 4-33: Sehr feines Netz, welches zu hervorragender Konvergenz führt.

Auf Abbildung 4-33 sieht man ein sehr feines Netz. Es hat viele Elemente über die Stegbreite und nähert sich so der realen Geometrie sehr genau an.

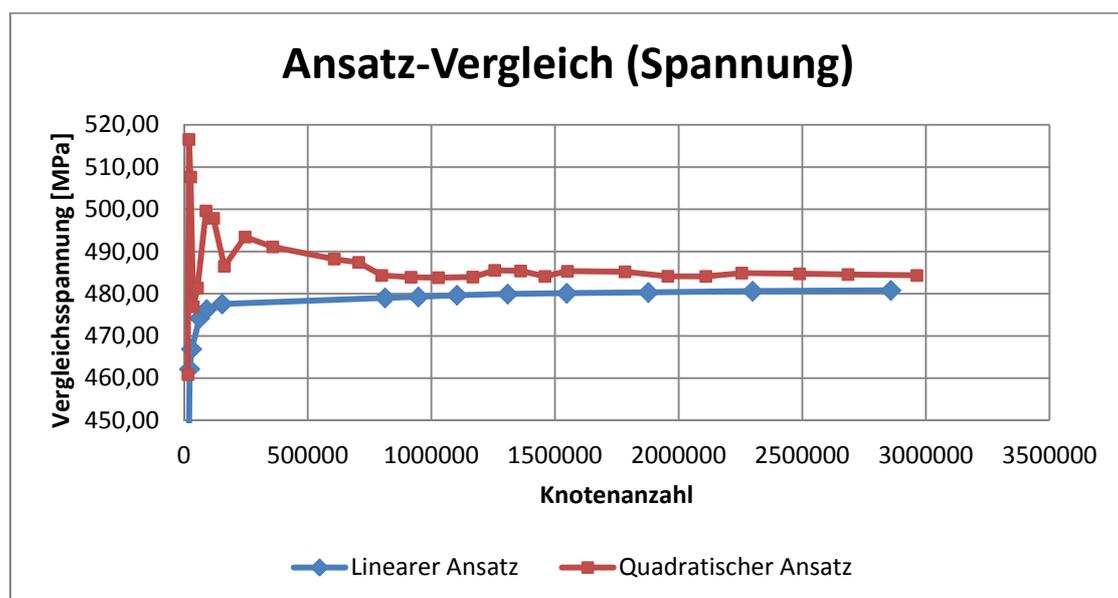


Abbildung 4-34: Ansatz-Vergleich der Spannungsergebnisse.

Der Vergleich der Spannungen zeigt für die Simulation des Festkörpergelenks, dass sich sowohl der lineare als auch der quadratische Ansatz eignet um ein konvergiertes Ergebnis zu erhalten. Im Gegensatz zum linearen Ansatz, bei dem die Ergebnisse sauber gegen einen Grenzwert konvergieren, oszilliert die Spannung bei dem quadratischen Ansatz um einen Wert. Beide Ergebnisse konvergieren allerdings bei ähnlicher Knotenanzahl. Das Spannungsergebnis für den quadratischen Ansatz ist lediglich 3,11 MPa höher als beim linearen Ansatz.

**B: kept**  
 Equivalent Stre  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 06.06.2018 20:04

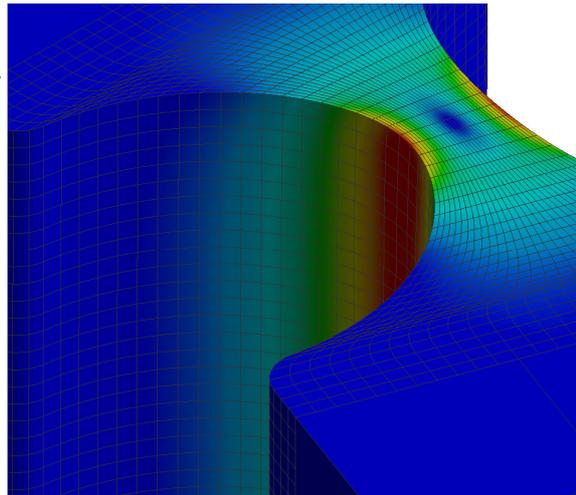
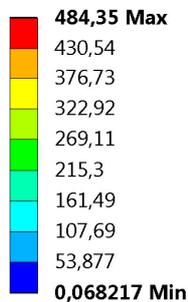


Abbildung 4-35: Spannungsschaubild für auskonvergiertes Modell mit quadratischem Ansatz.

Abbildung 4-35 zeigt die höchsten Spannungen exakt an der dünnsten Stelle des Gelenks. Die Spannungsisolinien verlaufen über die gesamte Gelenktiefe näherungsweise gerade auf einer Linie. Allerdings existiert ein Effekt in der Randzone der später näher untersucht werden soll.

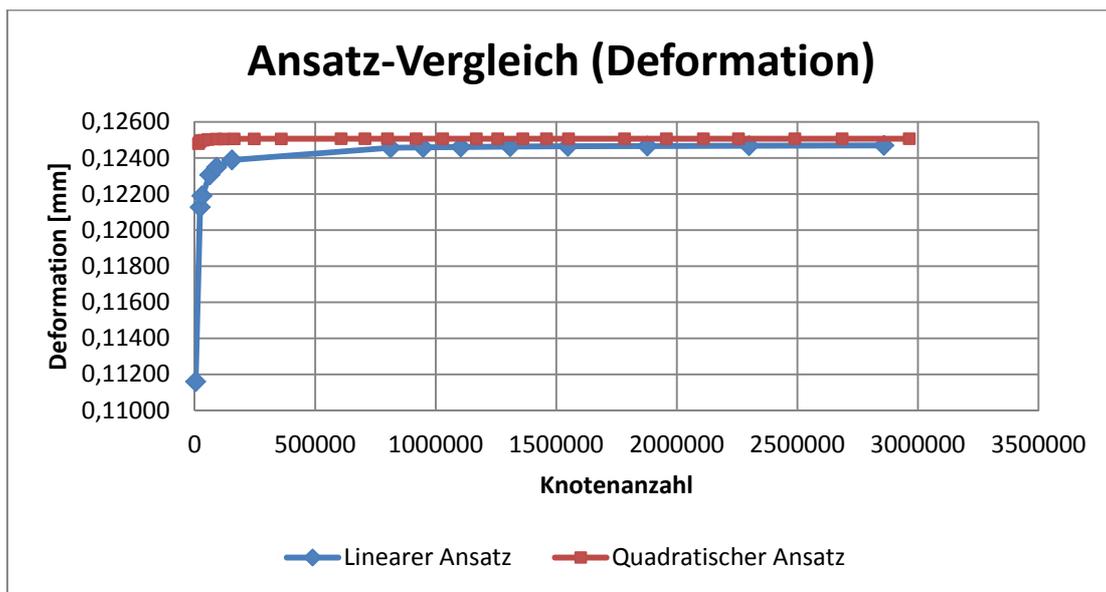


Abbildung 4-36: Ansatz-Vergleich der Deformationsergebnisse.

Analog zeigt ein Vergleich der Deformationen, dass sich sowohl linearer Ansatz als auch quadratischer Ansatz eignen, um Festkörpergelenk-Deformationen zu simulieren. Der quadratische Ansatz führt im Gegensatz zu dem linearen Ansatz allerdings zu einer deutlich frühzeitigeren Konvergenz aufgrund der besseren (quadratischen Ansatzfunktionen).

Das Deformationsergebnis für den quadratischen Ansatz ist lediglich 0,0004 mm höher als beim linearen Ansatz.

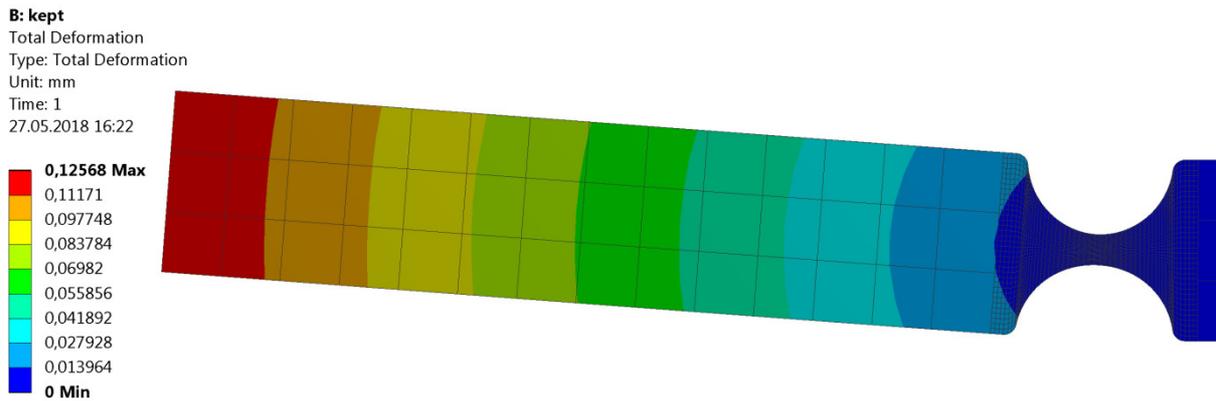


Abbildung 4-37: Deformationsschaubild für quadratischen Ansatz.

Man sieht anhand der Abbildung 4-37 die Deformation des Gelenkschenkels, welcher sich auf einer Kreisbahn um das Gelenk bewegt.

Fazit:

Als Konvergenzkriterium wurde festgelegt, dass sowohl die „Vergleichsspannung (von Mises)“ als auch die „Totale Deformation“ konvergiert sein müssen. Es eignen sich beide Methoden um ein zuverlässiges und vertrauenswürdiges Ergebnis zu erhalten. Für das exemplarische Festkörpergelenk konvergieren beide Methoden in ein sauberes Ergebnis bei einer ungefähren Knotenanzahl von ~900.000.

Tabelle 4-9: Vergleich zwischen linearem und quadratischem Ansatz.

Konvergenz (Linearer Ansatz)		Konvergenz (Quadratischer Ansatz)	
Vergleichsspannung	812865 Knoten	Vergleichsspannung	799456 Knoten
Deformation	812865 Knoten	Deformation	26705 Knoten
Berechnungsdauer	113s	Berechnungsdauer	91s

Da die Knotenanzahl direkten Einfluss auf die Größe der Steifigkeitsmatrix und damit auf die Berechnungsdauer zum Lösen des Gleichungssystems hat, unterscheiden sich die Berechnungsdauern der auskonvergierten Systeme.

Da die Ergebnisse bei dem quadratischen Ansatz ein wenig früher konvergieren (speziell bei der Deformation) und die Berechnungsdauer unter der des linearen Ansatzes liegt, wird im Folgenden mit quadratischen Elementen gerechnet. Die höhere ausgegebene Spannung kann als kleine zusätzliche Sicherheit betrachtet werden.

#### 4.4.2.4 Vergleich mit den analytischen Lösungen:

Für den Vergleich mit den analytischen Lösungen, werden die Ergebnisse der Simulation mit quadratischem Ansatz gewählt:

$$\sigma_{v,quad} = 484,35 \text{ MPa}$$

$$\Delta z_{quad} = 0,12507 \text{ mm}$$

Weiterhin gilt für kleine Winkel  $\sin \alpha = \tan \alpha = \alpha$ . Da der Hebelarm mit  $a = \left(7 + \frac{1,25}{2}\right) \text{ mm} = 7,625 \text{ mm}$  bekannt ist ergibt sich aus diesem und  $\Delta z_{quad}$  der tatsächlich aus der Kraft ergebende Auslenkwinkel:

$$R_{y,quad} = \sin^{-1} \frac{\Delta z_{quad}}{\left(7 + \frac{1,25}{2}\right) \text{ mm}} = 0,0164 \text{ rad} = 0,94^\circ \quad [4.17]$$

Mit der Entwurfsregel [4.4] kann nun erneut die zu erwartende Spannung für  $R_{y,quad}$  bestimmt werden:

$$\sigma_{max} = 0,58 * E * \sqrt{\frac{h}{D}} * R_y = 0,58 * 114000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \sqrt{0,2} * 0,0164 \text{ rad} = 485,04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [4.18]$$

Die mit den Entwurfsregeln bestimmte Spannung ist somit größer als die tatsächlich zu erwartende und genügt damit dem Anspruch für eine erste Auslegung per Hand. Die Validierung für die Richtigkeit der Entwurfsregeln für die maximale Gelenkspannung und Drehfedersteifigkeit ist an diesem Punkt abgeschlossen.

#### 4.4.3 Untersuchung der Spannungszusammensetzung im Gelenk

Die Vergleichsspannung in der Randzone soll näher betrachtet werden, dazu wird der Randzoneneffekt in Abbildung 4-38 betrachtet. Man sieht hier einen sichtbaren Einfluss auf den Verlauf der Isolinien der Vergleichsspannung bis zu einer Stegtiefe von ca. 0,25mm:

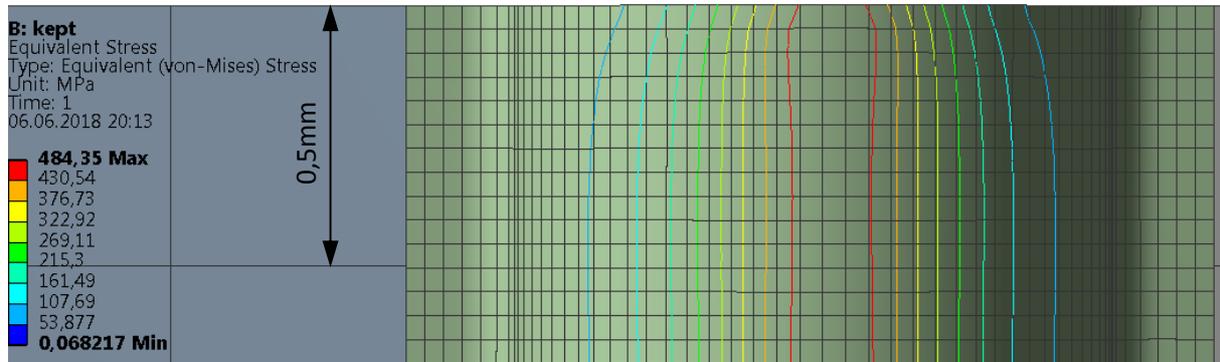


Abbildung 4-38: Isolinien der Vergleichsspannung.

Die Vergleichsspannung (von Mises) setzt sich zusammen aus Normalspannungskomponenten und Schubspannungskomponenten.

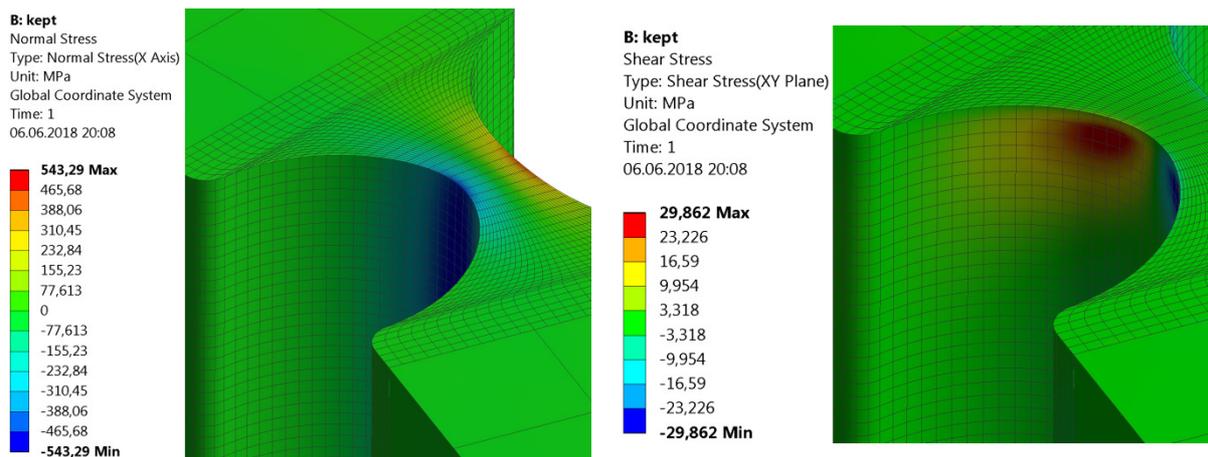


Abbildung 4-39: Komponenten der Vergleichsspannung. Normalspannung (links), Schubspannung (rechts).

Man sieht in der Abbildung 4-39 (links) wie zu erwarten eine Zug- und eine Druckzone, die an der dünnsten Stelle ihre Maxima hat. In der Abbildung 4-39 (rechts) sieht man Schubspannungsspitzen, die zu der Verzerrung der Isolinien der Vergleichsspannung führen.

Es handelt sich hierbei nicht um Singularitäten, da die Schubspannungsspitze noch abseits der scharfen Randkanten liegt und eine Abrundung der scharfen Randkante lediglich zu einem Elementwechsel, aber nicht zu einem anderen Ergebnis führt.

Die Ursache für die Schubspannungsspitzen liegt in der Unfähigkeit Materie am Rand zu bewegen, wie es über den restlichen Steg möglich ist. Weil sich die Schubspannung hier nicht abbauen lässt, entstehen Schubspannungsspitzen. Auf Abbildung 4-38 sieht man eine leichte Brückenbildung, die das Resultat der Schubspannung ist.

#### 4.4.4 Zweidimensionale Simulation:

Da es sich in erster Annäherung um ein 2D-Problem handelt, da sowohl Geometrie, als auch die angreifende Kraft auf einer Ebene beschreibbar sind, soll nun der Einfluss der Schubspannung auf die FEM-Simulation untersucht werden.

Durch eine Verlagerung in eine 2D-Simulation kann die bereits erwähnte Knotenanzahl von ~800.000 deutlich reduziert werden, und ein Erreichen einer Konvergenz bei geringerer Rechendauer ermöglicht werden.

Tabelle 4-10: Simulationsergebnisse für 2D-Modell.

