



Conceptual Design & Application Studies of Piezoelectric Crystal Motors under Ultra-High Vacuum Conditions

(Konzepterstellung und Verwendungsmöglichkeiten eines
Piezokristallmotors im Ultrahochvakuum)

Diplomarbeit

führt zum Abschluss

Diplom-Ingenieur (FH) Fahrzeugtechnik

Von Jens Nagler

Zeuthen, 18. August 2009



Konzepterstellung und Verwendungsmöglichkeiten eines Piezokristallmotors im Ultrahochvakuum

Diplomarbeit

Von Jens Nagler

Institut:	DESY Deutsches Elektronen - Synchrotron Mitglied der Hermann von Helmholtz-Gemeinschaft Deutsches Forschungszentrum
Abteilung:	FLASH
Betreuung:	Dr. Martin Sachwitz Dipl. Ing. Reiner Heller
Hochschule:	Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin
1. Gutachter:	Professor Dr. Michael Lindemann
2. Gutachter:	Dipl. Ing. Reiner Heller
Zeitraum:	05. Mai 2009 bis 05. August 2009
Angestrebter Abschluss:	Diplom-Ingenieur (FH) Fahrzeugtechnik



Aufgabenstellung

In dieser Diplomarbeit sollen die Verwendungsmöglichkeiten des Piezokristallmotors des Herstellers Nanomotion (nanomotion.com), Vertrieb durch die Firma IME (ime-gmbh.de), ergründet werden. Für eine oder mehrere Verwendungsmöglichkeiten kann auch ein Konzept erstellt werden.

Es ist zu untersuchen ob ein Tandembetrieb für jedes Konzept möglich ist. Der Tandembetrieb könnte bei nur gering höherem Bauaufwand eine höhere Geschwindigkeit ermöglichen. Da der Lieferant und Ansprechpartner keine ähnlichen Versuche durchgeführt hat und somit keine Ergebnisse vorliegen, ist es Aufgabe, solch einen Testaufbau zu konstruieren. Dafür ist es nur bedingt notwendig, dass der Testaufbau im Vakuum stattfindet. Sollte der Aufbau auch im Vakuum getestet werden, so ist ein Vakuum bis 10^{-6} mbar als ausreichend anzusehen.

Für spätere Verwendungen ist ein Ultrahochvakuum bis 10^{-9} mbar anzusetzen. Die Ausfallsicherheit muss besonders beachtet werden, da bei Ausfall eventuell nicht nur das Bauteil oder die Baugruppe, sondern unter Umständen ein Totalausfall des Beschleunigers droht.



Selbstständigkeitserklärung

Ich bestätige, die Arbeit nach bestem Wissen und Gewissen und ohne unzulässige Hilfsmittel
und ungenannte Quellen verfasst und niedergeschrieben zu haben.

Soweit bekannt, wurde beziehungsweise wird das Thema an keiner anderen
(Fach-)Hochschule oder ähnlichem bearbeitet.

Jens Nagler



Danksagung

Ich bedanke mich bei:

Dipl.-Ing. Reiner Heller

Andreas Henschel

Dr. Kienitz

Marianne Kopecky

Prof. Dr. Michael Lindemann

Gabriele Nagler

Dr. Martin Sachwitz

Kay Sindermann

Ph.D. Ronny Sternberger

für ihre Unterstützung und Motivation, die Freiheiten und die zahlreichen konstruktiven Hinweise, die dafür sorgten, dass diese Diplomarbeit zu ihrem Ergebnis gekommen ist.

Zudem möchte ich mich bei meiner Familie für die tatkräftige Unterstützung, die ständige Motivation, das Vertrauen und das Verständnis, das sie in mich investiert hat, bedanken.

Dies gilt besonders meiner Tochter Kimberly.



Zusammenfassung

Für den Betrieb von Beschleunigern ist es wichtig, dass Bewegungen im Vakuum stattfinden. Die hier angefertigte Diplomarbeit befasst sich mit der Möglichkeit, diese Bewegungen mit Piezokristallmotoren durchzuführen, um auf verschleißanfällige Membranbälge zu verzichten. Hierfür sind Studien durchgeführt worden, die zeigen sollen, wofür es ratsam ist, einen Piezokristallmotor zu verwenden. Grenzen werden aufgezeigt, Vor- und Nachteile werden in der Arbeit abgewogen. Konstruktion mit anschließenden Tests eines Tandemaufbaus und ein Ausblick auf mögliche zukünftige Konzepte bilden den Kerninhalt.



Inhalt

1	Allgemeines.....	1
1.1	Abkürzungsverzeichnis	1
1.1.1	Lateinisches Alphabet, groß.....	1
1.1.2	Lateinisches Alphabet, klein	3
1.1.3	Griechisches Alphabet.....	6
1.1.4	Mathematische Zeichen.....	7
1.2	Einleitung	8
1.2.1	DESY	8
1.2.2	Kurzbeschreibung der Funktionsweise eines Beschleunigers für Elektronenfreie Strahlung	9
1.2.3	Probleme und Lösungen.....	10
2	Konstruktionsregeln für DESY-Projekte	11
2.1	Ausfallsicherheit.....	11
2.2	Strahlung	11
2.3	Konstruktionsregeln für Vakuum.....	11
3	Vakuum.....	12
3.1	Allgemein	12
3.2	Lineare Bewegungen.....	13
3.3	Rotationsbewegungen	14
3.4	Elektrische Durchführungen	15
3.5	Erzeugen des Vakuums	16
3.5.1	Prinzip einer Turbomolekularpumpe	16
3.5.2	Prinzip einer Ionengetterpumpe	17
3.6	Gasende Werkstoffe	18
3.7	Virtuelle Lecks	18



Inhalt (Fortsetzung)