Elementgröße [mm]	Knotenanzahl	Vergleichsspannung (von Mises) [Mpa]	Deformation (z) [mm]
0,2	617	529,65	0,13999
0,15	685	522,59	0,14072
0,1	800	530,21	0,14059
0,08	947	532,59	0,14063
0,05	1871	532,56	0,14066
0,02	9841	533,68	0,14066
0,01	37621	534,52	0,14066
0,005	145647	534,78	0,14066

Wie erwartet konvergiert das Ergebnis bei einer vergleichsweise sehr geringen Knotenanzahl. Man erhält in der 2D-Analyse eine deutlich höhere auskonvergierte Vergleichsspannung und analog dazu eine höhere totale Deformation.

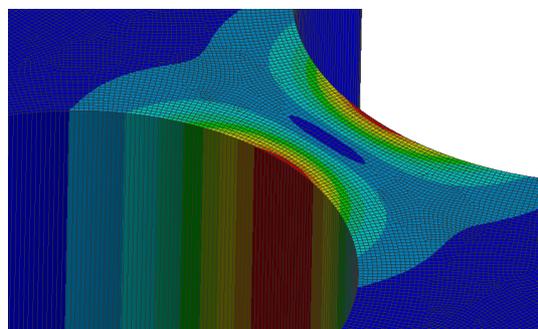


Abbildung 4-40: Vergleichsspannung bei 2D-Modell.

Die Isolinien der Vergleichsspannung auf Abbildung 4-40 verlaufen im 2D-Fall gerade über die gesamte Stegtiefe. Abhängig von dem Verwendungszweck des Gelenks, genügt die 2D-Simulation für eine Auslegung von Festkörpergelenken, da man aufgrund der hohen ausgegebenen Spannung immer eine automatische Sicherheit erhält. Sie führt aber nicht zu einem realistischen Spannungsergebnis, da die Schubspannung nicht richtig simuliert wird.

Im Falle von komplexen Geometrien (z.B. Sensorhalterung, welche dreidimensional beansprucht wird) ist die 2D-Simulation generell nicht ausreichend, da das spätere Modell verschiedene orientierte Geometrien im 3D-Raum besitzt und als gesamtes Modell simuliert werden soll bzw. die Möglichkeit dazu besitzen soll.

Bei Betrachtung der Normalspannungen und Schubspannungen auf Abbildung 4-41 ist direkt zu erkennen, dass die Isolinien ebenfalls gerade über die gesamte Stegtiefe verlaufen. Dies widerspricht den Schubspannungsspitzen, die in der 3D-Analyse nachgewiesen worden sind und führt einer nicht der Realität entsprechenden Spannungsverteilung.

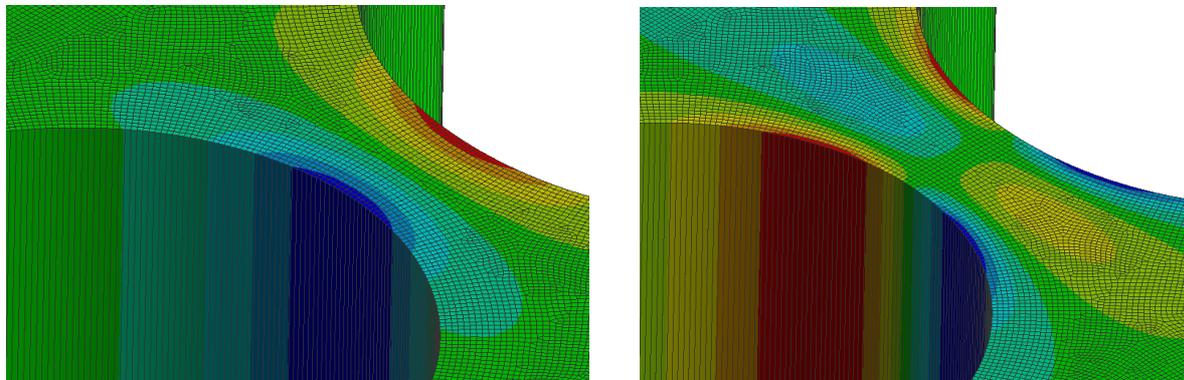


Abbildung 4-41: Normalspannung (links) und Schubspannung (rechts) im 2D-Modell.

Eine Annäherung an den 2D-Fall im 3D-Modus von ANSYS soll Bestätigung schaffen. Hierbei wird analog zu dem Vorgehen des 2D-Analysis-Tools von ANSYS von einer linearen Proportionalität zwischen der Stegtiefe und der benötigten angreifenden Kraft für eine spezifizierte Winkelauslenkung ausgegangen. Ausgehend von den Startwerten  $t = 5\text{mm}$  und  $F = 3,39\text{N}$  ergibt sich dann für eine Stegbreite  $h = 0,25\text{mm}$ :

Tabelle 4-11: Annäherung an das 2D-Modell mit einem 3D-Modell.

Skalierungsfaktor	Stegtiefe [mm]	Kraft [N]	Vergleichsspannung (von Mises) [Mpa]
1	5,000	3,3915	477,56
0,9	4,500	3,0523	478,38
0,8	4,000	2,7132	479,40
0,7	3,500	2,3740	480,70
0,6	3,000	2,0349	482,44
0,5	2,500	1,6957	484,90
0,4	2,000	1,3566	488,60
0,3	1,500	1,0174	494,49
0,2	1,000	0,6783	503,59
0,1	0,500	0,3391	516,41
0,05	0,250	0,1696	529,03
0,025	0,125	0,0848	531,19
0,02	0,100	0,0678	532,09
0,01	0,050	0,0339	529,23
0,005	0,025	0,0170	529,29
0,0025	0,013	0,0085	529,31

Da die Spannung gegen einen ähnlich hohen Wert konvergiert, sind die Ergebnisse von 2D- und 3D-Simulation vergleichbar. Der Tabelle ist außerdem zu entnehmen, dass die Randzoneneffekte mit kleiner werdender Stegtiefe stärkeren Einfluss auf die Spannung haben und sich so der 2D-Simulation annähern.

#### 4.4.5 Torsionseinflussanalyse

In der Anforderungsliste ist der Wunsch (10) aufgeführt, der ein Auftreten von parasitären Bewegungen verbietet, die das Ausrichten stark erschweren.

In der Konstruktion des Sensorhalters wird versucht die Kraft (Schraubenkraft) in der Mitte des Gelenks angreifen zu lassen, deshalb wird hier durch eine aus Fertigungsungenauigkeiten resultierende außermittige Kräfteinleitungsstelle simuliert. Es soll daher auch der Torsionseinfluss durch diese außermittige Kräfteinleitungsstelle am Gelenk untersucht werden.

Hierzu wird das bereits bestehende Modell verwendet. Die Randbedingungen ändern sich hierbei nur in Hinblick auf die angreifende Kraft. Um einen Vergleich beizubehalten, ändert sich der Betrag der Kraft nicht, sondern lediglich die Kraftresultierende (und damit der Angriffspunkt).

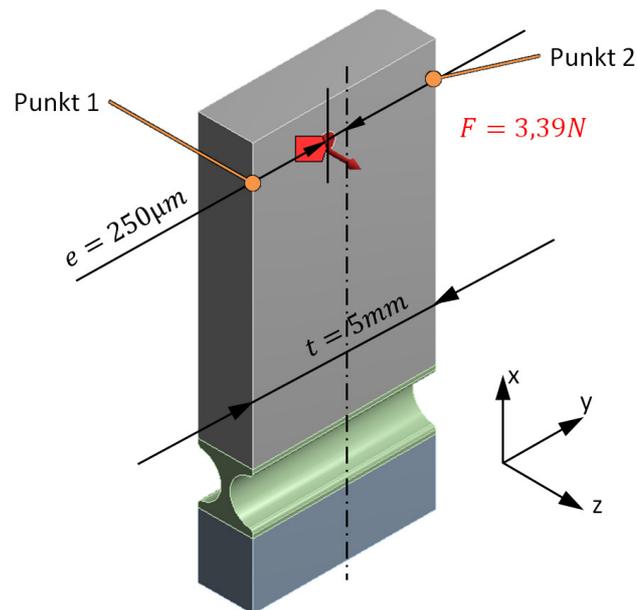


Abbildung 4-42: Exzentrisch wirkende Kraftresultierende auf dem Gelenkschenkel.

Eine realistische Exzentrizität durch Fertigungsungenauigkeiten liegt bei einigen hundertstel  $\mu m$ . Um auch eine hohe Fertigungsungenauigkeit mit dieser Untersuchung abzudecken, wird mit einer Exzentrizität  $e = 250\mu m$  simuliert, wie auf Abbildung 4-42 dargestellt.

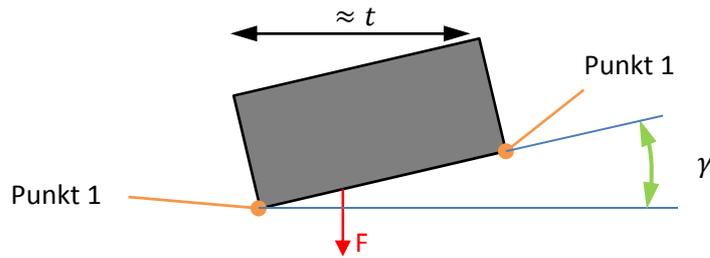


Abbildung 4-43: Torsionswinkel Gamma.

Durch die unterschiedlichen Auslenkungen der Punkte 1 und 2 in Krafrichtung (s. Abbildung 4-43) kann der Torsionswinkel  $\gamma$  bestimmt werden. Da die Spannung an dieser Stelle keine Relevanz hat, kann mit einem Modell gerechnet werden, bei welchem nur die Deformationen auskonvergiert sind. Als weitere Randbedingung gilt nach wie vor ein gewünschter Auslenkwinkel von  $1,0^\circ$ . Diesem wird sich für eine Vergleichbarkeit wieder für eine Tiefe  $t = 5\text{mm}$  durch eine Kraft von  $F = 3,39\text{N}$  angenähert.

Der Torsionswinkel  $\gamma$  bestimmt sich für die hier kleinen Winkel durch:

$$\sin \gamma = \tan \gamma = \gamma = \frac{\Delta P_{1-2}}{t} \quad [4.19]$$

Tabelle 4-12: Punktverschiebungen und Winkelbestimmung.

Tiefe [mm]	Kraft [N]	$\Delta P_1$ [mm]	$\Delta P_2$ [mm]	$\Delta P_{1-2}$ [mm]	$\gamma$ [°]
5,0	3,39	0,12515	0,12483	0,00031	0,0036
4,5	3,05	0,12541	0,12510	0,00031	0,0039
4,0	2,71	0,12572	0,12542	0,00030	0,0043
3,5	2,37	0,12611	0,12581	0,00030	0,0049
3,0	2,03	0,12661	0,12631	0,00030	0,0058
2,5	1,70	0,12730	0,12699	0,00031	0,0070
2,0	1,36	0,12831	0,12799	0,00031	0,0090
1,5	1,02	0,13000	0,12966	0,00034	0,0128
1,0	0,68	0,13330	0,13292	0,00038	0,0216

Durch geeignete Parametrisierung der Dicke und Kraft wird in der

Tabelle 4-12 gezeigt, dass mit abnehmender Tiefe der auftretende Torsionswinkel größer wird.

Da eine Mindest-Stegtiefe von 1,5mm bereits durch die Nutentiefe des Spannrings festgelegt worden ist und zusätzlich noch ermittelt wurde, dass ab einer Stegtiefe von 2,0mm oder weniger die Randzoneneffekte negativen Einfluss auf die Spannung besitzen, ist die Untergrenze für diese Untersuchung die Stegtiefe  $t = 3,0\text{mm}$ .

Setzt man die Torsionswinkel in Relation zum Auslenkwinkel (der näherungsweise  $1,0^\circ$  sein soll) kann man die Aussage treffen, dass der höchste anzunehmende Torsionswinkel  $\gamma = 0,0058^\circ$  einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Justierung von Hand hat.

Der Torsionseinfluss ist damit hinreichend untersucht und wird im nachfolgenden nicht weiter verfolgt. Da die Steifigkeit mit zunehmenden  $\beta$  zusätzlich um die Torsionsachse steigen würde, wird festgelegt, dass  $\beta$  nachfolgend nicht reduziert werden darf.

Im Gegensatz zu einer Bewegung in x-Richtung (welche stattfindet und parasitär ist, jedoch keinen Einfluss auf die relativen Messungen des Interferometers hat), hat die beschriebene Torsionsbewegung genau wie eine mögliche Bewegung in y-Richtung einen negativen Effekt.

Eine Bewegung in y-Richtung bei dem Verstellen des Winkels um  $1,0^\circ$  soll daher nur im Rahmen der aktuellen Fertigungsungenauigkeit möglich sein und diese nicht übertreffen.

**Tabelle 4-13: Parasitäre Bewegungen in x- und y-Richtung.**

<b>Tiefe [mm]</b>	<b>Kraft [N]</b>	<b>Parasitäre Bewegung (x) [mm]</b>	<b>Parasitäre Bewegung (y) [mm]</b>
5,0	3,39	0,01237	0,00005
4,5	3,05	0,01240	0,00005
4,0	2,71	0,01243	0,00006
3,5	2,37	0,01246	0,00006
3,0	2,03	0,01251	0,00007
2,5	1,70	0,01258	0,00009
2,0	1,36	0,01267	0,00012
1,5	1,02	0,01284	0,00017
1,0	0,68	0,01316	0,00027

Tabelle 4-13 zeigt steigende parasitäre Bewegungen in x- und y-Richtung mit abnehmender Tiefe des Gelenks.

- Es sind parasitäre Bewegungen in x-Richtung zu sehen, jedoch sind diese für die Funktion der Interferometer irrelevant.
- Die parasitären Bewegungen in y-Richtung sind lediglich im Nanometerbereich vorhanden und können damit vernachlässigt werden.

Der Wunsch (10), der ein Auftreten von parasitären Bewegungen verbietet, die das Ausrichten stark erschweren, ist also ohne weiteres durch Festkörpergelenke realisierbar.

## 4.5 Simulation der Sensorhalterung

### 4.5.1 Modelladaption

Ausgangslage für die Simulation ist die korrigierte Version der Sensorhalterung (s. Abbildung 4-44). Hierbei wurden die Vorspannungswinkel auf den korrekten Wert angepasst.

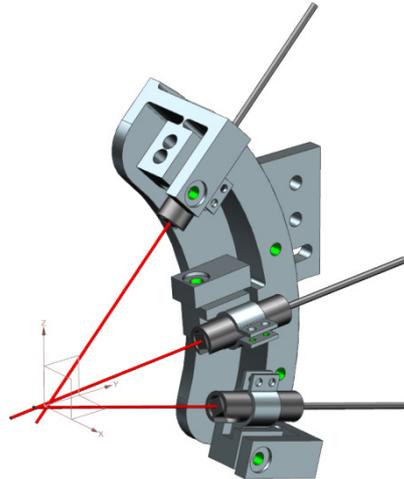


Abbildung 4-44: Korrigierte Sensorhalterung.

Für die Simulation muss die Konstruktion zunächst angepasst werden. Da ausschlaggebende Ergebnisse im Bereich der Gelenkkonturen (Spannungstechnisch und Schwingungstechnisch) liegen, können die meisten Gewinde- und Schrauben-Geometrien vernachlässigt werden. Für ein Einhalten der für die Schwingungsanalyse wichtigen, korrekten Masse, werden daher die meisten Schraubenpositionen mit Material gefüllt (wie in Abbildung 4-45 zu sehen).

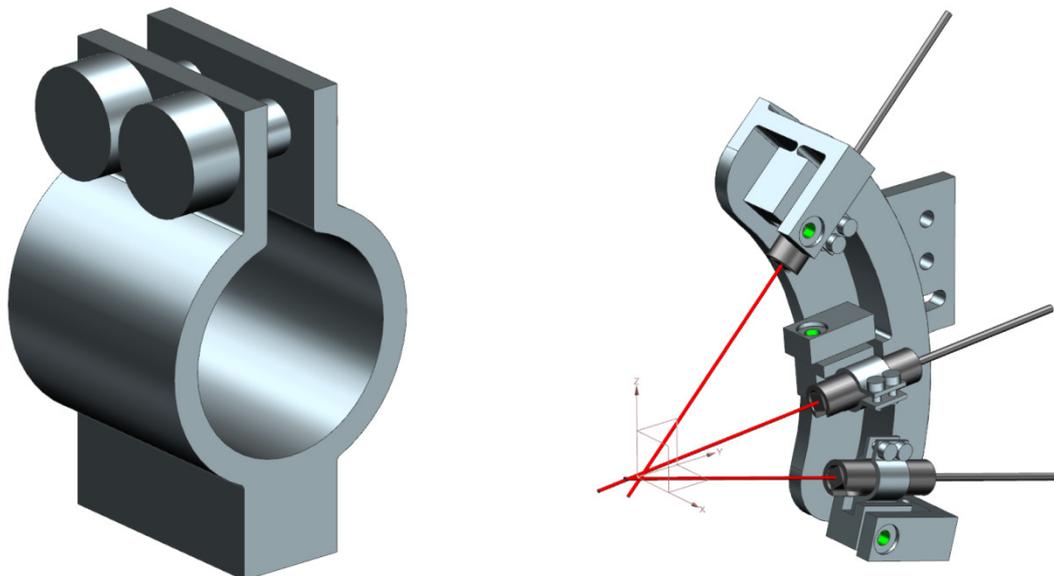
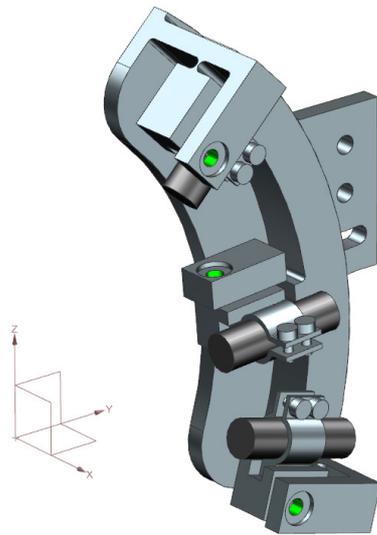


Abbildung 4-45: Schraubenpositionen mit Material gefüllt.

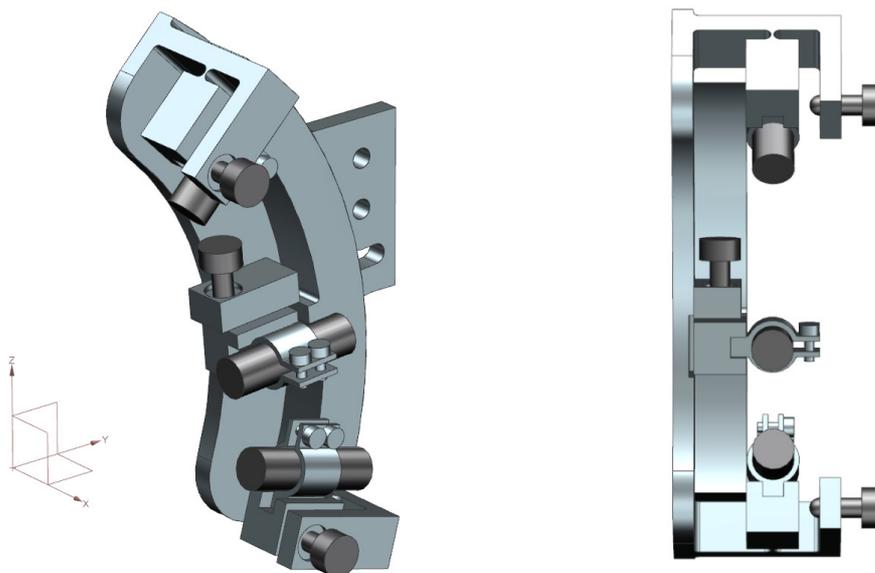
Für ein korrektes Modell ist die Einhaltung der richtigen Massen wichtig, darum erhalten die Ersatzkörper der Sensorköpfe (siehe Abbildung 4-46) gleiche Volumina und eine entsprechende Materialzuweisung, aus der sich die tatsächliche Masse (1,3g) ergibt. Diese notwendige Dichte  $\rho$  wird berechnet aus:

$$\rho_{\text{Ersatzmaterial}} = \frac{m}{V} = \frac{0,0013\text{kg}}{\frac{\pi}{4} * 4\text{mm}^2 * 13\text{mm}} = 7958 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad [4.20]$$



**Abbildung 4-46: Modell mit angepassten Sensorköpfen mit Ersatz-Dichte und -Gewicht.**

Die Implementation der Stellschrauben (s. Abbildung 4-47) bildet hierbei eine Ausnahme, da diese wichtig für die Simulation sind.



**Abbildung 4-47. Implementation der Stellschrauben.**

Die korrekte Position der Stellschraubenspitze ist hierbei sehr wichtig, um später die richtigen Kontaktbedingungen simulieren zu können. Als Materialzuweisung für die Schrauben wird Edelstahl gewählt.

#### 4.5.2 Randbedingungen

Für die Simulation der kompletten Sensorhalterung müssen zunächst Randbedingungen formuliert werden:

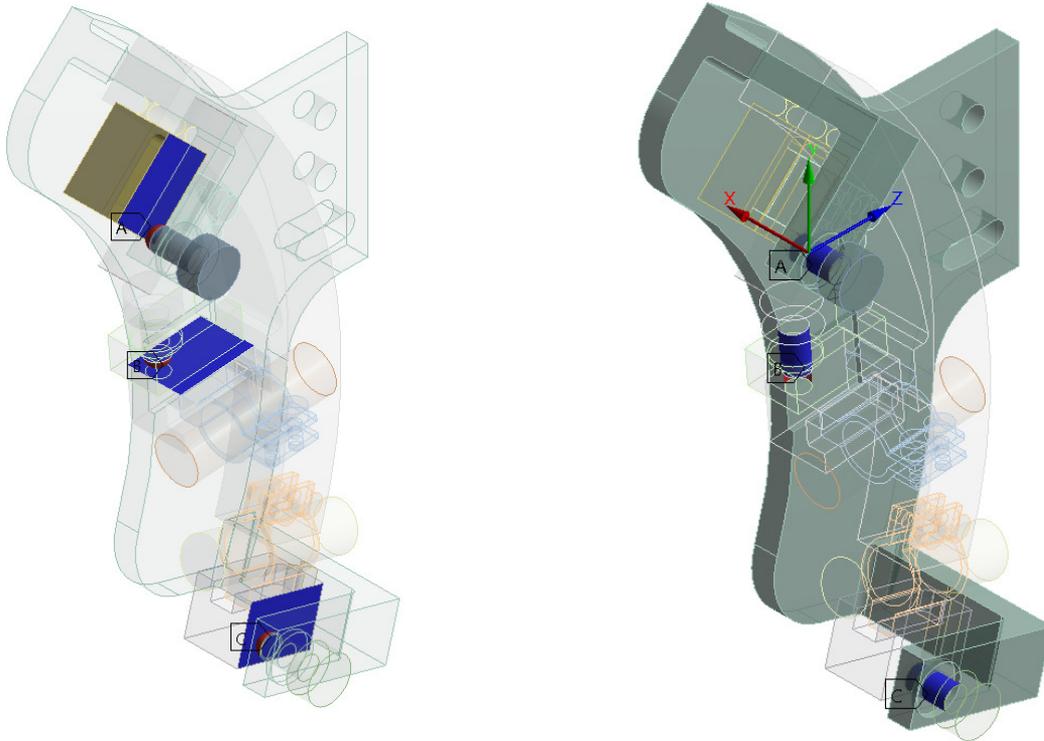


Abbildung 4-48: Kontaktbedingungen zwischen Schrauben und Gelenkschenkeln (links) bzw. Joints (rechts).

Abbildung 4-48 (links) zeigt die definierte Kontaktbedingung zwischen den Schrauben (genauer: Kugelspitzen) als rote Fläche und den Gelenkschenkeln als blaue Fläche als reibungslosen Kontakt. Dieser führt zu einer Auslenkung des Gelenkschenkels, sobald die Schraube diesen berührt. Da die Reibung durch die Kugelspitze schon minimiert und nicht weiter von Interesse ist, wird diese vernachlässigt.

Für die Bewegung der Stellschrauben in Relation zu den dafür vorgesehenen Gelenken werden translatorisch Führungen (Joints) definiert (Abbildung 4-48 (rechts)). Die Schrauben können sich dabei ausschließlich in die festgelegte Richtung bewegen (hier bei A zu sehen: x-Richtung).

**A: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s  
29.06.2018 15:06

- A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- B** Fixed Support
- C** Joint - Displacement 2: 1,1244 mm
- D** Joint - Displacement: 1,1244 mm

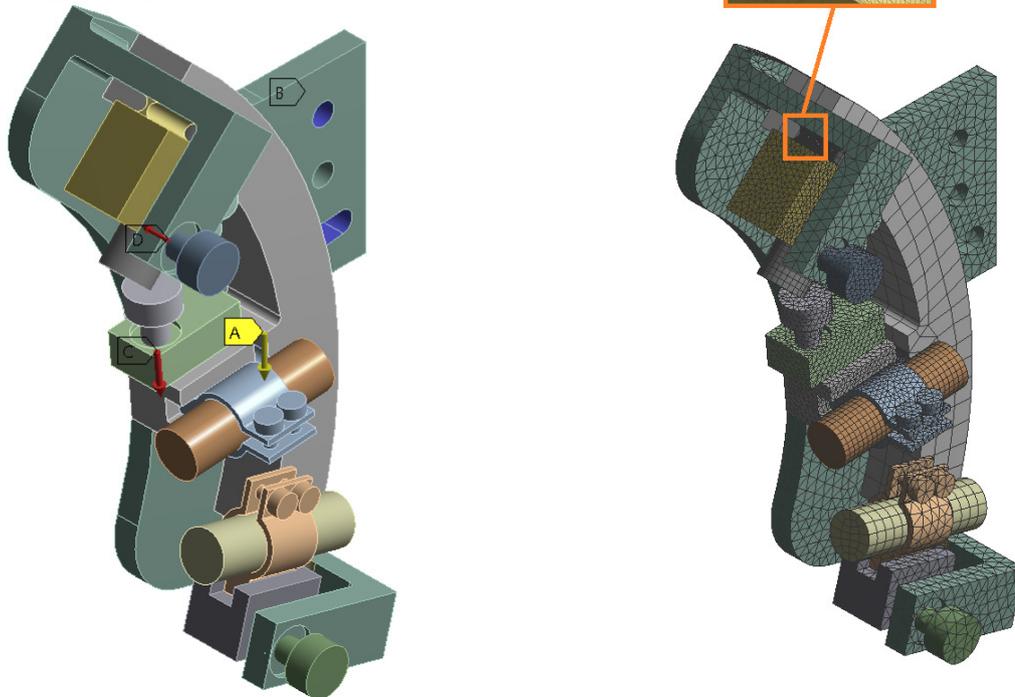


Abbildung 4-49: Randbedingungen (links) und Vernetzung (rechts).

Die weiteren Randbedingungen sind Erdbeschleunigung (A), eine feste Einspannung (B), sowie die Joint-Verschiebungen (C) und (D) um den Betrag, der für eine Auslenkung von **1,0°** notwendig ist (hier: 1,1244mm), wie in Abbildung 4-49 zu sehen ist.

Die Vernetzung wurde in 4.4.2 ausreichend beschrieben, allerdings wird aufgrund der nicht-linearen Rechnung und des komplexeren Modells (speziell die Gelenke und Kontaktflächen dürfen nicht grob vernetzt sein) darauf verzichtet die Gelenke genauso fein zu vernetzen. Die Netzfeinheit ist allerdings für eine Konvergenz von Spannung und Deformation ausreichend.

### 4.5.3 Spannungsanalyse

Für die Spannungssimulation können die Gelenke separat gerechnet werden. Gelenk (I) und Gelenk (III) sind hierbei identisch und müssen nicht doppelt gerechnet werden.

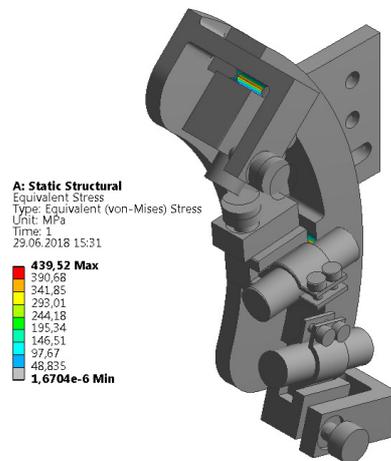


Abbildung 4-50: Spannungsschaubild das gesamte Modell.

Abbildung 4-50 zeigt, dass wie zu erwarten war keine großen Spannungen außerhalb der Gelenke auftreten.

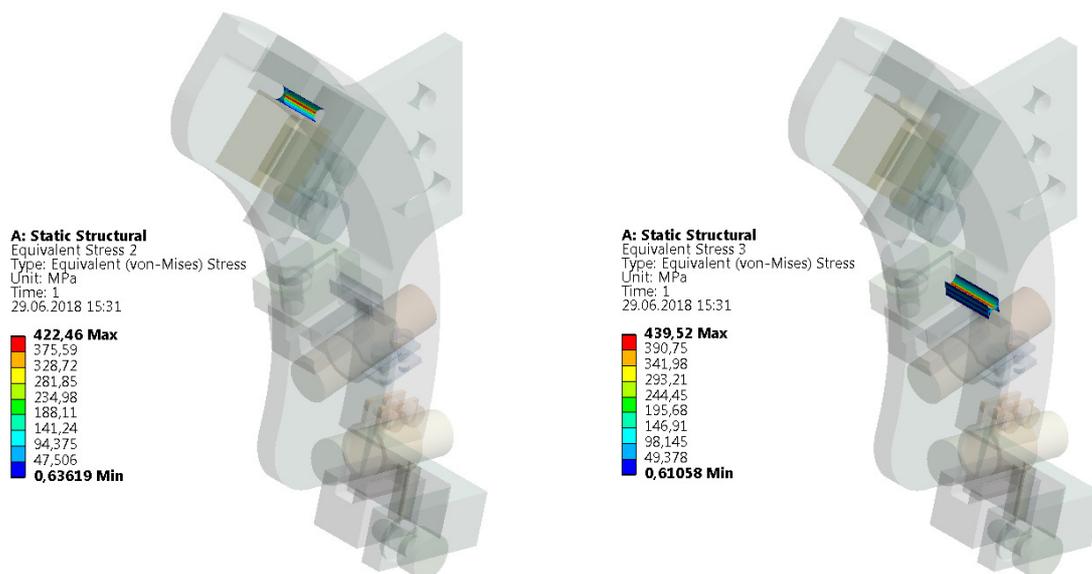


Abbildung 4-51: Spannungen in Gelenk (I) (links) und (II) (rechts).

Vergleicht man nun die Spannungen zwischen den beiden ausgelenkten Gelenken (I) und (II), sieht man eine höhere Spannung im Gelenk (II). Die Kräfte im Joint (bzw. analog die Kräfte die in der Schraube wirken würden (in axialer Richtung)) spiegeln dieses Ergebnis wieder:

$$F_{Gelenk(I)} = 2,96N$$

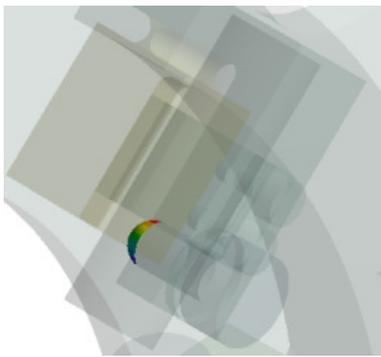
$$F_{Gelenk(II)} = 3,22N$$

Aufgrund der sehr geringen Schraubenkräfte, entfallen diesbezügliche Berechnungen, und es besteht die Option einer Verwendung von kleineren Schrauben (z.B. M1,6 Feingewinde-Schrauben) um die Verstellgenauigkeit zu erhöhen.

Eine Betrachtung der Spannungen und Deformationen am Beispiel von Gelenk (I) an den für die Gelenkauslenkung relevanten Stellen liefert eine Erklärung für die einerseits niedrigen Spannungen (laut Kapitel 4.2.2 ist mit  $\sim 484\text{MPa}$  zu rechnen) und andererseits im Vergleich zu Gelenk (II) für die unterschiedlichen Beträge der maximalen Spannung.

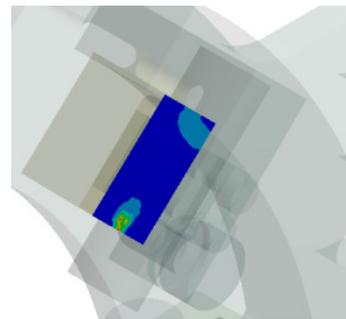
Die beteiligten Stellen sind hierbei auf der nachfolgenden Abbildung 4-52 zu sehen:

- Schraubenspitze:



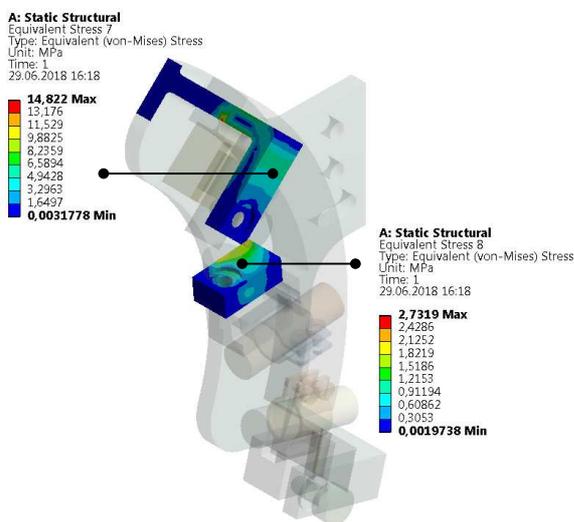
Vergleichen mit der gewünschten Bewegung von 1,1244mm, bewegt sich die Schraubenspitze auf x nur 1,120mm. Es gehen also laut Simulation mehr als  $4\mu\text{m}$  durch die elastische Verformung der Schraubenspitze verloren.

- Gelenkschenkelfläche:



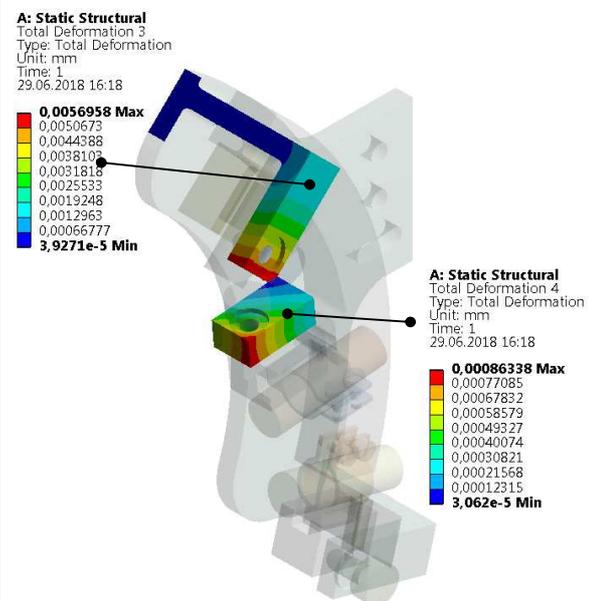
Betrachtet man die Gelenkschenkelfläche sind an der Kontaktstelle auch Materialverformungen zu sehen, welche elastische Verformung im Schenkel durchführen, statt im Gelenk.

- Jointstelle (I) und (II) – Spannung



Man erkennt sehr geringe Spannungen in den Jointstellen.

- Jointstelle (I) und (II) - Deformation



Der Kragarm verformt sich deutlich mehr als der Block ( $4\mu\text{m}$  gegenüber  $0,55\mu\text{m}$  an Stellschraubenposition). Durch diese unterschiedliche Nachgiebigkeit lässt sich die unterschiedliche Spannung erklären.

Abbildung 4-52: Schraubenspitze, Gelenkschenkelfläche und Jointstellen.

#### 4.5.4 Schwingungsanalyse

Forderung 13 aus der Anforderungsliste besagt, dass die Konstruktion keine Eigenfrequenzen haben darf, die kleiner als 600 Hz sind.