4	Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8	19
4.1	Der Motor	19
4.1.1	Allgemeines	19
4.1.2	Einschränkungen des Motors	21
4.1.2.1	Durch Wärmeentwicklung	21
4.1.2.2	Steifigkeit	24
4.1.2.3	Kabel	25
4.1.3	Kräfte des Motors	25
4.1.4	Einbau des Motors	26
4.1.5	Einfahren des Motors	26
4.2	Die Keramik	27
4.3	Regelung / Verstärker	28
5	Der Tandemversuchsstand	29
5.1	Allgemeines	29
5.2	Ziel der Konstruktion	30
5.3	Vergleich Rampe vs. Sinoide nach Bestehorn	30
5.3.1	Rampe	32
5.3.2	Sinoide nach Bestehorn	35
5.3.3	Ergebnis des Vergleichs	38
6	Konstruktion des Tandemversuchsstandes	39
6.1	Baugruppen und Einzelteile	39
6.1.1	Kaufteile, die in mehreren Baugruppen eingesetzt werden	39
6.1.1.1	Zylinderschraube nach ISO 4762 (veraltet: DIN 912)	39
6.1.1.2	Zylinderschraube nach ISO 4762 hohlgebohrt	41
6.1.1.3	Encoder & Ableseskala M3500V der Firma MicroE	42
6.1.1.4	Schiene ACC-3150 von GPM-Antriebselemente	43



Inhalt (Fortsetzung)

6.2	Feste Baugruppe	44
6.2.1	Grundplatte	45
6.2.2	Tisch Encoderhalterung	46
6.2.3	Kabelklemme Encoderkabel	48
6.2.4	Halterung Encoder oben ⇔ unten	50
6.2.5	Benching Pin (Anlegestift)	51
6.2.6	Halterung Encoder unten	53
6.2.7	Kabelhalterung	54
6.2.8	Kabelführungshülse	55
6.2.9	Kabelführung	56
6.3	Mittlere Baugruppe	57
6.3.1	Sandwichplatte	59
6.3.2	Halterung Encoder Oben ⇔ Mitte	62
6.3.3	Halterung der Encoderableskala	63
6.4	Obere Baugruppe	64
6.4.1	Halterung der Nutzlast	65
6.4.2	Baugruppe Faserhalterung (Nutzlast)	67
6.4.2.1	Faserhalterung	68
6.4.2.2	Faserklemme	70
6.4.2.3	Kohlenstofffaser/Wolframdraht	71
6.4.2.4	Faserständer	72
6.5	Bauteile, die nicht unmittelbar in der Konstruktion verbaut worden sind	73
6.5.1	Endanschlüsse	73
6.5.2	Vakuumkammer	74
7	Die Montage	75



Inhalt (Fortsetzung)

8	Von der Versuchsdurchführung bis zum Ergebnis	76
8.1	Versuchsdurchführung	76
8.2	Auswertung	77
8.3	Ergebnisse	78
8.3.1	Messungen der Bewegungen der oberen Platte.....	78
8.3.2	Messungen der Bewegungen der oberen Platte.....	79
8.3.3	Messungen der Bewegungen der oberen und unteren Platte.....	80
9	Konzepte.....	81
9.1	Wirescanner.....	81
9.1.1	Aufgabe des Wirescanners	81
9.1.1.1	Allgemein	81
9.1.1.2	Messmethoden des Wirescanners.....	83
9.1.2	Konzept des Wirescanners	84
9.2	Fast Shutter.....	87
9.2.1	Aufgabe des Fast Shutters	87
9.2.2	Konzept des Fast Shutters	88
9.3	Schaltspiegel.....	89
9.3.1	Aufgaben des Schaltspiegels.....	89
9.3.2	Konzepte des Schaltspiegels	89
9.3.2.1	Schaltspiegel translatorisch	90
9.3.2.2	Schaltspiegel rotatorisch	95
10	Literaturverzeichnis.....	97
11	Bilderverzeichnis.....	99
12	Tabellenverzeichnis.....	101
13	Verzeichnis der Diagramme.....	101
14	Gleichungsverzeichnis	102
15	Quellenverzeichnis.....	103



Inhalt (Fortsetzung)

16	Anhang	105
16.1	Herleitungen	105
16.1.1	Steifigkeit (Gl. 3).....	105
16.1.2	Gleichungen Motorkraft und Beschleunigung über Geschwindigkeit	106
16.1.3	Gleichungen Rampe, Weg über Geschwindigkeit und Geschwindigkeit	106
16.1.4	Herleitung des benötigten Weges bei einer Geschwindigkeitsrampe	107
16.1.5	Extremwerte der Ableitungen der Besthorn-Sinoide	108
16.1.5.1	Originalform der Besthorn-Sinoide und Ihre Ableitungen.....	108
16.1.5.2	Extremwerte der Geschwindigkeit	109
16.1.5.3	Extremwerte der Beschleunigung	110
16.1.5.4	Extremwerte des Ruckes	111
16.1.6	Herleitung des Messfehlers	112
16.2	Zeichnungen	117



1 Allgemeines

1.1 Abkürzungsverzeichnis

1.1.1 Lateinisches Alphabet, groß

A	Fläche
$A_{\text{Projektion}}$	Projektionsfläche
A_{Spannung}	Spannungsquerschnitt
A_{wirk}	Wirksame Wärme übertragende Fläche
A_{\square}	Fläche eines Parallelogramms
E	Elastizitätsmodul
F	Kraft
$F_{\text{Beschleunigung}}$	Kraft durch Massenträgheit bei Beschleunigung
F_{Betrieb}	Betriebskraft
F_{Gesamt}	Gesamtkraft
F_{max}	Maximalkraft (des Motor)
$F_{\text{Klemmung, oben}}$	Kraft durch die obere Klemmung
F_{Luft}	Kraft durch Luftreibung
F_{Motor}	Motorkraft
F_N	Normalkraft (senkrecht auf Fläche)
$F_R; F_{\text{Reibung}}$	Kraft durch Reibung (Roll-, Gleit- & Haftreibung)
$F_{\text{Schrauben}}$	Schraubenkraft
F_{Steigung}	Hangabtriebskraft (gegen den Hang positiv)
J	Massenträgheitsmoment