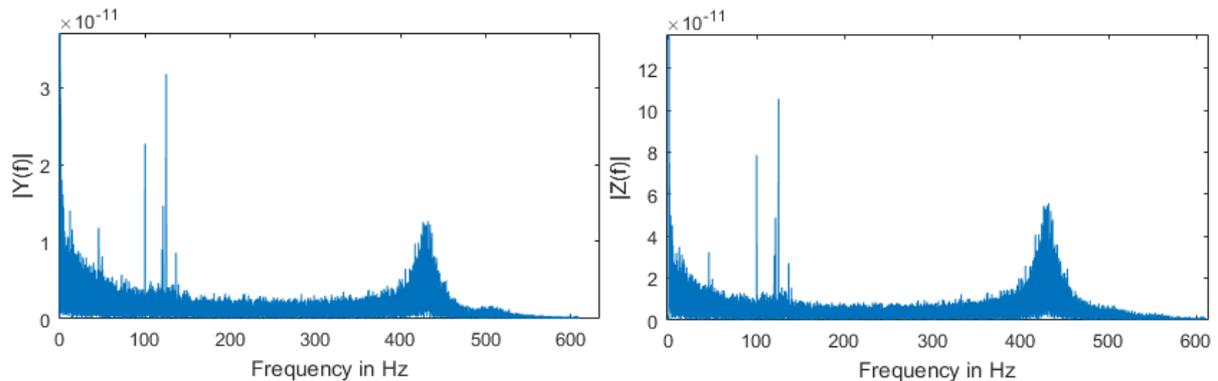


Abbildung 4-53: Frequenzspektrum für y- und z-Koordinate in Probenumgebung. [20]

Abbildung 4-53 zeigt ein Frequenzspektrum, welches durch interferometrische Messungen und anschließender FFT erzeugt wurde. Es ist hier erkennbar, dass die Konstruktion schwingungstechnisch stabil ist, wenn die erste Eigenfrequenz der Konstruktion bei über 600 Hz liegen würde.

Die Konstruktion wird durch Modalanalysen auf Eigenfrequenzen untersucht, um eventuell notwendige Stellen zu finden, die versteift werden müssen. Dies geschieht mit drei verschiedenen Varianten:

- Modalanalyse ohne Vorspannung:

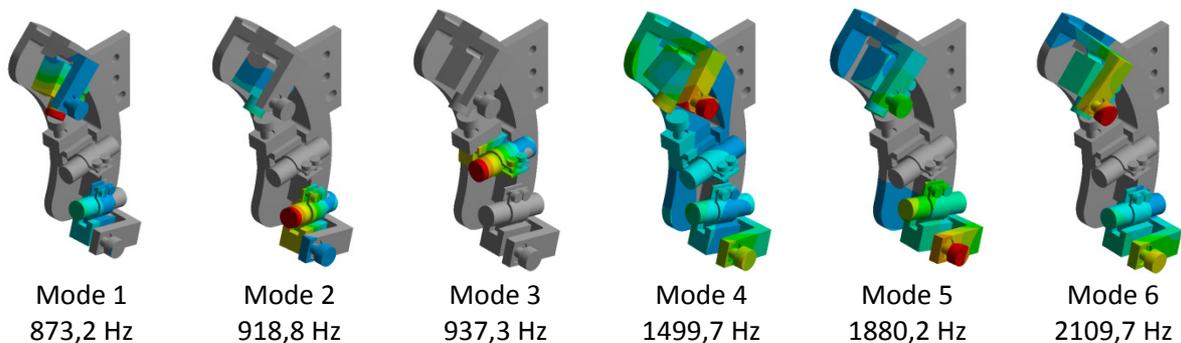


Abbildung 4-54: Modalanalyse des Modells (bis Mode 6).

Die Moden 1, 2 und 3 aus Abbildung 4-54 stellen die Eigenformen der einzelnen Gelenke dar. Da diese die geringste Steifigkeit aufweisen, sind die Eigenfrequenzen am niedrigsten. Nachfolgende Moden sind nicht sonderlich interessant, da die geringste Eigenfrequenz mit 873,2 Hz deutlich über der größten gestatteten Erregerfrequenz (600 Hz) liegt. Bei den hier dargestellten Moden 4, 5 und 6 schwingen z.B. speziell die Kragarme (womit sie die schwingungsempfindlichste Struktur nach den Gelenken sind).

Aus dem Zusammenhang  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$  ergibt sich bei dieser Konstruktion die Möglichkeit die Steifigkeit der Festkörpergelenke zu erhöhen, um die Eigenfrequenzen dieser zu erhöhen.

- Modalanalyse mit Vorspannung:

Da die Sensorhalterung unter der Annahme idealer Fertigung mit einer Gelenkauslenkung von  $0,5^\circ$  (damit in Nulllage) verwendet werden würde, wird noch einmal die Modalanalyse unter Vorspannung simuliert. Hierzu wird dasselbe Moment auf das Gelenk appliziert, welches über das Joint auf die Gelenkschenkelfläche kommt.



Abbildung 4-55: Moden für Gelenk (I) und (II) bei Vorspannung ohne Kontakt.

Ein großer Einfluss dieser Moden (s. Abbildung 4-56) ist aber nicht realistisch, da die Richtung des Eigenvektors dahin zeigt, wo sich die Schraube befinden würde. Darum wird nun noch einmal ein anderer Ansatz dargestellt. Die nachfolgende alternative Betrachtung ist allerdings nur dann gültig, wenn folgende Annahme eingehalten wird:

**Die Schraubenspitze ist mit der Gelenkschenkelfläche dauerhaft in Kontakt und es findet keine Ablösung von Schraubenspitze zu Gelenkschenkelfläche statt.** (Die Gültigkeit dieser Annahme hängt von den ins System kommenden Größen ab, und ist schwer zu verifizieren. Unter Kenntnis der Größen könnte eine transiente Schwingungsanalyse Sinn machen. Darauf wird hier jedoch verzichtet, da die Größen nicht bekannt sind).



Abbildung 4-56: Moden für Gelenk (I) und (II) unter Vorspannung mit Kontakt.

Die Moden, bei denen die Gelenke (I) und (II) nun für sich schwingen existieren aufgrund der Kontaktbedingung nicht mehr. Wie man bei Abbildung 4-56 sieht, sind die niedrigsten Moden solche bei denen ein Teil der gesamten Sensorhalterung schwingt.

Die Schwingungsanalyse zeigt, dass die Eigenfrequenzen der Konstruktion hoch genug sind, um nicht von vorhandenen Erregerfrequenzen angeregt zu werden. In Hinblick auf Schwingungsoptimierung besteht also kein Bedarf zur Änderung. Die Option die Gelenke ein wenig steifer zu machen, um die Eigenfrequenzen zu erhöhen, besteht allerdings trotzdem.

## 5. Anleitung (Montage und Justierung)

### 5.1 Montageanleitung

Der Zusammenbau geschieht bei beiden Primärkörpern getrennt voneinander:

- Einsetzen der Sensorköpfe in die Spannhülsen und durch Verschrauben unter Spannung setzen.
- Einsetzen und Verschrauben der Spannhülsen samt Sensorköpfe in die vorgesehenen Nuten.
- Beide Primärkörper der Sensorhalterung miteinander verbinden.
- Montieren auf die Lineartische.

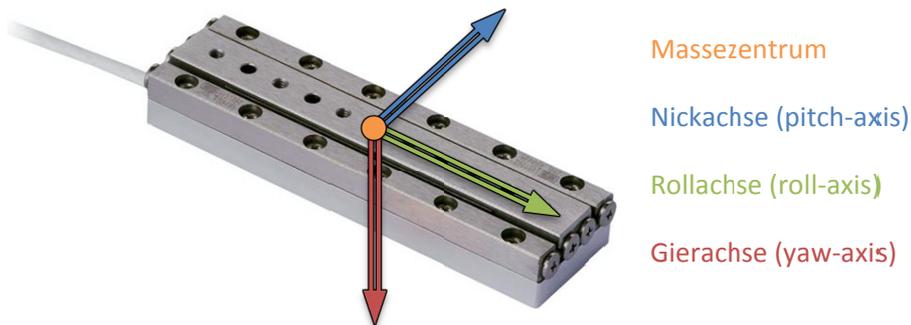


Abbildung 5-1: Wirkende Momente auf Lineartisch. [21]

Abbildung 5-1 zeigt die möglichen auf den Lineartisch wirkenden Momente.

Montagehinweis:

- Bei jedem Montageschritt ist auf vorsichtige Handhabe durch den Anwender zu achten. Die Lineartische sind nur für begrenzte Roll-, Gier- und Nickmomente ausgelegt.

## 5.2 Kinematic Mount

Da die Probenhalterung reproduzierbar aus dem Versuchsaufbau entfernt und wieder eingefügt werden soll, muss der hierfür verwendete Körper zunächst beschrieben werden. Das Kinematic Mount dient im Endeffekt dazu einen Körper (hier: Probenhalterung) mit hoher Wiederholgenauigkeit an dieselbe Stelle zu positionieren.

Es gibt hierbei eine Vielzahl an Möglichkeiten zur Realisierung dieser genauen Positionierung. Im Prinzip erfüllt das Kinematic Mount hier seine Funktion sobald alle translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade gesperrt sind (vgl [22]).

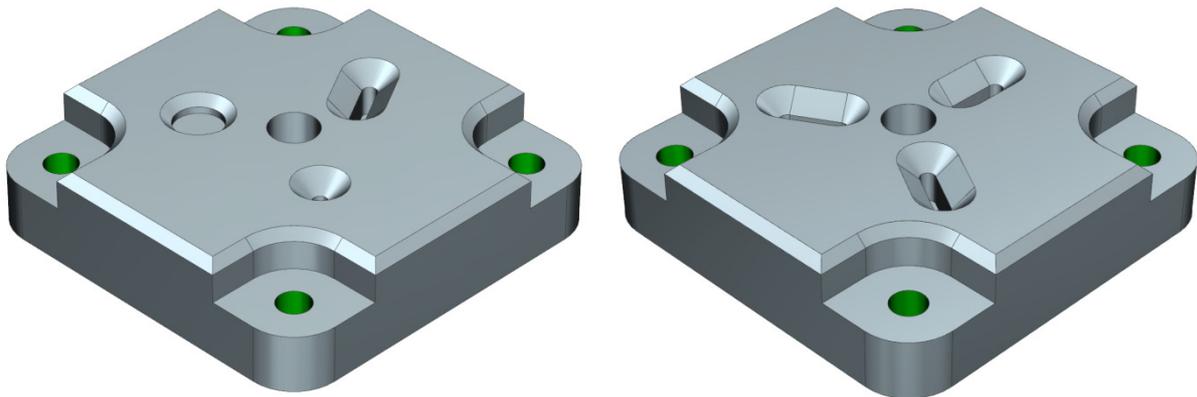


Abbildung 5-2: Kinematic Mount (Variante 1 und 2).

Abbildung 5-2 zeigt zwei mögliche Varianten für Kinematic Mounts. Beide führen zum selben Ergebnis: Sie sperren sämtliche räumliche Freiheitsgrade und führen zu einer sehr hohen Wiederholgenauigkeit bei der Platzierung der Probenhalterung. Beide haben für die gleiche Probenhalterung nur eine zulässige Position, allerdings hat die linke Variante den Vorteil, dass aufgrund der nicht identischen Kontaktstellen die Probenhalterung nicht unbeabsichtigt um  $120^\circ$  versetzt zu dem vorherigen Einsetzen eingesetzt werden kann. Nachfolgende Erläuterungen basieren deswegen auf der linken Variante.

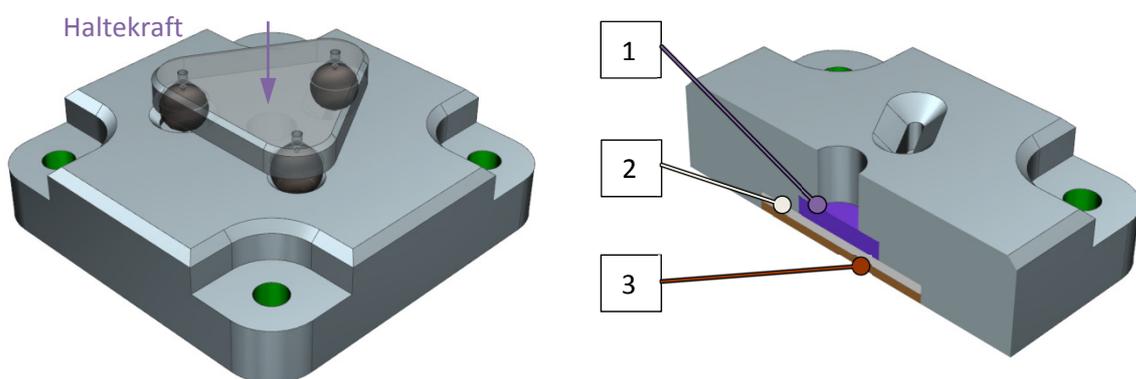
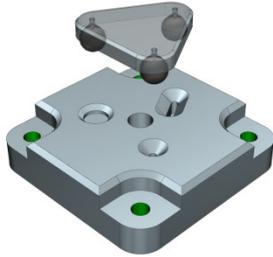


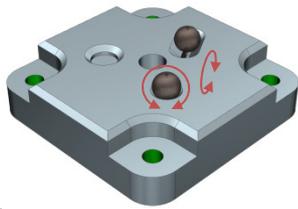
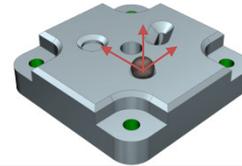
Abbildung 5-3: Haltekraft-Erzeugung.

Um eine Probenhalterung wirklich fest in ein Kinematic Mount positionieren zu können, muss idealerweise eine Haltekraft (s. Abbildung 5-3) wirken. Diese Kraft wird durch einen Neodym-Magneten (1) realisiert, welcher durch eine PVC-Trennplatte (2) von einer Scheibe Mu-Metall (3) getrennt wird. Das Mu-Metall dient hierbei der Abschirmung der Scannertische vom Magnetfeld. Die Kraft des Magneten wirkt dann auf ein magnetisches Gegenstück in der Probenhalterung.



- Zu Beginn der Positionierung sind alle drei translatorischen und alle drei rotatorischen Freiheitsgrade frei.
- Der Vorteil dieser Kinematik-Mount Variante liegt nun in der exakt wiederholbaren Eliminierung der einzelnen Freiheitsgrade.

- Die konische Senkbohrung ist Ausgangspunkt für die gleichzeitige **Sperrung** aller drei translatorischen Freiheitsgrade.



- Die V-Nut dient zur **Sperrung** von zwei rotatorischen Freiheitsgraden.

- Die ebene Fläche dient der **Sperrung** des letzten verbliebenen rotatorischen Freiheitsgrades.

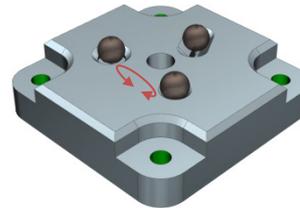


Abbildung 5-4: Schrittweises Einsetzen einer Halterung in das Kinematic Mount.

Abbildung 5-4 zeigt wie die räumlichen Freiheitsgrade schrittweise gesperrt werden. Für das Kinematic Mount kommen als Materialien grundlegend sämtliche harten Keramiken sowie Edelstähle und Titan in Frage, die ansonsten keine besonderen Eigenschaften erfüllen müssen, da die wirkenden Kräfte resultierend aus dem Magneten sehr gering sind. Anforderungen entstehen höchstens in Bezug auf die Fertigung in Hinblick auf Maßhaltigkeit und Form- und Lagetoleranzen.

## 5.3 Justierungsanleitung

Für den Anwender ist wichtig, dass das Ausrichten der Interferometerachsen auf den Retroreflektor-Mittelpunkt schnell und einfach geht. Darum wurde eine Anleitung zur Grob- und Feinjustierung erstellt.

### 5.3.1 Grobjustierung über Fadenkreuzmount

Mithilfe der Pilotlaser-Funktion der Picoscale-Steuerungseinheit ist es problemlos möglich mit einem geeigneten Referenzkörper die Grobjustierung durchzuführen.

Hierzu wird ein Hilfskörper konstruiert der die Grobjustierung ermöglicht. Dieser Hilfskörper in Form eines Fadenkreuz-Mounts wird anstelle des Mounts platziert, auf dem der Retroreflektor sitzt.

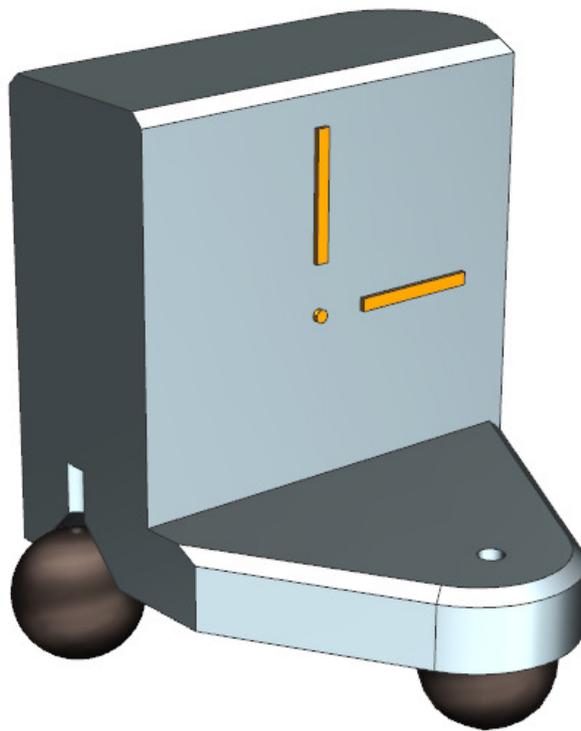


Abbildung 5-5: Fadenkreuzmount.

Abbildung 5-5 zeigt das Fadenkreuz mit einer freigeschnittenen Kegelsenbohrung, in welche Siliziumnitrid-Kugeln ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) eingeklebt werden. Dieses Fadenkreuzmount wird auf dem Kinematic Mount positioniert und so gefertigt und toleriert, dass die Fadenkreuz-Mitte (hier: Mittelpunkt der hervorstehenden Kreisextrusion) deckungsgleich mit dem Retroreflektor-Mittelpunkt wäre. Dies ermöglicht sowohl für den aktuellen Versuchsaufbau eine bestmögliche Ausrichtung der schielenden Interferometerachsen, sowie für eine Grobausrichtung über den Justierungsmechanismus.

Die Grobjustierung ist die Fortführung der in Kapitel 4.1 beschriebenen Freiheitsgrade. Für die Grobjustierung werden lediglich der Mittelpunkt und die horizontale Linie benötigt.

Anmerkungen:

- In den Abbildungen sind die nicht ausgerichteten Winkel übertrieben dargestellt.
- Bei starken Überlappungen der Strahlen sind beliebige Achsen bei aktiver Pilotlaser-Funktion zu deaktivieren/verdecken.
- Analog wie bei der Montage ist auch bei der Justierung für die aufgebrachtten Kräfte und Momente auf die begrenzten ertragbaren Momente der Lineartische durch den Anwender zu achten.  
Die Beanspruchungen, die durch die Stellschrauben auf die Gelenke wirken sind zwar intern, allerdings bringt man bei der Schraubendrehung externe Belastungen auf.

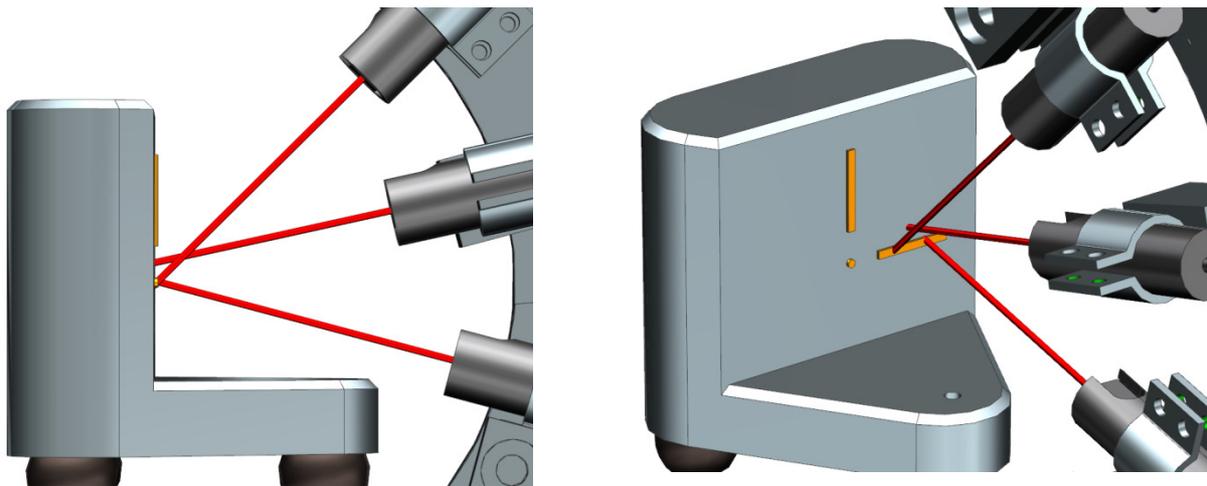


Abbildung 5-6: Justierung Teil 1.

Auf Abbildung 5-6 (links) sieht man, dass sich Achse (I) und (III) in der Ebene irgendwo im Raum schneiden. Dieser Punkt wird dann mit den Lineartischen der Sensorhalterung auf die horizontale Linie verschoben. Projiziert man diese Ansicht in den Raum (rechts), ist zu erkennen, dass mit dem beschriebenen Freiheitsgrad der Achse (II), auch diese auf die Linie ausrichten lässt.

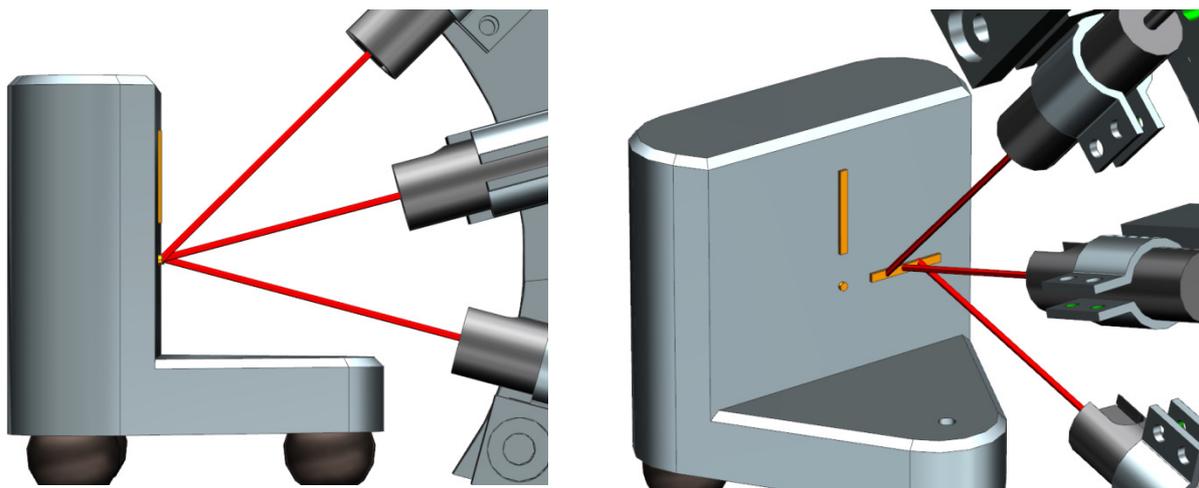


Abbildung 5-7: Justierung Teil 2.

Nach Ausrichten der Achse (II) auf die Linie, befindet sich der Schnittpunkt aller drei Achsen in der reinen Ebenen-Ansicht in einem Punkt. Im Raum betrachtet fehlen nun die bereits beschriebenen Freiheitsgrade der Achsen (I) und (III), wie auf Abbildung 5-7 zu sehen ist.

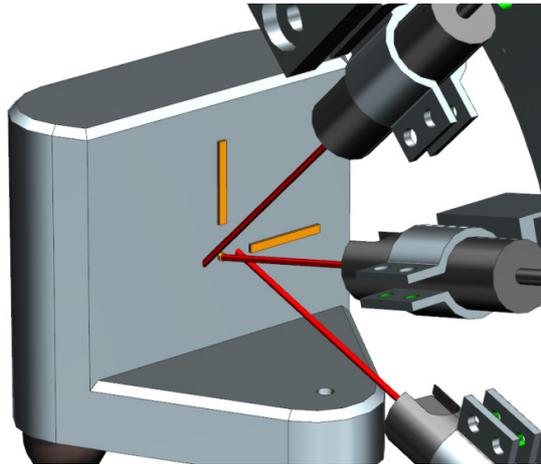


Abbildung 5-8: Justierung Teil 3.

Um die Ausrichtung abzuschließen, wird also die mittlere Achse (II) in den Fadenkreuz-Mittelpunkt verschoben (s. Abbildung 5-8).

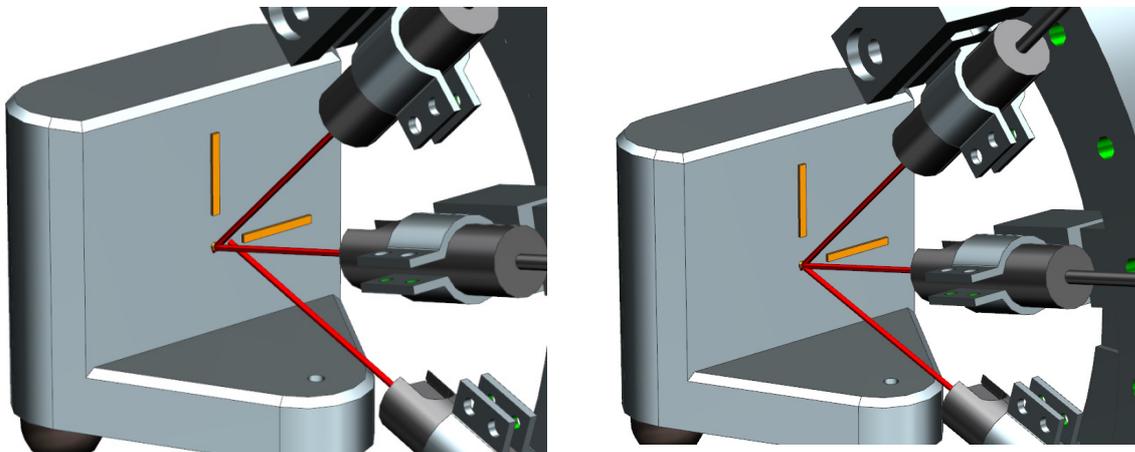


Abbildung 5-9: Justierung Teil 4.

Nachdem die mittlere Achse (II) auf den Fadenkreuz-Mittelpunkt verschoben wurde, können mithilfe der verbleibenden Freiheitsgrade Achse (I) (s. links) und Achse (III) (s. Abbildung 5-9 (rechts)) auf den Fadenkreuz-Mittelpunkt gerichtet werden.

Die Grobjustierung ist abgeschlossen und es ist empfehlenswert die Feinjustierung softwareseitig durchzuführen.

### 5.3.2 Feinjustierung über Software-Feedback

Da der optimale Strahlverlauf genau durch den Retroreflektor-Mittelpunkt zeigen würde, und die Grobjustierung über das Fadenkreuzmount nach Augenmaß geschieht, kann zur weiteren Optimierung z.B. das Software-Feedback der PicoScale-Steuerungseinheit genutzt werden.

Die Feinjustierung dient dazu, die Sensorköpfe in Relation zum Retroreflektor auszurichten und so die Signalqualität zu verbessern. Nach Verbesserung der Signalqualitäten aller drei Achsen soll sich der Schnittpunkt der drei Achsen in noch unmittelbarer näherer Umgebung zum Retroreflektor-Mittelpunkt befinden.

Die manuelle Feinjustierung geschieht durch Auswertung sogenannter Lissajous-Graphen. Es wird pro Kanal ein Lissajous-Graph dargestellt. Mit den Stellschrauben können dann die Festkörpergelenke feinjustiert werden.

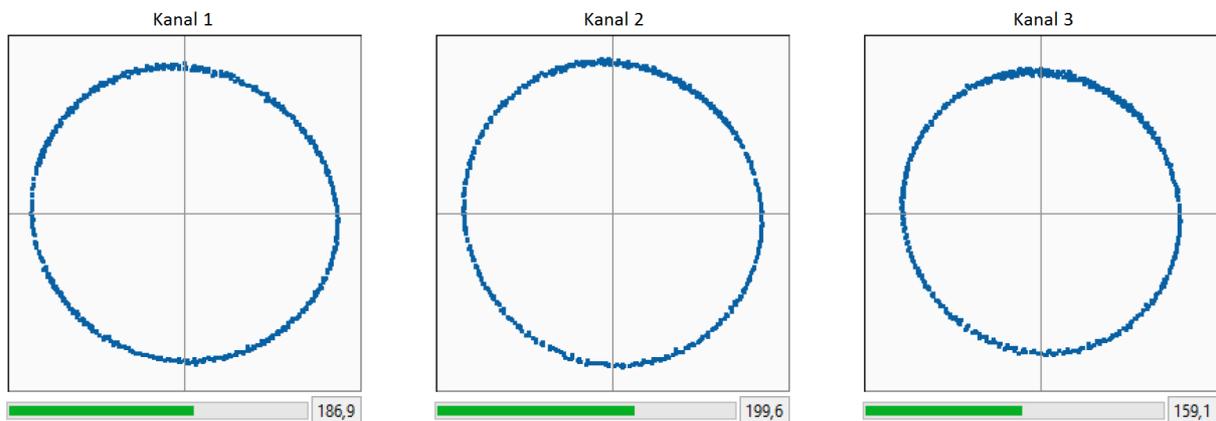


Abbildung 5-10: Lissajous-Graphen der PicoScale-Steuerungseinheit. [7]

Die Form (Durchmesser und Dicke) des Lissajous-Graphen sowie die Signalstärke (grüne Balken) geben Auskunft über die Signalqualität (s. Abbildung 5-10). So ist eine kreisrunde Form des Lissajous-Graphen einer elliptischen Form vorzuziehen, während eine hohe Signalstärke einer niedrigen Signalstärke vorzuziehen ist. Ebenso ist eine geringe Linien-Dicke gewünscht (vgl. [7], S.54-55).

## 5.4 Zwischenfazit

Wie in Kapitel 4.1.3 aufgelistet, gibt es zwei Forderungen, die erst nach der Simulation bewertet werden können. Diese sind erneut in Tabelle 5-1 aufgelistet:

Lfd.	Anforderung	Realisierung durch Festkörpergelenk:	
		Vor Simulation	Nach Simulation
12	Steifigkeit	?	✓
13	Stabilität und Resonanz	?	✓

Tabelle 5-1: Zu überprüfende Forderungen.

Die aus den Simulationen erhaltenen Ergebnisse für die niedrigsten Eigenfrequenzen lassen die Aussage zu, dass die Konstruktion in Hinsicht auf Steifigkeit, Stabilität und Resonanz nach der Simulation den Anforderungen entspricht.

Es gibt drei Möglichkeiten die Sensorhalterung noch zu verbessern, auch wenn es nicht absolut notwendig ist:

- Die Nachgiebigkeit des Kragarms für Gelenk (I) und (III) verringern, also den Kragarm steifer machen.
- Die Steifigkeit des Gelenks leicht erhöhen.
- Aufgrund kaum vorhandener Kräfte in den Joints, kann die Größe der Stellschrauben reduziert werden, um über eine geringere Steigung, eine höhere Verstellgenauigkeit zu erzielen.

Hinweis: Es ist möglich, dass die Ausrichtung der Interferometerachsen zueinander genügt, um einen Signalverlust trotz Exzentrizität des Retroreflektors zu vermeiden. Dies könnte untersucht werden, indem zunächst nur Teil 1 dieser Arbeit gefertigt wird.

## 6. Entwicklung und Konstruktion des Ausrichtmechanismus für den Retroreflektor

Teil 2 dieser Arbeit beschreibt die Entwicklung und Konstruktion eines Ausrichtmechanismus für den Retroreflektor an der Spitze des Probesturms. Am Ende soll eine Möglichkeit gefunden werden, die es ermöglicht sowohl Probe als auch Retroreflektor exakt in die Rotationsachse des Rotationstisches zu bewegen, damit die Exzentrizität beider Komponenten beseitigt ist.

Die Ausgangslage für den Probesturm mit vorhandenem Ausrichtmechanismus für die Interferometerachsen ist unverändert. Für eine übersichtliche Darstellung wird zunächst noch einmal das ideale CAD-Modell (s. Abbildung 6-1) für die Konzipierung dargestellt. An beliebiger Stelle sollen nun Aktoren eingefügt werden, um Teile des Probesturms zu justieren.



Abbildung 6-1: Modell des Probesturms.

Das bisherige Vorgehen durch den Anwender besteht darin, dass zunächst die Probe exakt in den Röntgenstrahl positioniert wird, und die Exzentrizität des Retroreflektors hingenommen wird. Für die Ausrichtung gibt es nun primär zwei Möglichkeiten, wobei beide der Beseitigung der Exzentrizität dienen:

- Realisierung über rotatorische Bewegungen.
- Realisierung über translatorische Bewegungen.

Beide Möglichkeiten werden nachfolgend näher erläutert und anhand Ihrer Qualifikation zur Ausrichtung bewertet, sowie mit der Anforderungsliste abgeglichen. Die Anforderungsliste beschränkt gleichzeitig die Möglichkeiten zur Realisierung stark ein.

Hinweis: Sämtliche Höhe des Probesturms, die durch Implementierungen dazugewonnen wurde, muss an anderer Stelle kompensiert werden.

## 6.1 Anforderungsliste

Über die Anforderungsliste wird hier definiert, welche Kriterien die Konstruktion erfüllen muss, damit sie konfliktfrei eingebaut und verwendet werden kann.

Tabelle 6-1: Anforderungsliste für die Retroreflektor-Justierung.

F = Forderung w = Wunsch		Probenausricht-Mechanismus	
Lfd.	F/w	Anforderung	Beschreibung
<b>Geometrie</b>			
1	F	Abmessungen (HxBxL)	Die Halterung muss in den aktuell verwendeten zur Verfügung stehenden Bauraum passen. Grundfläche: ca. 40mm x 40mm
2	F	Höhenzuwachs beschränken	Der Höhenzuwachs muss wegen des ortsfesten Röntgenstrahls kompensiert werden.
3	F	Befestigung	Der Verstellmechanismus muss eine feste Verbindung mit dem zu verstellenden Objekt verbunden sein.
<b>Kinematik</b>			
4	w	Bewegungsart- und Richtung	Bei Translation positive und negative Bewegung auf x-y-Ebene. Bei Rotation positive und negative Bewegung um x- und y-Achsen.
5	F	Einstellgenauigkeit	Die Positioniergenauigkeit resultiert aus dem Akzeptanzfeld der Retroreflektorkugel, sowie der Probengröße.
6	F	Stellweg	Der Stellweg muss $\pm 1000\mu\text{m}$ betragen.
7	F	Parasitäre Bewegungen	Bei der Verstellung dürfen keine parasitären Bewegungen auftreten.
<b>Kräfte</b>			
8	F	Gewicht	Die Konstruktion darf nicht 1,0kg übersteigen (resultierend aus der Scanner-Traglast).
9	F	Traglast	Es müssen 50g als Traglast gewährleistet sein (resultierend aus der zu tragenden Last).
<b>Energie</b>			
10	F	Reibung und Erwärmung	Die Ausrichtung und Arretierung soll keine Reibung bzw. Wärme erzeugen nach Erreichen der Zielposition (Stillstand).
11	F	Art der Energiezufuhr	Die Energiezufuhr darf keinen Einfluss auf den Probesturm oder die Interferometerfunktion haben.
<b>Signal</b>			
12	F	Ferngesteuert	Der Ausrichtmechanismus soll aus der Kontrollhütte ferngesteuert werden.
13	w	Ortsbestimmung	Die Ortsbestimmung soll Encoderbasiert erfolgen.
14	w	Steuerungseinheit	Wenn möglich, soll die Steuerungseinheit verwendet werden, die vorhanden ist.
<b>Montage</b>			
15	F	keine permanenten Verbindungen	Keine permanente Verbindung von Retroreflektor zu Halterung, da ein eventueller Retroreflektor-Austausch nicht ausgeschlossen ist.
16	w	Zusammenbau und Einbau	Der Zusammenbau sollte in der Experimentierumgebung möglich sein.
<b>Gebrauch</b>			
17	F	Einsatzort	Der Einsatzort erfolgt unter Röntgenstrahlung. Die Konstruktion muss also röntgenhart sein.

## 6.2 Lösungskonzepte für die Probenturm-Ausrichtung

Kapitel 6.2 zeigt mögliche Lösungskonzepte und eine jeweilige Bewertung dieser in Bezug auf die Anforderungsliste.