1 Allgemeines

J_{Spiegel}	Massenträgheitsmoment des Spiegels (Gesamt)
$J_{\text{Spiegel}; \text{Schwerpunktachse}}$	Massenträgheitsmoment des Spiegels durch Schwerpunkt des Spiegels
P	Leistung
P_{Motor}	Motorleistung
Q	Wärmemenge
\dot{Q}	Wärmeabfuhr
R	Ohm'scher Widerstand
S	Sicherheit
T	Zeitintervall; Gesamtzeit pro Bewegung
U	Spannung
V	Volumen eines Körpers
V_{Spiegel}	Volumen des Spiegels



1 Allgemeines

1.1.2 Lateinisches Alphabet, klein

a	Seite eines Körpers/einer Fläche Beschleunigung Multiplikationskonstante in Gleichung
a_{\max}	Maximale Beschleunigung
$a_{\max; Motor}$	Maximale Beschleunigung des Motors
\dot{a}	Ableitung der Beschleunigung nach der Zeit (Ruck)
\ddot{a}	2. Ableitung der Beschleunigung nach der Zeit
b	Seite eines Körpers/einer Fläche (Multiplikations-)Konstante in Gleichung
$b_{Spiegel}$	Breite des Spiegels
c	Steifigkeit eines Systems
c_w	Luftwiderstandsbeiwert (C-Wert)
d	Durchmesser
$d_{Flanken}$	Flankendurchmesser einer Schraube
d_{Strahl}	Strahldurchmesser
f	Frequenz in Hz (1/s)
g	Gravitationskonstante (Berechnungen mit 9,81 m/s ²)
h	Höhe eines Körpers, einer Fläche
$h_{Spiegel}$	Höhe des Spiegels
k	Ruck
\dot{k}	Ableitung des Ruckes nach der Zeit
\ddot{k}	2. Ableitung des Ruckes nach der Zeit
l	Länge
l_0	Anfangslänge (vor Kraft, Temperaturänderung)
l_{Draht}	Drahtlänge



1 Allgemeines

l_{Spiegel}	Spiegellänge
Δl	Längenänderung
m	Masse
	Variable (ganze oder natürliche Zahlen)
m_{Mitte}	Masse der mittleren Ebene
m_{Nutz}	Masse der Nutzlast
m_{Oben}	Masse der oberen Ebene
n	Variable (ganze oder natürliche Zahlen)
	Anzahl Lastspiele
	Anzahl Messwerte
$n_{\text{Lebensdauer}}$	Anzahl der garantieren Lastspiele (Garantierte Lebensdauer)
r	Radius eines Kreises oder Kreissegmentes
r_{Spiegel}	Radius um den der Spiegel gedreht wird
$r_{\text{Spiegelführung}}$	Radius der Spiegelführung
s	Weg
$s_{\text{Beschleunigung / Brems}}$	Weg zum Beschleunigen oder Abbremsen
$s_{\text{Bestehorn}}$	Weg der Bestehorn-Sinoide
s_{Gesamt}	Gesamtweg
$s_{\text{Konstantfahrt}}$	Weg mit konstanter Geschwindigkeit
s_{Leiter}	Leiterlänge
$s_{\text{Sicherheit}}$	Sicherheitszugabe als Strecke/Weg
s_{Spiegel}	Weg, den der Spiegel zurücklegen muss
s_{Steigung}	Steigung einer Schraube (Hub der Schraube pro Umdrehung)
\dot{s}	Geschwindigkeit (Ableitung des Weges nach der Zeit)
\ddot{s}	Beschleunigung (2. Ableitung des Weges nach der Zeit)
$\ddot{\ddot{s}}$	Ruck (3. Ableitung des Weges nach der Zeit)
$\ddot{\ddot{\ddot{s}}}$	4. Ableitung des Weges nach der Zeit



1 Allgemeines

t	Zeit
	Student-Faktor; Student-Verteilung
$t_{\text{Lebensdauer}}$	Lebensdauer in Zeitangabe
t_{normiert}	Zeit als Anteil von Gesamtzeit (0...1)
v	Geschwindigkeit
v_{max}	Maximale Geschwindigkeit (des Motors)
\dot{v}	Ableitung der Geschwindigkeit nach Zeit (Beschleunigung)
\ddot{v}	2. Ableitung der Geschwindigkeit nach Zeit (Ruck)
u	Messfehler
x	x-Wert
	X-Koordinate
x_{ideal}	Ideale x-Werte
$x_{\text{schräg}}$	x-Werte bei schrägem Einbau
x_i	i-ter Istwert von x
x_{Soll}	Sollwert von x
Δx	Differenz zweier x-Werte
\hat{x}	Maximaler x-Wert
y	y-Wert
	Y-Koordinate
y_{ideal}	Ideale y-Werte
$y_{\text{schräg}}$	y-Werte bei schrägem Einbau
Δy	Differenz zweier y-Werte
\hat{y}	Maximaler y-Wert
z	z-Wert
	Z-Koordinate