### 6.2.1 Lösungskonzept A: Rotation in die Rotationsachse

Lösungskonzept A erweitert den Probenturm um eine Möglichkeit zur rotatorischen Bewegung des oberen Teils des Probenturms. Es kristallisiert sich hierbei der Einsatz von motorisierten Miniatur-Goniometern heraus, da diese im Verhältnis zum Probenturm passende Bauräume aufweisen können.

Zur Bedienung der Rotation um die x- und y-Achse aus Anforderung (4) benötigt man zwei Goniometer, die baugleich um 90° versetzt sein können.

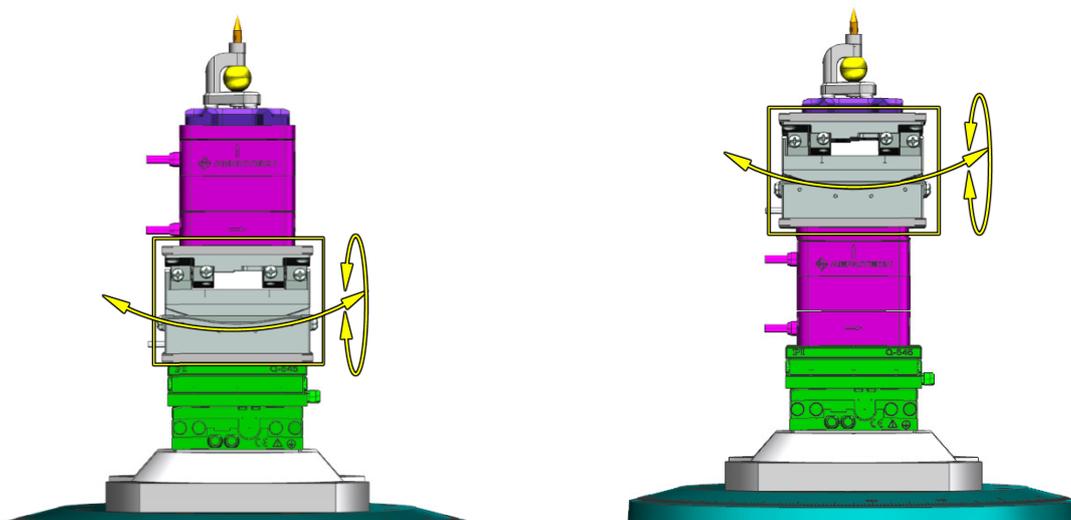


Abbildung 6-2: Lösungsvariante A Variante 1 und 2 über Rotation.

Für die Implementierung von den Goniometern kann eine Position unter oder über den Scannern gewählt werden. Die Position unter den Scannern ermöglicht genau wie die Position über den Scannern ein Kippen von sowohl Probe, als auch Retroreflektor.

#### Bewertung A:

Beide Varianten zum Kippen ermöglichen eine Ausrichtung von Probe und Retroreflektor auf die Rotationsachse. Der schwerwiegende Nachteil liegt hierbei in der Notwendigkeit ständig neu ausrichten zu müssen, bis man einen Zustand erreicht hat, in dem tatsächlich beide Komponenten in der Rotationsachse sind.

Variante 1 hat den weiteren Nachteil, dass durch das Kippen der Goniometer nicht nur die Probe und Retroreflektor, sondern auch die Scanner-Tische gekippt werden. Diese zusätzlich entstehende Neigung der Scanner-Tische (und damit automatisch die durch die Scanner-Tische erzeugte Bewegung) soll vermieden werden, damit eine horizontale Bewegung nicht zwei Scanner-Tische benötigt. Variante 1 kommt somit nicht in Frage.

Variante 2 hat ebenfalls den weiteren Nachteil, dass das komplette zusätzliche Gewicht der Goniometer auf den Scanner-Tischen sitzt. Deren Traglast ist limitiert, und es müsste überprüft werden, ob die zusätzliche Masse der Goniometer erlaubt ist. Hinzu kommt, dass die Eigenfrequenzen der Scanner-Tischen gesenkt werden.

### 6.2.2 Lösungskonzept B: Rotation mit Pivotpunkt im Retroreflektor in die Rotationsachse

Lösungskonzept B ist eine Erweiterung von A (Variante 2). Da ein möglichst komfortables Ausrichten zu realisieren sein soll, wäre eine Verbesserung gegenüber Konzept A die Erweiterung der Rotation um einen sinnvollen Pivotpunkt.

Als Pivotpunkt eignet sich hier der Retroreflektor-Mittelpunkt. Ist der Pivotpunkt in dem Retroreflektor-Mittelpunkt, würde bei einem Ausrichten lediglich die Probe ihre Position verändern. Die Orientierung des Retroreflektors ist aufgrund der Kugel-Geometrie und der geringen Ausrichtwinkel irrelevant.

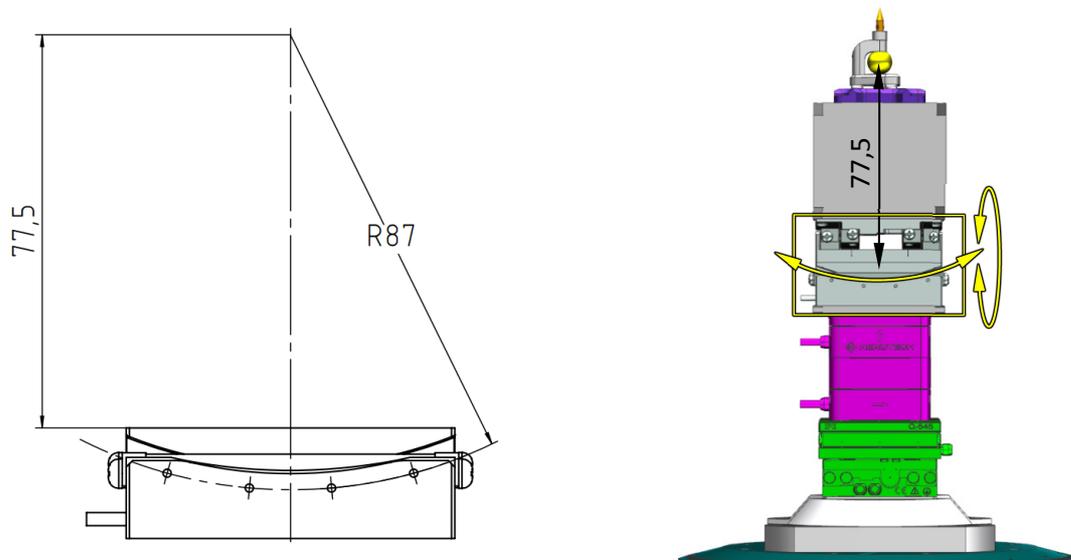


Abbildung 6-3: Lösungsvariante B über Rotation mit Pivotpunkt; Zeichnung [23]

Der Nachteil dieser Konzipierung wird auf Abbildung 6-3 links und rechts sofort deutlich. Durch den gewünschten Pivotpunkt wird der Probesturm einen deutlichen Höhenzuwachs erfahren. Der Höhenzuwachs beträgt  $(2 \times \text{Goniometerhöhe} + \text{Abstand zum Erreichen des Pivotpunktes})$ .

#### Bewertung B:

Wenn der deutlich größere Höhenzuwachs realisierbar ist, ist das Lösungskonzept B dem Lösungskonzept A vorzuziehen, da es alle Vorteile von Konzept A vereinnahmt und aufgrund des Pivotpunktes zusätzliche Vorteile bietet.

Genau wie Lösungskonzept A hat aber auch Konzept B den Nachteil, dass die Rotation auf einen großen Hebelarm wirkt und daher anfälliger für ungenaue Bewegungen und Schwingungen ist.

### 6.2.3 Lösungskonzept C: Translation des Retroreflektors in die Rotationsachse

Lösungskonzept C sieht vor, dass der Retroreflektor durch eine translatorische Bewegung in die Rotationsachse bewegt wird. Hierzu wird der Probesturm um zwei Lineartische erweitert. Der Retroreflektor befindet sich, verbunden durch eine Adapterplatte, direkt auf den Lineartischen. Die Lineartische befinden sich ähnlich wie beim bisherigen Aufbau zusammen mit der Probenhalterung auf dem „Kinematik Mount“.

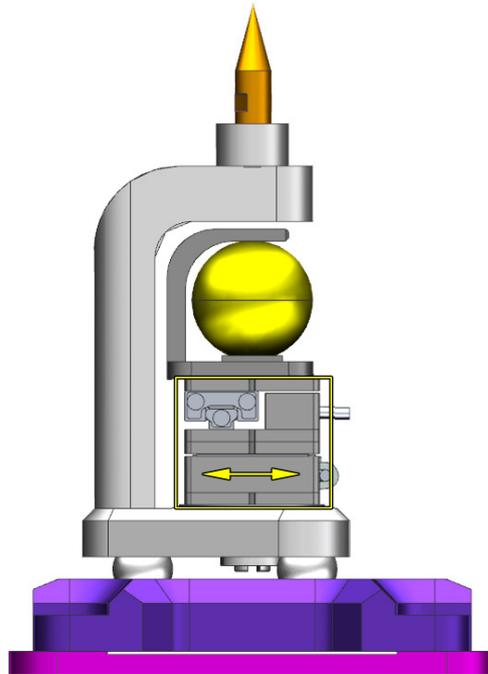


Abbildung 6-4: Lösungsvariante C mit Translation des Retroreflektors.

#### Bewertung C:

Die translatorischen Motoren bieten den Vorteil, dass durch die Verwendung von Lineartischen einerseits der benötigte Platz deutlich reduziert ist, und andererseits die Bewegungen direkt auf das zu bewegendende Teil übertragen werden können.

Ein schwerwiegender Nachteil dieses Konzeptes ist die zu realisierende Verkabelung (s. Abbildung 6-4). Dadurch, dass sich die Lineartische auf der Probenhalterung befinden, würden bei einer Entnahme bzw. Wechsel der Probe, auch die Lineartische bewegt werden müssen (und möglicherweise Fallschaden erleiden). Der Wechsel müsste dann zwingend in unmittelbarer Nähe zur Experimentierumgebung geschehen und wäre an die freie Länge der Kabel gekoppelt. Diese sollen im Idealfall aber sicher verstaut sein und keine Überlänge besitzen.

Ein weiterer Nachteil liegt in einer fehlenden Möglichkeit mehrere Probenhalterungen zu verwenden, da pro Probenhalterung jeweils zwei Lineartische benötigt werden würden, was kostenintensiv ist.

#### 6.2.4 Lösungskonzept D: Translation des Retroreflektors in die Rotationsachse

Lösungskonzept D ist eine verbesserte Form des Lösungskonzeptes C. Der Retroreflektor auf den Lineartischen befindet sich fest montiert auf den Scanner-Tischen und die Probe wird in dem eigens für sie konstruierten Mount platziert.

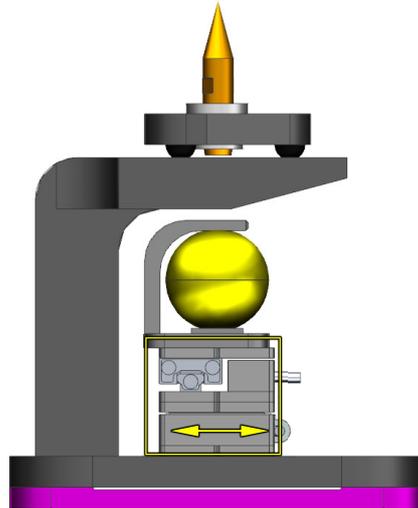


Abbildung 6-5: Lösungskonzept D mit Translation und vereinfachtem Halterungswechsel.

#### Bewertung D:

Lösungskonzept D vereint die Vorteile von Konzept C, ist aber gleichzeitig anwenderfreundlicher und stabiler. Da die Lineartische Piezomotoren haben, ist generell eine schonende Handhabung der Motoren zu bevorzugen. Dies würde allein dadurch realisiert werden, dass die Probenhalterung entkoppelt von den Lineartischen liegt. Dadurch ist gewährleistet, dass die Verkabelung nicht stört und die Motoren keinen Fallschaden beim Probenwechsel erleiden, da sie nicht mitabgenommen werden müssen. Gleichzeitig ist die Möglichkeit gegeben, mehrere Probenhalterungen zu verwenden und die Probenhalterung beliebig zu modellieren.

### 6.2.5 Lösungskonzept E: Translation der Probe in die Rotationsachse

Lösungskonzept E verlagert die Kinematik von Retroreflektor zu der Probe. Hierbei wird die Probe bewegt, nachdem der Retroreflektor ausgerichtet ist. Dazu muss zunächst der Retroreflektor in die Rotationsachse bewegt werden und daraufhin die Probe.

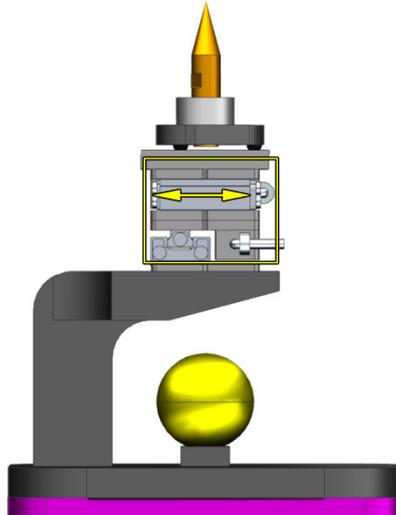


Abbildung 6-6: Lösungskonzept E mit Translation der Probe anstelle des Retroreflektors.

#### **Bewertung E:**

Da es kein direktes Feedback bei Erreichen der gewünschten Position durch den Retroreflektor gibt, da der Röntgenstrahl auf Probenhöhe ist und durch die Interferometer lediglich festgestellt werden kann, ob der Retroreflektor auf der Rotationsachse liegt, nicht aber, ob die Rotationsachse tatsächlich die Röntgenstrahlachse schneidet, kann dieses Lösungskonzept nicht anwenderfreundlich realisiert werden. Das Lösungskonzept E ist daher keine Option.

### 6.3 Lösungsspezifikation:

Da Lösungskonzept D im Vergleich zu den anderen Lösungskonzepten nachteillos ist und alle Vorteile der anderen Lösungskonzepte vereinigt, bietet sich die Wahl dessen an.

Als geeigneter Lineartisch kommt der SL-0610 in Frage:



Abbildung 6-7: Lineartisch SL-0610. [24]

Abbildung 6-7 zeigt den Lineartisch mit Piezo-Trägheitsantrieb. Er verfügt über keinen Encoder. Dieser ist aber nicht notwendig, weil die relative Positionsänderung direkt über die Interferometer bestimmt werden kann, die auf den Retroreflektor zeigen.

Tabelle 6-2: Eigenschaften des SL-0610. [24]

Eigenschaft	Wert
Maße	11 x 11 x 5,2mm <sup>3</sup>
Gewicht	3g
Traglast	100g
Verfahrweg	±2,25mm
Schrittweite	1,0-1,5nm
Geschwindigkeit	15mm/s

Tabelle 6-2 zeigt, dass der Lineartisch sehr gut geeignet ist. Er erfüllt die Forderungen aus Kapitel 6.1 und ist einer der kompaktesten Lineartische, die auf dem Markt erhältlich sind.

## 6.4 Modellierung/Konstruktion Probenturm-Ausrichtung

Die Neukonstruktion für die Probenturm-Ausrichtung besteht aus den vier Teilbereichen:

- Neues Kinematic Mount:

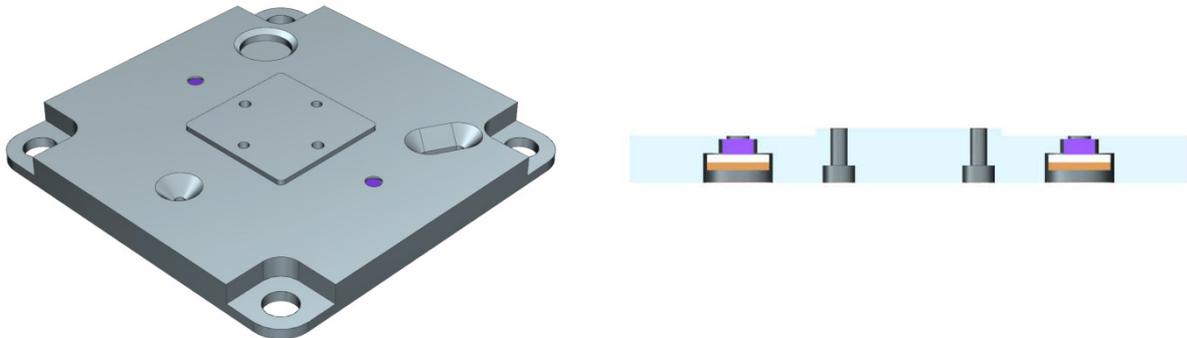


Abbildung 6-8: Neuer Kinematic Mount mit Verschraubungsmöglichkeiten für die Lineartische.

Abbildung 6-8 zeigt das neu konstruierte Kinematic Mount. Es ist so modelliert, dass es auf die Scannertische passt, und verfügt über die mittig positionierten Schraubenfreiraumborungen und Passungsbohrungen für die Verbindung zu den Lineartischen SL-0610. Analog zu dem bisherigen Kinematic Mount sind wieder Neodym-Magnete (mitsamt PVC-Trennplatte und Mu-Metall-Platte) vorgesehen, um eine Haltekraft zwischen Probenhalterung und Kinematic Mount zu erzeugen.

- Retroreflektor (inkl. Linearmotoren und Adapterplatte für den Retroreflektor)

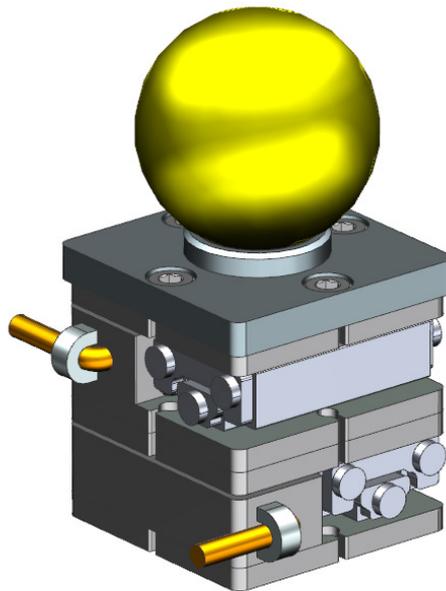


Abbildung 6-9: Kreuz-Lineartisch mit Adapterplatte für den Retroreflektor.