1 Allgemeines

1.1.3 Griechisches Alphabet

$\Delta...$	Differenz
Δl	Längenänderung
Δx	Wegänderung in X-Koordinate
α	Winkel
β	Winkel
ε	Längenänderung im Verhältnis zu Anfangslänge
ε_{Druck}	Längenänderung im Verhältnis zu Anfangslänge bei Druck
$\varepsilon(\vartheta)$	Längenänderung im Verhältnis zu Anfangslänge bei Temperaturänderungen
λ	Wärmeleitkoeffizient
μ	Reibungskoeffizient (Roll-, Gleit- & Haftreibung)
μ_{Haft}	Haftreibungskoeffizient
π	Kreiszahl, Ludolph'sche Zahl, Archimedes-Konstante
ϑ	Temperatur
$\Delta\vartheta$	Temperaturunterschied
ρ	Dichte eines Mediums/Stoffes
σ	Mechanische Spannung
σ_{Druck}	Mechanische Spannung durch Druck



1 Allgemeines

1.1.4 Mathematische Zeichen

=	Gleichheit
≠	Ungleichheit
x^y	Potenzieren (Multiplikation y Elemente von x)
\sqrt{x} $\sqrt[y]{x}$	(y-te) Wurzel aus x
$\forall \dots$	Gilt für Alle ... (Bedingung)
$\dots \in \dots$... ist ein Element des Zahlenbereiches ...
$\dots \notin \dots$... ist <u>kein</u> Element des Zahlenbereiches ...
\mathbb{N}	Zahlenbereich der Natürlichen Zahlen (1; 2; 3; ...)
\mathbb{Z}	Zahlenbereich der ganzen Zahlen (...; -2; -1; 0; 1; 2; ...)
\mathbb{Q}	Zahlenbereich der Brüche ganzer Zahlen; z.B. $\frac{1}{2}$; $\frac{1}{4}$
\mathbb{R}	Zahlenbereich reellen Zahlen ($-\infty \leq \dots \leq \infty$)
\mathbb{C}	Zahlenbereich der Komplexen Zahlen (mit Imaginärteil)
$y(x)$	y in Abhängigkeit von x
$\sin(\dots)$	Sinus des Winkels ...
$\cos(\dots)$	Kosinus des Winkels ...
$\tan(\dots)$	Tangens des Winkels ...
$\cot(\dots)$	Kotangens des Winkels ...
$\arcsin(\dots)$	Umkehrfunktion des Sinus (ergibt Winkel)
$\arccos(\dots)$	Umkehrfunktion des Kosinus (ergibt Winkel)
$\arctan(\dots)$	Umkehrfunktion des Tangens (ergibt Winkel)
$\text{arc cot}(\dots)$	Umkehrfunktion des Kotangens (ergibt Winkel)



1 Allgemeines

1.2 Einleitung

1.2.1 DESY

DESY ist die Abkürzung von „Deutsches Elektronen - Synchrotron“. Es ist ein Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft. Finanziert wird die Forschung (Jahresetat 192 Millionen Euro) durch Mittel der Bundesrepublik Deutschland (172,8 Millionen Euro) und den Ländern Hamburg (17,3 Millionen Euro) und Brandenburg (1,9 Millionen Euro). Standorte befinden sich in Hamburg und in Zeuthen [1].

Derzeitige Projekte in Hamburg sind:

- DORIS III
- FLASH (**F**ree-**E**lectron **L**aser in **H**amburg)
- HERA
- ILC (**I**nternational **L**inear **C**ollider)
- PETRA III
- XFEL (**X**-Ray **F**ree **E**lectron **L**aser).

In Zeuthen werden derzeit die Projekte:

- PITZ (**P**hotoinjektor **T**eststand in **Z**euthen)
- Ice Cube (Neutrino**t**eleskop am Südpol)
- Paralleles Rechnen (Computerprogrammierung und Simulation)
- Konstruktion für CTA (Cherenkov Telescope Array)
- CERN - Experimente (Kollaborationen, ATLAS & CMS)
- ILC (**I**nternational **L**inear **C**ollider)
- Theoretische Physik (Gittertheorien)

begleitet.

1.2.2 Kurzbeschreibung der Funktionsweise eines Beschleunigers für Elektronenfreie Strahlung

Die im Rahmen dieser Diplomarbeit bearbeiteten Konzepte und Konstruktionen sind für FLASH (**Abbildung 1**), PITZ und X-FEL vorgesehen. Laser und Röntgenstrahlen fallen hier in die Kategorie Beschleuniger, da diese mit einer sehr viel höheren Energie arbeiten als die üblichen Laser und Röntgenquellen, die aus Optik und Medizin bekannt sind. Um auf diese hohe Energie (gemessen in Elektronenvolt eV) zu kommen, werden Elektronenpakete (Bunches) in einem Teilchenbeschleuniger auf extrem hohe Geschwindigkeit gebracht und dann zum Strahlen angeregt. Hierfür werden tonnenschwere Undulatoren (hintereinander geschaltete Elektromagnete) verwendet. Fliegt die Elektronenwolke durch die Undulatoren, werden die Elektronen zum Schwingen angeregt und erzeugen die gewünschte Strahlung. Diese hängt von der Geschwindigkeit der Elektronen und der „Wellenlänge“ der Undulatoren ab, also in welchem Abstand die Elektronen für eine Schwingung angeregt werden. Da die Elektronen dann nicht mehr erwünscht sind, werden sie mit einem Magneten in einen „Dump“ geleitet. Ein Dump besteht aus einer Vielzahl von Materialien, darunter Metalle und Nichtmetalle. Er ist dafür vorgesehen, die Energie der Elektronen aufzunehmen und als Wärme wieder abzugeben. Nachteilig daran ist, dass der Dump aktiviert wird, was bedeutet, dass er (auch nach dem Gebrauch) radioaktive Strahlung freisetzt. Strahlung wird während des Betriebes des Beschleunigers auch an anderen Orten freigesetzt, wobei der Hauptteil der radioaktiven Strahlen mit dem Runterfahren des Beschleunigers verschwindet. Während des Betriebes des Beschleunigers ist deshalb der Aufenthalt im Beschleunigertunnel verboten und der Bereich ist Verschlusszone. Sollte eine Tür geöffnet werden, sorgen Kontrollschalter dafür, dass der Beschleuniger sofort heruntergefahren wird. Strahlenschutzbeauftragte messen den Bereich um den jeweiligen Beschleuniger frei, bevor er für die Allgemeinheit geöffnet wird.

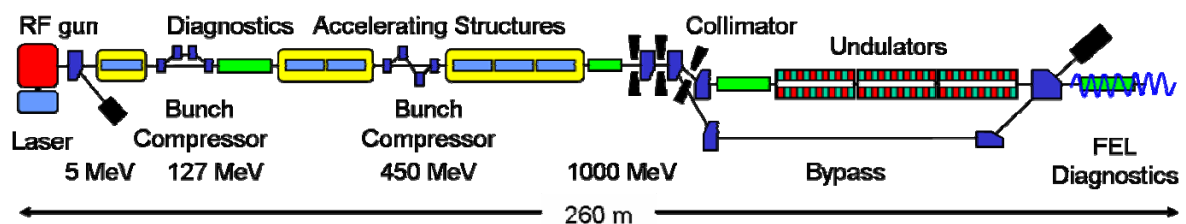


Abbildung 1 - Prinzipskizze von FLASH [2]



1 Allgemeines

1.2.3 Probleme und Lösungen

Zurzeit gibt es bei DESY sehr viele Anwendungen, in denen eine Bewegung im Ultrahochvakuum stattfindet. Diese vielen Bewegungen sind notwendig, um Teilchenbeschleuniger zu testen, zu konfigurieren und nutzerspezifische Änderungen leicht einfließen lassen zu können. Einige dieser Bewegungen sind selten und unproblematisch. Viele Bewegungen werden jedoch sehr häufig oder ständig durchgeführt.

Bewegungen werden zurzeit meistens über einen Membranbalg in das Vakuum eingeleitet (Kapitel 3.2). Diese Membranbälge haben den großen Nachteil, eine begrenzte Lebensdauer (von 0,5 bis 10 Millionen Hübe) zu haben.

Je nach Anzahl der Bewegungen muss der Balg ausgetauscht werden, bevor er undicht wird. Beispiel Fast Shutter (Kapitel 9.2.1):

$$\begin{aligned}f &= 2,5 \text{ Hz} \\n_{\text{Lebensdauer}} &\approx 1.000.000 \\t_{\text{Lebensdauer}} &= \frac{1.000.000}{2,5} \text{ s} = 400.000 \text{ s} \hat{=} 4 \text{ d } 15 \text{ h } 6 \text{ min } 40 \text{ s}\end{aligned}$$

Wie dieses Beispiel verdeutlicht, ist eine so kurze Zeitdauer sehr hinderlich für den kontinuierlichen Betrieb des Beschleunigers. Ein Wechsel des Bauteils ist eine mehrere Tage dauernde Prozedur. Diese beinhaltet das Belüften des Vakuums, das Auswechseln des Teils/der Baugruppe, das Evakuieren des Volumens und die Lecksuche.

Um diese Arbeiten zu minimieren soll der Ultrahochvakuummotor HR8 getestet werden. Bei Erfolg können viele Anwendungen in das Vakuum platziert werden, was einen Betrieb ohne Membranbälge ermöglicht. Die Lebensdauer der Keramikelemente der Motoren ist mit 20.000 Stunden angegeben. Das ca. entspricht 2 Jahre und 100 Tage Dauerbetrieb.

Ein Nachteil der Motoren im Vakuum ist allerdings, dass sie „ruhen“ müssen, um die Wärme abführen zu können (siehe Kapitel 4.1). Ein Dauerbetrieb ist somit nur für sehr leichte Aufgaben möglich.

Sollten die Tests positiv verlaufen, werden die Konzepte verfeinert und nach entsprechenden Änderungen bei den Projekten Flash, PIZ und/oder XFEL Anwendungen finden.



2 Konstruktionsregeln für DESY-Projekte

2 Konstruktionsregeln für DESY-Projekte

2.1 Ausfallsicherheit

Oberste Priorität muss die Ausfallsicherheit haben, da der Beschleuniger auch nachts und am Wochenende im Betrieb stabil laufen soll. Sollte der Beschleuniger ausfallen, dauert es lange, bis der Beschleuniger wieder in Betrieb genommen werden kann. Besonders, wenn das Vakuum verloren geht, benötigt man sehr lange (bis zu mehreren Tagen) bis die erforderlichen Druckwerte wieder erreicht werden können. Unter gar keinen Umständen darf ein Bauteil in den Strahl hineinragen, da es den Strahl zerstört und aktiviert (Radioaktivität) wird. Selbst wenn ein Teil nur in das Strahlrohr hineinragt, wirft es einen messbaren „Schatten“.

2.2 Strahlung

Während des Betriebs des Teilchenbeschleunigers entsteht radioaktive Strahlung. Diese führt zu einem erhöhten Zerfall der Kohlenwasserstoffketten in den meisten Kunststoffen. Deshalb sind Werkstoffe wie Stahl, Aluminium und Keramik zu bevorzugen. Die Strahlung bleibt nicht nur in der „Beamline“, sondern dringt auch in den Tunnel vor, was dazu führt, dass hier auch keine Kunststoffe verwendet werden sollten. Da sie schnell wieder abgebaut ist, sagt man, sie ist relativ flüchtig. Einige Teile entlang der Beamline werden jedoch aktiviert. Sie fangen an, selbst radioaktive Strahlung auszusenden.