Abbildung 6-9 zeigt die zwei Lineartische für die Bewegung in x- und y-Richtung, sowie eine Adapterplatte mit einer Aussparung, in die der Retroreflektor eingeklebt wird.

- Probenhalterung (Probenmount)

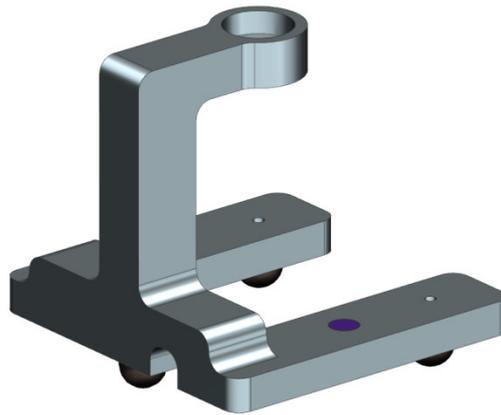


Abbildung 6-10: Neue Probenhalterung, die mittig für die Lineartische ausgespart ist.

Abbildung 6-10 zeigt die neue Probenhalterung. Analog zu dem Fadenkreuz-Mount verfügt sie über Siliziumnitrid-Kugeln, die als Kontaktstellen vorgesehen sind. Als Gegenstück zum Neodym-Magneten fungieren hier ferromagnetische Madenschrauben. Da sie in einem Gewinde eingeschraubt sind, kann man die Haltekraft einstellen.

Die Konstruktion dieser Probenhalterung wurde primär in Hinblick auf Schwingungsanfälligkeit durchgeführt. Die Auslegung wurde durch mehrere FEM-Simulationen unterstützt, wobei die endgültige Modell-Revision in Kapitel 5.5 erläutert wird. Es wurde hierbei primär darauf geachtet, dass der Krag-Arm leicht händelbar ist (z.B. mit einer Pinzette abnehmbar), darum wurden auf schräge Verstrebungen zur Versteifung verzichtet.

- Probenpin und Probenpin-Federhalterung

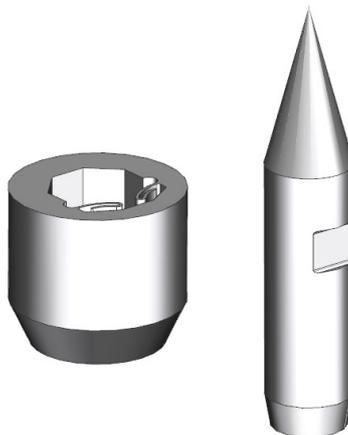


Abbildung 6-11: Probenpin-Federhalterung und Probenpin.

Abbildung 6-11 zeigt die Probenpin-Federhalterung und den Probenpin. Diese sind bereits im vorhandenen Versuchsaufbau in Verwendung und haben sich bewährt und werden deswegen weiter verwendet. Es genügt hier, dass die Probenpin-Federhalterung in die Probenhalterung eingeklebt wird. Die Nut am Probenpin dient dann dazu diesen mittels einer Pinzette in die Probenpin-Federhalterung einzusetzen bzw. zu entnehmen.

- Zusammenbau:

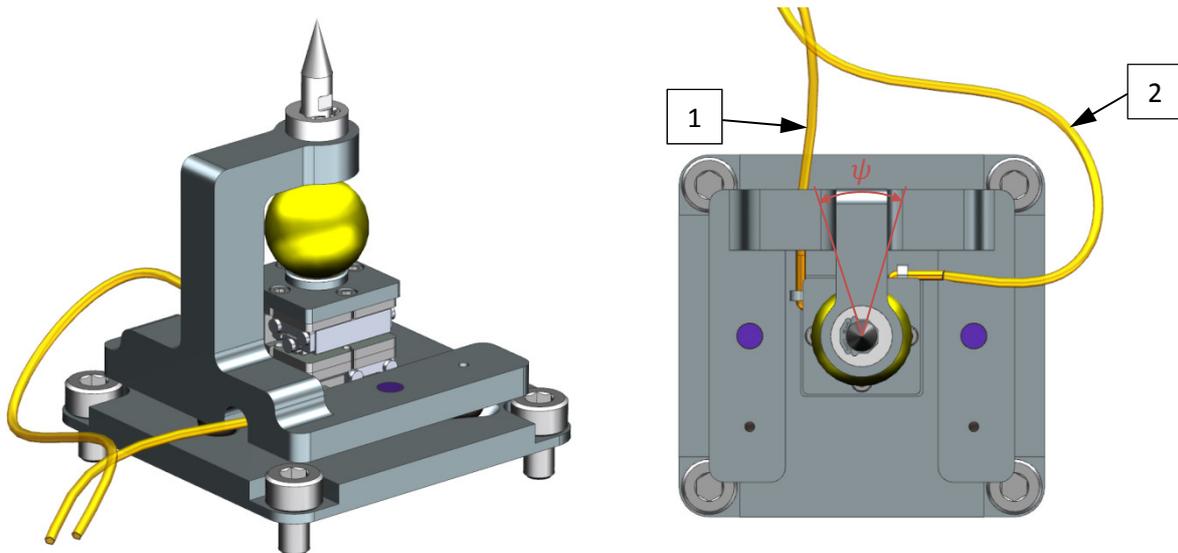


Abbildung 6-12: Isometrische Ansicht und Draufsicht der neuen Probenurm-Spitze.

Abbildung 6-12 (links) zeigt den kompletten Zusammenbau der einzelnen Teilbereiche. Materialzuweisungen: Kinematic Mount (Titan), Probenhalterung (Aluminium), Probenpin-Federhalterung (Titan), Probenpin (Aluminium).

Abbildung 6-12 (rechts) zeigt den Blind-Winkel Psi ( $\psi$ ). Dieser liegt bei  $32,8^\circ$ . Daraus folgt der für den Anwender nutzbare Winkel, mit dem rotiert werden darf zu  $(360,0^\circ - 32,8^\circ) = 327,2^\circ$ . In der Regel führt die semi-sphärische Beschichtung des Retroreflektors aber bereits dazu, dass eine Rotation über  $180^\circ$  nur begrenzt Nutzen hat.

Die Aussparung dient dazu, dass Kabel (1) des unteren Lineartisches zur Steuereinheit zu verlegen. Kabel (2) benötigt keine Aussparung und wird oberhalb der Probenhalterung verlegt.

## 6.5 Untersuchung der Durchbiegung/Schwingungsanfälligkeit

Als kritisches Bauteil wird im Rahmen dieser Bachelorthesis lediglich die Probenhalterung (Probenmount) auf Durchbiegung und Schwingungsanfälligkeit untersucht. Die anderen Bauteile sind Platten unter Druckbelastung, sowie hochfeste Siliziumnitridkugeln oder unbelastete Teile und damit vergleichsweise unkritisch.

Als Randbedingungen gilt eine Lagerung auf den drei definierten Kinematic Mount Punkten, sowie Erdbeschleunigung und ein Massenpunkt an der Stelle des Probenpins zur Simulation der Last durch den Probenpin und Probenpin-Federhalterung oder sonstige Probenkörper.

Gewöhnliche Massen sind hierbei: Standard-Probenpin (~1g), Siemens-Stern (~5g). Für die erste Simulation wird konservativ mit einer Masse von 5g gerechnet.

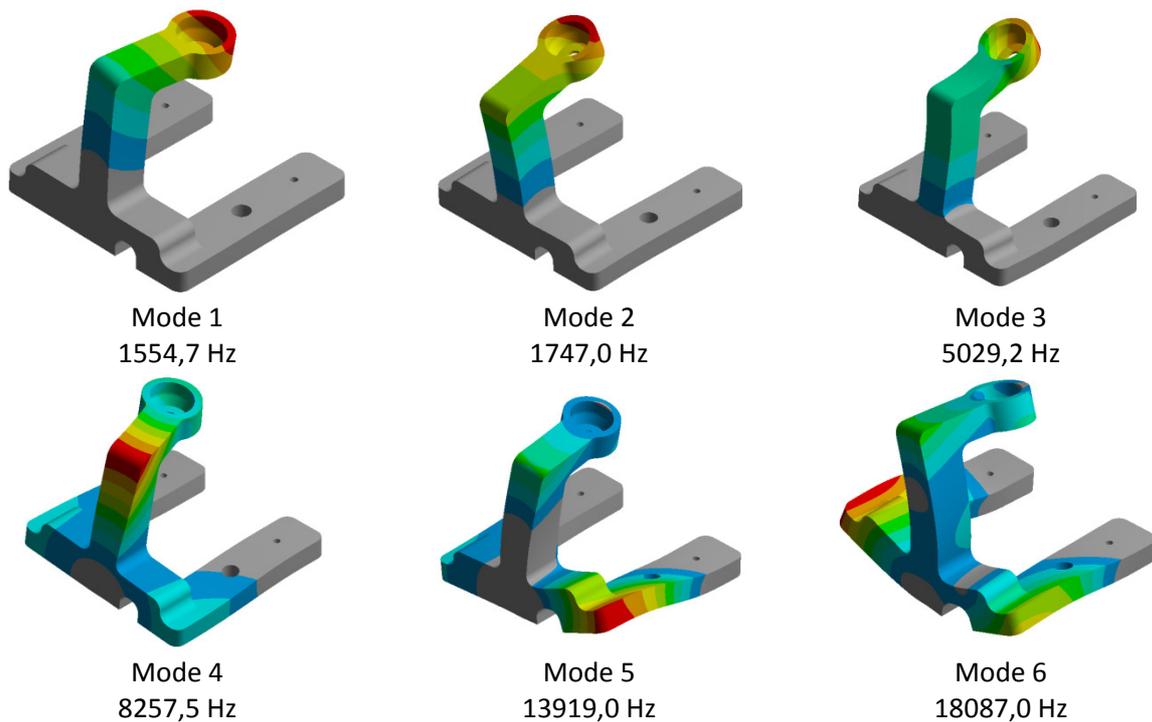


Abbildung 6-13: Modalanalyse der Moden 1-6 für die Probenhalterung.

Man erkennt anhand der Moden 1-6 aus Abbildung 6-13 eindeutig, dass die schwingungsanfälligste Stelle in dem Kragarm liegt. Die restliche Struktur ist im Vergleich dazu sehr stabil.

Um aufzuzeigen, dass die Probenhalterung auch bei größeren Lasten schwingungsresistent ist, wird die Masse (an Probenposition) schrittweise erhöht. Die geringste vorhandene Eigenfrequenz (Mode 1) soll dabei ebenfalls die 600-Hz-Grenze aus Kapitel 4.6.4 nicht unterschreiten.

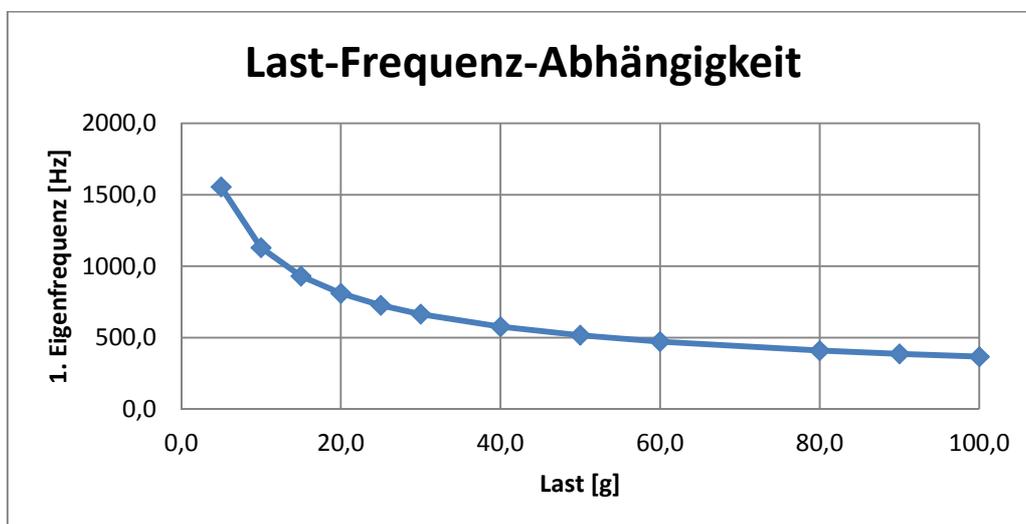
Hinweis: Eine Modalanalyse unter Vorspannung macht anders als bei Teil 1 dieser Arbeit keinen Sinn, da die maximalen Verformungen (analog maximale Spannungen) nicht nennenswert sind.

**Tabelle 6-3: Veränderung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Masse an Probenposition.**

Last [g]	1. Eigenfrequenz [Hz]	2. Eigenfrequenz [Hz]	3. Eigenfrequenz [Hz]	4. Eigenfrequenz [Hz]	5. Eigenfrequenz [Hz]	6. Eigenfrequenz [Hz]
5,0	1554,7	1747,0	5029,2	8257,5	13919,4	18087,0
10,0	1129,7	1277,8	3718,6	8186,6	13917,7	18084,6
15,0	931,1	1055,6	3085,5	8162,2	13917,1	18083,5
20,0	810,2	919,6	2694,5	8149,8	13916,8	18083,0
25,0	726,7	825,5	2422,3	8142,4	13916,6	18082,6
30,0	664,6	755,4	2218,8	8137,4	13916,5	18082,4
40,0	577,0	656,2	1929,9	8131,1	13916,3	18082,1
50,0	516,8	588,0	1730,7	8127,3	13916,3	18081,9
60,0	472,2	537,4	1582,6	8124,8	13916,2	18081,7
80,0	409,5	466,1	1373,6	8121,7	13916,1	18081,6
90,0	386,2	439,7	1296,0	8120,6	13916,1	18081,5
100,0	366,5	417,3	1230,2	8119,8	13916,1	18081,5

Tabelle 6-3 und Abbildung 6-14 zeigen eindeutig, dass die Probenhalterung gegenüber Schwingungen auch bei höheren Lasten genügend steif ausgelegt ist. Es besteht also die Option schwerere Probenkörper als die Aktuellen (1-5g) zu verwenden. Bis zu einer Masse von 30g ist die Probenhalterung stabil genug. Erhöht man die Last darüber hinaus, gelangen die Eigenfrequenzen in unerwünschte Bereiche.

Hinweis: Da die Ergebnisse durch eine Punktmasse zustande gekommen sind, werden Massenträgheitsmomente (durch verschiedene Geometrien) nicht berücksichtigt. Für die schwereren Massen ist die Tabelle daher mit Vorsicht zu genießen.



**Abbildung 6-14: Last-Frequenz-Abhängigkeit.**

## 7. Optimierung

Ausgehend von den Verbesserungsvorschlägen aus Kapitel 5.4 wird die Sensorhalterung noch einmal bezüglich folgender drei Punkte verbessert:

- Die Nachgiebigkeit des Kragarms für Gelenk (I) und (III) verringern:

Der Kragarm wird lediglich durch Erhöhung des Widerstandsmoments versteift. Die Realisierung erfolgt durch Materialzugabe in der Dicke des Kragarms.

- Die Steifigkeit des Gelenks leicht erhöhen.

Aus Formel

$$\sigma_{max} = 0,58 * E * \sqrt{\beta} * R_y$$

folgt bei gefordertem  $R_y = 1,0^\circ$  ein maximaler elastischer Gelenkparameter  $\beta$ . Da die Sicherheit  $S_{Ti,alt} = 2$  sehr konservativ festgelegt wurde, kann durch ein Heruntersetzen der Sicherheit eine höhere Spannung erlaubt werden. Mit einer neuen Sicherheit von  $S_{Ti,neu} = 1,4$  ergibt sich somit:

$$\sigma_{zul,Ti} = \frac{R_{e,Ti}}{S} = \frac{910 \frac{N}{mm^2}}{1,4} = 650,0 \frac{N}{mm^2}$$

Das hiernach maximal erlaubte  $\beta_{max}$  ergibt sich zu:

$$\beta_{max} = \frac{h}{D} = \left( \frac{\sigma_{zul,Ti}}{0,58 * E * R_y} \right)^2 = 0,317$$

Als neue Gelenkparameter werden gewählt:

$$\beta_{neu} = 0,3$$

$$h_{neu} = 0,3mm$$

$$D_{neu} = \frac{h_{neu}}{\beta_{neu}} = 1,0mm$$

Durch die Erhöhung von Stegbreite einerseits, Reduzierung des Durchmessers andererseits wird der Gelenkparameter  $\beta$  größer und somit wird das Gelenk wenig steifer.

- Aufgrund kaum vorhandener Kräfte in den Joints, kann die Größe der Stellschrauben reduziert werden.

Die Schraubengröße wird von M2 ( $P_{M2} = 0,4mm$ ) auf M1,6 ( $P_{M1,6} = 0,35mm$ ) reduziert. Dadurch ist eine Erhöhung der Stellgenauigkeit realisierbar:

$$G = P_x * \frac{r}{a} = \frac{0,35mm}{72} * \frac{35,0mm}{6,5mm} \approx 0,026mm = 26,0\mu m$$

Analog zu dem Vorgehen aus Kapitel 4.5 wird die optimierte Konstruktion schwingungstechnisch analysiert. Eine erneute nähere Spannungsanalyse entfällt, da hinreichend belegt ist, dass die Spannungen der Festkörpergelenke im Bereich der analytischen Lösungen liegen würden. Als Vergleich zu der vorherigen Schwingungsanalyse genügt hier die Modalanalyse ohne Vorspannung.

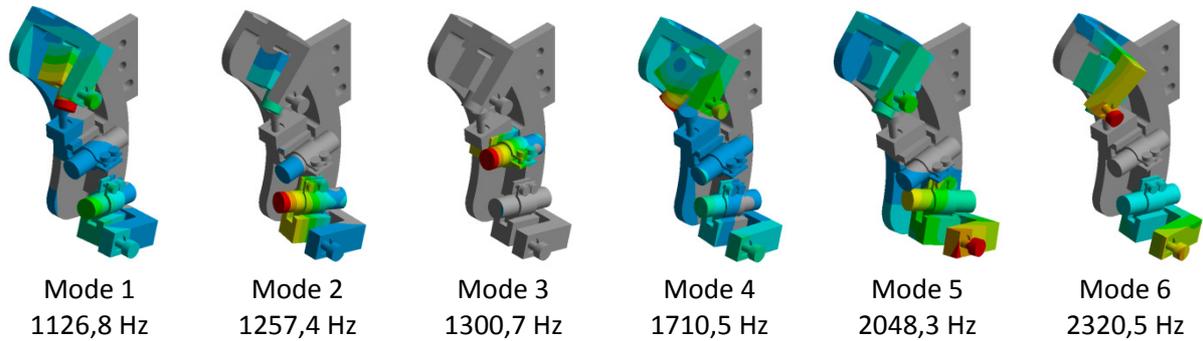


Abbildung 7-1: Modalanalyse der Moden 1-6 für die optimierte Sensorhalterung.

Anhand der Abbildung 7-1 zur Modalanalyse sieht man durch die steigenden Eigenfrequenzen der Moden 1-3 für die Gelenke (I), (II) und (III), dass die Versteifung einen positiven Einfluss auf die Eigenfrequenz hat. Insgesamt wird durch die Versteifung die gesamte Konstruktion hinsichtlich Schwingungen stabiler.

## 8. Zusammenfassung

Es war sehr wichtig die Aufgabenstellung sehr präzise zu konkretisieren und den bisherigen Aufbau zu verstehen. Es mussten die Schwächen des bisherigen Aufbaus erkannt werden, und geeignete Möglichkeiten gefunden werden diese zu verbessern.

Für die Realisierung der Justiermechanismen für die Interferometerachsen und den Probenkörper musste sinnvoll analysiert werden, welche und wie viele Freiheitsgrade nötig sind um das System zu verbessern.

Aus dieser Analyse für beide Aufgabenstellungen konnten dann entsprechende Anforderungen formuliert werden, die in eine Anforderungsliste eingegliedert wurden. Daraufhin werden dann jeweils verschiedene Lösungskonzepte erstellt und die Geeignetsten ausgewählt.

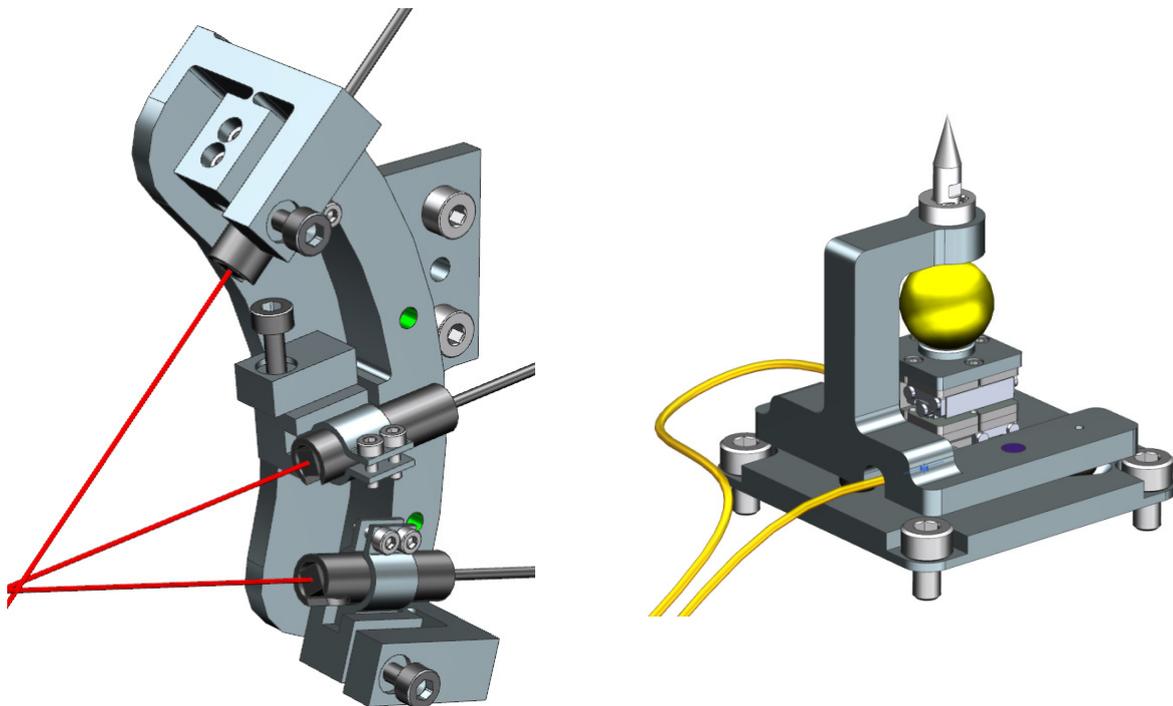


Abbildung 8-1: Finale Komponenten für Aufgabenteil 1 (Sensorhalterung) und 2 (Retroreflektor-Justierung).

Abbildung 8-1 (links) zeigt die finale optimierte Sensorhalterung. Sie erfüllt sämtliche Anforderungen, die an sie gestellt wurden. Abbildung 8-1 (rechts) zeigt die finale Retroreflektor-Justierung. Sie erfüllt ebenso alle Anforderungen, die an sie gestellt wurden.

Da die Experimentierumgebung auf sehr stabile Komponenten angewiesen ist, mussten beide Aufgabenteile simuliert werden. Hierbei wurden parallel die vorhandenen analytischen Lösungen (für Spannungen und Deformationen der Festkörpergelenke) untersucht und validiert und dabei eine geeignete Methode zur Vernetzung gefunden.

An dieser Stelle wurde versucht die Modelle für die FE-Analyse möglichst realitätsgetreu zu erstellen. Ausgehend von diesen Modellen wurden untersucht:

- Spannungen und Deformationen, um gewährleisten zu können, dass die neuen Bauteile unter den Arbeitsbedingungen nicht versagen und plastisch verformen.
- Eigenfrequenzen, um gewährleisten zu können, dass die neuen Bauteile durch Erregerfrequenzen aus der Experimentierumgebung nicht angeregt werden.

Beide Aufgabenteile wurden in Rücksichtnahme auf den jeweils anderen, sowie auf die Experimentierumgebung konstruiert.

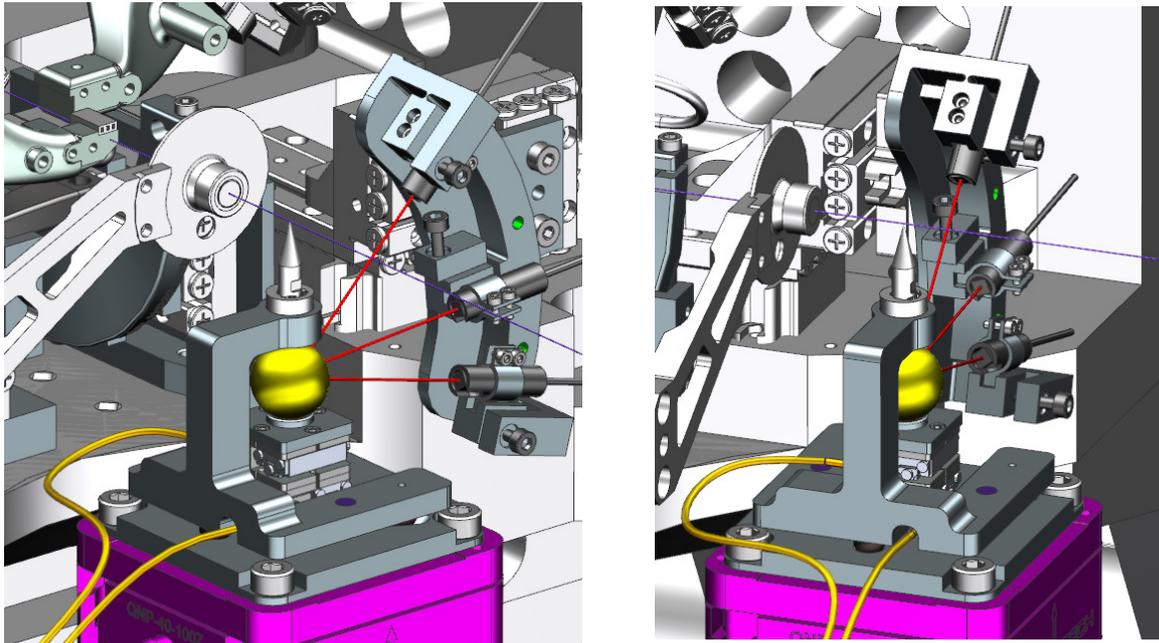


Abbildung 8-2: Finale Komponenten in dem Ptychographie-Modell.

Abbildung 8-2 zeigt den Einbau beider Komponenten in das Ptychographie-Experiment.

Beide Aufgabenteile wurden im Rahmen dieser Arbeit vollständig auskonstruiert und befinden sich in einem Zustand, in welchem sie in die Experimentierumgebung eingebaut werden könnten. Da es sich um eine sehr kleine Konstruktion handelt, fallen entsprechend auch die Gesamt-Massen sehr klein aus:

- $m_{\text{Sensorhalterung}} \approx 30\text{g}$
- $m_{\text{Retroreflektor-Justierung}} \approx 30\text{g}$

## 9. Ausblick

Da die Entwicklung und Konstruktion beider Aufgabenteile abgeschlossen ist, wäre der nächste Schritt die Fertigungsvorbereitung. Dazu sind primär technische Zeichnungen für die Fertigung notwendig. Wie im Zwischenfazit (Kapitel 5.4) erwähnt, könnte allein der Aufgabenteil 1 bereits eine genügende Verbesserung der Experimentierumgebung zur Folge haben.

Ist die Fertigung abgeschlossen und sämtliche Einzelteile vorhanden, kann die Montage der Sensorhalterung sowie der Retroreflektor-Justierung folgen.

Für die Justierung der Interferometerachsen, kann für die Grobjustierung das Fadenkreuz-Mount zur Hilfe genommen werden. Für die Feinjustierung wird dann eine softwareseitige Lösung verwendet. Die Justierung des Retroreflektors kann nanometergenau durch die Motorsteuerung erfolgen. Die Justierung muss dann abhängig von der Genauigkeit bei der Probenpin-Montage und –Demontage, sowie der Probenplatzierung auf dem Probenpin theoretisch nur einmal erfolgen, sofern die Stellschrauben für die Festkörpergelenke bzw. die Linearmotoren unberührt bleiben.

Sind sowohl Sensorhalterung als auch Retroreflektor justiert, ist bei einem Nichtvorhandensein von unerwarteten Störquellen (z.B. höhere Erregerfrequenzen die Eigenfrequenzen treffen) mit einer deutlichen Verbesserung des Experiments zu rechnen, da die Signalverluste der Interferometer durch schielende Interferometerachsen oder einen exzentrisch rotierenden Retroreflektor nicht mehr auftreten. Bei Ptychographie-Experimenten kommt es in Folge also nicht mehr zu einem notwendigen Neustart, weil die Koordinaten der jeweiligen Messpunkte nicht mehr durch Signalverlust verloren gehen. Dadurch ist die Qualität der Arbeit der Forscher deutlich verbessert.

## 10. Quellenverzeichnis

[1]	Deutsches Elektronen-Synchrotron DESY Hamburg 2015: <a href="http://kunststoffe-chemie-brandenburg.de/sites/default/files/styles/news_detailed/public/2015-09-29_luftbild_mit_beschleunigern_rs-0045_a.jpg?itok=GE9_HHoG">http://kunststoffe-chemie-brandenburg.de/sites/default/files/styles/news_detailed/public/2015-09-29_luftbild_mit_beschleunigern_rs-0045_a.jpg?itok=GE9_HHoG</a> Zugriff (02.05.2018)
[2]	Petra-III Beamline P06 in verkürzter Edition: Desy-interne Datenbank: confluence Zugriff (03.05.2018)
[3]	Petra-III Beamline Übersicht: <a href="http://photon-science.desy.de/sites/site_photonscience/content/e58/e176720/e177229/e196587/e199734/PETRAIII_bersicht_eng.jpg">http://photon-science.desy.de/sites/site_photonscience/content/e58/e176720/e177229/e196587/e199734/PETRAIII_bersicht_eng.jpg</a> <a href="http://photon-science.desy.de/facilities/petra_iii/beamlines/index_eng.html">http://photon-science.desy.de/facilities/petra_iii/beamlines/index_eng.html</a> Zugriff (04.05.2018)
[4]	Ptychographie: <a href="http://www.pro-physik.de/details/opnews/1576617/Ptychographie_koennte_elektronenmikroskopie_revolutionieren.html">http://www.pro-physik.de/details/opnews/1576617/Ptychographie_koennte_elektronenmikroskopie_revolutionieren.html</a> Zugriff (19.05.2018)
[5]	Hendrik Lindemann: Entwicklung eines Positioniersystems für ein Absorptionselement im Hochvakuum. Masterthesis, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg, 2018 Zugriff (23.06.2018)
[6]	Martin Seyrich: An Interferometric Positioning System For High Resolution 3d Ptychography. Masterthesis, Technische Universität Dresden, 2015. Zugriff (14.05.2018)
[7]	SmarAct GmbH - PicoScale User Manual, Version 29/09/2017-47918 <a href="http://www.smaract.com/picoline/picoscale/controller/">http://www.smaract.com/picoline/picoscale/controller/</a> Zugriff(15.05.2018)
[8]	SmarAct GmbH – C01 Sensorhead <a href="http://www.smaract.com/picoline/picoscale/sensor-heads/sensor-head-c01/">http://www.smaract.com/picoline/picoscale/sensor-heads/sensor-head-c01/</a> Zugriff (21.05.2018)
[9]	Nanolab-Probenvorbereitung: <a href="http://photon-science.desy.de/research/research_teams/x_ray_physics_and_nanoscience/desy_nanolab_instrumentation/sample_preparation/index_eng.html">http://photon-science.desy.de/research/research_teams/x_ray_physics_and_nanoscience/desy_nanolab_instrumentation/sample_preparation/index_eng.html</a> Zugriff (08.05.2018)
[10]	Hendrik Lindemann: Entwicklung eines 4-achsigen Festkörpergelenks für eine Probenpositionierung im Nanometerbereich. Masterprojekt, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg, 2017. Zugriff (19.05.2018)
[11]	Goniometer-Produkte attocube systems: <a href="http://www.attocube.com/attomotion/premium-line/angt50/">http://www.attocube.com/attomotion/premium-line/angt50/</a> Zugriff (09.05.2018)
[12]	Janssen Precision Engineering: Hertz Contact – Practical Implementations <a href="https://www.janssenprecisionengineering.com/wp-content/uploads/Hertz-contact-Practical-implementations.pdf">https://www.janssenprecisionengineering.com/wp-content/uploads/Hertz-contact-Practical-implementations.pdf</a> Zugriff (10.05.2018)
[13]	Monolitix: Festkörpergelenke <a href="http://www.monolitix.com/42-0-Festkoerpergelenke.html">http://www.monolitix.com/42-0-Festkoerpergelenke.html</a> Zugriff (17.05.2018)

[14]	Morphologischer Kasten: <a href="http://www.artm-friends.at/am/km/WM-Methoden/WM-Methoden-285.htm">http://www.artm-friends.at/am/km/WM-Methoden/WM-Methoden-285.htm</a> Zugriff (12.05.2018)
[15]	Janssen Precision Engineering: Flexure Hinge or Elastic Hinge <a href="https://www.janssenprecisionengineering.com/wp-content/uploads/Flexure-hinge-or-elastic-hinge.pdf">https://www.janssenprecisionengineering.com/wp-content/uploads/Flexure-hinge-or-elastic-hinge.pdf</a> Zugriff (11.05.2018)
[16]	Materialeigenschaften für Titan Grade 5: <a href="http://www.thyssenkrupp.ch/documents/Titan_Grade_5.pdf">http://www.thyssenkrupp.ch/documents/Titan_Grade_5.pdf</a> Zugriff (11.05.2018)
[17]	Janssen Precision Engineering: 2 Elastic Hinges In Series (Leaf Spring) <a href="https://www.janssenprecisionengineering.com/wp-content/uploads/2-Elastic-hinges-in-series.pdf">https://www.janssenprecisionengineering.com/wp-content/uploads/2-Elastic-hinges-in-series.pdf</a> Zugriff (11.05.2018)
[18]	Bohrmuster Lineartisch für Sensorhalterung: <a href="http://www.smaract.com/wp-content/uploads/2017/01/1720_drw.png">http://www.smaract.com/wp-content/uploads/2017/01/1720_drw.png</a> Zugriff (23.07.2018)
[19]	David Roylance. Finite Element Analysis. Massachusetts Institute of Technology Cambridge, 2001. <a href="https://ocw.mit.edu/courses/materials-science-and-engineering/3-11-mechanics-of-materials-fall-1999/modules/MIT3_11F99_fea.pdf">https://ocw.mit.edu/courses/materials-science-and-engineering/3-11-mechanics-of-materials-fall-1999/modules/MIT3_11F99_fea.pdf</a> Zugriff (21.05.2018)
[20]	Frequenzspektrum an der Experimentierumgebung: Desy-interne Datenbank: confluence Zugriff (23.07.2018)
[21]	Beispielbild für wirkende Momente: <a href="http://www.smaract.com/products/linear-positioners/slc-series/slc-1760/">http://www.smaract.com/products/linear-positioners/slc-series/slc-1760/</a> Zugriff (23.07.2018)
[22]	Kinematic-Mount-Prinzip: <a href="https://www.newport.com/n/optical-mirror-mount-technology-guide">https://www.newport.com/n/optical-mirror-mount-technology-guide</a> Zugriff (09.06.2018)
[23]	Goniometer SmarAct für Lösungskonzept: <a href="http://www.smaract.com/products/goniometers/sgo-77-5/">http://www.smaract.com/products/goniometers/sgo-77-5/</a> Zugriff (23.07.2018)
[24]	Lineartisch SmarAct für Lösungskonzept: <a href="http://www.smaract.com/products/linear-positioners/sl-series/sl-0610/">http://www.smaract.com/products/linear-positioners/sl-series/sl-0610/</a> Zugriff (23.07.2018)



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Landmann

Vorname: Mirko

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Entwicklung und Konstruktion von hochpräzisen Justierungsmechanismen für Interferometerachsen und Probenkörper

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

26.07.2018

Datum

\_\_\_\_\_  
Unterschrift im Original