2.3 Konstruktionsregeln für Vakuum

Um den Druck möglichst gering zu halten, ist es wichtig, dass das Nachströmen von Atomen und Molekülen weitestgehend vermieden wird. Ebenso wichtig ist natürlich, dass die bestehenden Atome und Moleküle möglichst schnell abgesaugt bzw. eingefangen werden können. Eine Auswahl an Materialien ist vorgegeben. Verboten sind Zink, Kadmium und Blei, sowie Legierungen in denen diese Stoffe vorkommen.

3 Vakuum

3.1 Allgemein

Über Vakuum spricht man, wenn der Druck unterhalb des Umgebungsluftdrucks ist. Da dieser nicht konstant ist, gibt es keine Grenze, bei der gesagt wird, ab wann ein Vakuum beginnt. Deshalb findet sich in der **Tabelle 1** kein Vorfaktor bei Grobvakuum.

Tabelle 1 - Einteilung Vakuum nach Druck [3]

Name	Druckbereich in mbar
Grobvakuum	$10^0 - 10^3$
Feinvakuum	$10^{-3} - 10^0$
Hochvakuum	$10^{-7} - 10^{-3}$
Ultrahochvakuum	$10^{-12} - 10^{-7}$

Die Kraft durch den Luftdruck ist enorm. Bereits bei 1 mbar beträgt der Unterschied zum Luftdruck 10 N/cm^2 . Da das Vakuum gegen die Luft abzudichten ist, müssen spezielle Systeme verwendet werden. Diese sind genormt und tragen Kurzbezeichnungen. Früher wurden bei DESY KF (Kleinflansch) -Systeme verwendet. Diese sind nur noch selten anzufinden, da es Probleme mit der Abdichtung von Ultrahochvakuum gab. Heute sind ausschließlich CF(Conflat[®])-Flansche in Verwendung. Hier werden Kupferdichtungen (schwarz in **Abbildung 2**) zwischen den Flanschen verbaut.

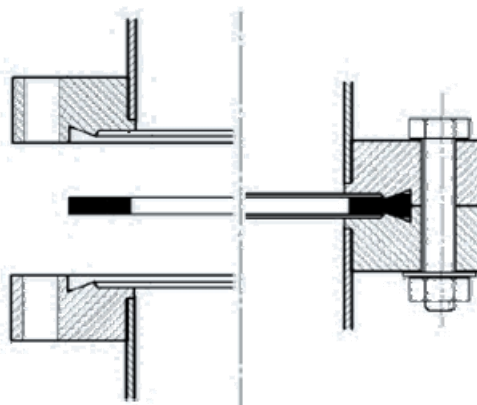


Abbildung 2 - Aufbau eines CF-Flansches [4]

Die Flansche haben Schneidkanten, mit denen sie sich beim Verschrauben in diese Kupferdichtungen hinein schneiden. Dafür werden die Schrauben bis über die Streckgrenze beansprucht, weshalb diese, genau wie die Kupferdichtungen, nur einmalig verwendet werden sollten.

3.2 *Lineare Bewegungen*

Für Bewegungen in der Vakuumkammer werden spezielle Membranbälge verwendet (**Abbildung 3**), um translatorische Bewegungen in einer Achse zu ermöglichen. Membranbälge haben den sehr großen Nachteil, dass die Lebensdauer stark beschränkt ist. Je nach Ausführung, Material und Hub müssen sie alle 500.000 bis 10.000.000 Bewegungen ausgewechselt werden. Dies führt dazu, dass bei der Anwendung „Fast Shutter“ dieser Balg spätestens alle 3 Monate gewechselt werden muss.

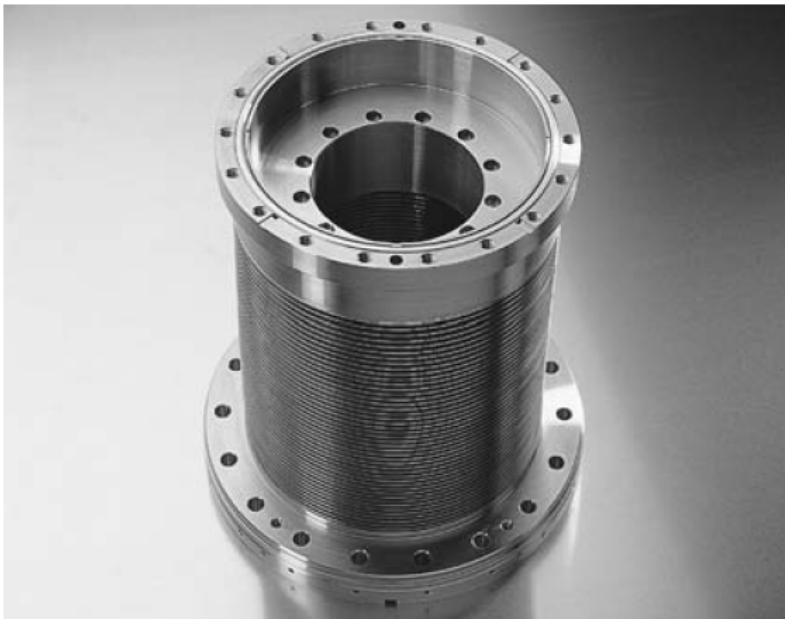


Abbildung 3 - Membranbalg der Firma Vacom [5]

3.3 Rotationsbewegungen

Für das Einleiten von Drehbewegungen in das Vakuum gibt es keine direkten Lösungen für den Ultrahochvakuumbereich. Für den Bereich über 10^{-8} mbar (meist über 10^{-6} mbar) gibt es die Möglichkeit über magnetische Flüssigkeiten das Vakuum gegen den Luftdruck abzudichten (**Abbildung 4**).

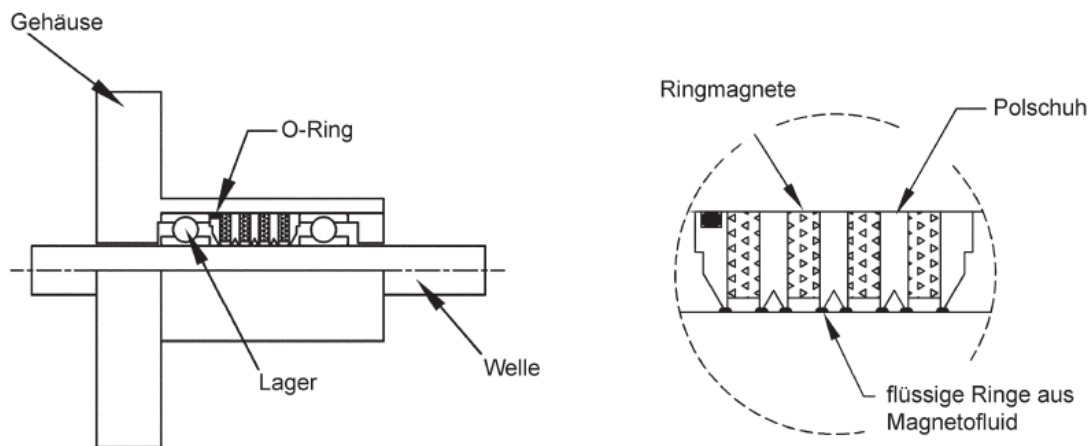


Abbildung 4 - Drehdurchführung mit Magnetofluid [6]

Drehbewegungen ins Ultrahochvakuum werden meist mit Magnetischen Kopplern durchgeführt. Ein Magnet ist außerhalb des Vakuums, einer innerhalb. Die Trennwand zwischen Vakuumkammer und Luft darf hier nicht ferromagnetisch sein. Der äußere Magnet wird durch einen normalen Motor gedreht. Der Magnet im Vakuum versucht, geringe Abstände vorausgesetzt, diesem zu folgen.

Diese Konstruktion hat den sehr großen Nachteil, dass zwischen angetriebenem Magnet und Magnet im Vakuum, in Abhängigkeit von Abstand und Drehmoment, immer Schlupf existiert. Somit ist diese Bauart für Konstruktionen, in denen es auf Genauigkeit ankommt, weitestgehend ungeeignet. Es wird viel Bauraum benötigt und die zu übertragenden Drehmomente sind sehr gering. Die übertragbaren Momente großer Magnetkoppler liegen im einstelligen Bereich (Nm).

Eine andere Methode ist, so genannte Ultrahochvakuumkatzenschwanzdurchführungen zu verwenden, **Abbildung 5**. Die abgewinkelte Antriebswelle (1) überträgt die Bewegung auf die Abtriebswelle (4) über den Kurbelzapfen (3). Der Membranbalg ist nicht drehend gelagert und führt eine Taumelbewegung aus. Die im CF-Flansch (6) und im Gehäuse verbauten

Kugellager sind Ultrahochvakuumtauglich. Die Kugeln sind aus Keramik und ungeschmiert. Durch die Verwendung eines Membranbalgs ist die Lebensdauer begrenzt. [7]

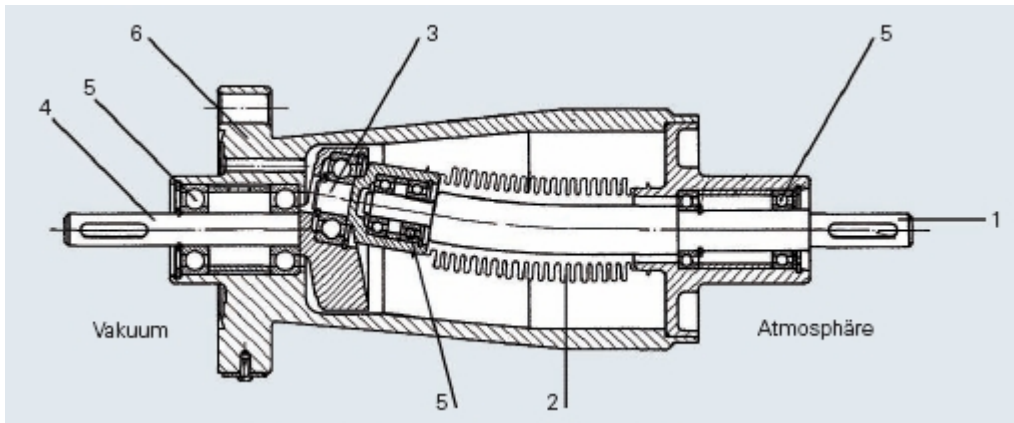


Abbildung 5 - Drehdurchführung durch UHV-Katzenschwanz [7]

3.4 Elektrische Durchführungen

Wenn elektrische Leitungen ins Vakuum gezogen werden müssen, so muss diese Verbindung ebenfalls ultrahochvakuumtauglich sein. Hierfür gibt es spezielle Durchführungen zu kaufen, die auf Basis eines CF-Flansches verbaut werden können. Keramiken sorgen für elektrische Isolation. Die Kabel werden hartgelötet oder geschweißt. Problematisch ist die Elektromagnetische Abschirmung, da diese beim Flansch unterbrochen werden muss.



Abbildung 6 - Elektrische Durchführung [7]

3.5 Erzeugen des Vakuums

3.5.1 Prinzip einer Turbomolekularpumpe

Die Turbomolekularpumpe besteht aus mehreren Schaufelrädern, ähnlich einer Turbine. Der Unterschied ist, dass hier nicht alle Schaufelräder drehbar gelagert, sondern teilweise fest sind. Durch die hohen Rotationsgeschwindigkeiten (10.000...100.000 U/min) liegt die Geschwindigkeit der Rotorblätter ungefähr in der Größenordnung der mittleren thermischen Geschwindigkeit der Gasmoleküle (wichtig fürs Gaede'sches Prinzip), wodurch ein Impuls auf die Gasmoleküle wirkt und eine Strömung entsteht.

Turbomolekularpumpen drehen nicht sofort auf Nenndrehzahl, sondern steuern/regeln je nach Innendruck. Die höchste Drehzahl erreichen sie bei dem niedrigsten Druck. [9]



Abbildung 7 - Turbomolekularpumpe [10]

3.5.2 Prinzip einer Ionengetterpumpe

Die Ionengetterpumpe, auch Ionenzerstäuberpumpe genannt, besteht aus mehreren Titanröhren, an die eine Hochspannung (ca. 7.000 V) angelegt wird. Durch das entstehende elektrische Feld werden die ionisierten Restgaspartikel angezogen und bewegen sich aufgrund des Magnetfeldes (Lorentzkraft) auf einer Spiralbahn dorthin. Schließlich bohren sie sich mit hoher Geschwindigkeit in das Titan. Mit Ionengetterpumpen kann man ein Vakuum von bis zu 10^{-11} mbar erzeugen.

Diese Art von Pumpe funktioniert nur, wenn bereits Hochvakuum erreicht worden ist, also wenn die Vakuumkammer bereits einen Druck von ca. 10^{-6} mbar erreicht hat. Ionengetterpumpen sind für Edelgase nicht sehr gut geeignet, weil abgepumptes Edelgas chemisch nicht gebunden werden kann und unter Umständen wieder frei gesetzt wird. [11]

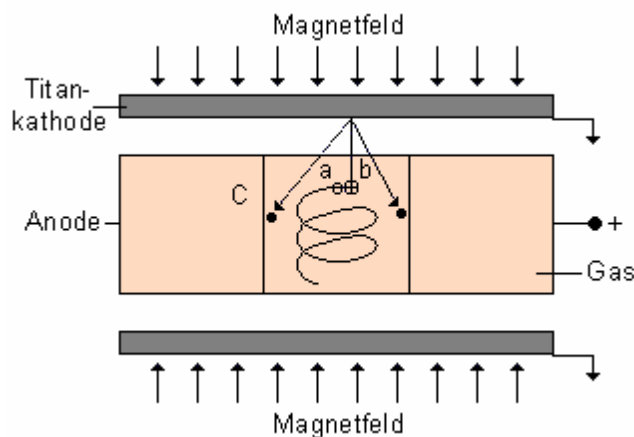


Abbildung 8 - Prinzip einer Ionengetterpumpe [12]



Abbildung 9 - Schnitt durch eine Ionengetterpumpe [13]



3 Vakuum

3.6 Gasende Werkstoffe

Gummi, Öle, Harze, Kunststoffe und einige Metalle nehmen Luft oder anderen Atome und Moleküle auf wie ein Schwamm. Trotz des enormen Unterdrucks geben diese Werkstoffe diese Gase nur schwerfällig frei (wie ein zusammengedrückter Schwamm immer Wasser in sich behält). Dies führt dazu, dass anfangs zwar viele Atome und Moleküle diese Werkstoffe verlassen (was nicht weiter schlecht ist), später jedoch weiterhin ein konstanter Strom an Atomen und Molekülen bestehen bleibt.

Zudem ist der Dampfdruck einiger Werkstoffe so hoch, dass diese im Ultrahochvakuum nicht verwendet werden können. Beispiele hierfür sind Kadmium, Magnesium und Zink, sowie deren Legierungen. Des Weiteren gilt dies auch für viele organische Materialien.

Grund dafür ist das teilweise Sublimieren/Sieden dieser Stoffe durch den geringen Druck. Je nach Stoff, Temperatur und Umgebungsdruck stellt sich ein Verhältnis zwischen gasförmigen und flüssigen und/oder festen Partikeln ein (Sättigungsdampfdruck). Liegt der Sättigungsdampfdruck oberhalb des Drucks im Vakuum, so sublimiert Masse, die von Vakuumpumpen entfernt beziehungsweise aufgenommen werden muss. Der Werkstoff gast. Durch das Sublimieren ist ein weiteres Sinken des Druckes nur schwer möglich, da dafür mehr Pumpleistung erbracht werden muss, als bei nicht gasenden Werkstoffen.

3.7 Virtuelle Lecks

Um das Vakuum herzustellen ist es notwendig, den Raum zu evakuieren. Dies geschieht am schnellsten durch große Querschnitte (Erhöhung des Leitwertes). Dementsprechend sind kleine Querschnitte stark hinderlich. Die kleinsten Querschnitte bilden aufeinander liegende Flächen, im Fachjargon „virtuelle Lecks“ genannt. Durch Fertigungsungenauigkeiten ist der Querschnitt der Öffnung trotz Elastizität nie null. Aufeinander treffende Oberflächenrauheiten bilden mikroskopisch kleine Schluchten, Täler und Tunnel, durch die sich die Moleküle erst ihren Weg bahnen müssen. Dementsprechend sind aufeinander liegende Flächen zu vermeiden beziehungsweise möglichst klein zu halten.

4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.1 *Der Motor*

4.1.1 Allgemeines

Der Piezokristallmotor der Firma Nanomotion, **Abbildung 10**, besteht aus einem für Vakuum sehr gut geeignetem Stahl und 8 Piezokristallelementen. Die Piezokristalle werden durch elektrische Signale zum Schwingen angeregt. Um eine Bewegung zu erzielen werden zwei Schwingungen überlagert.

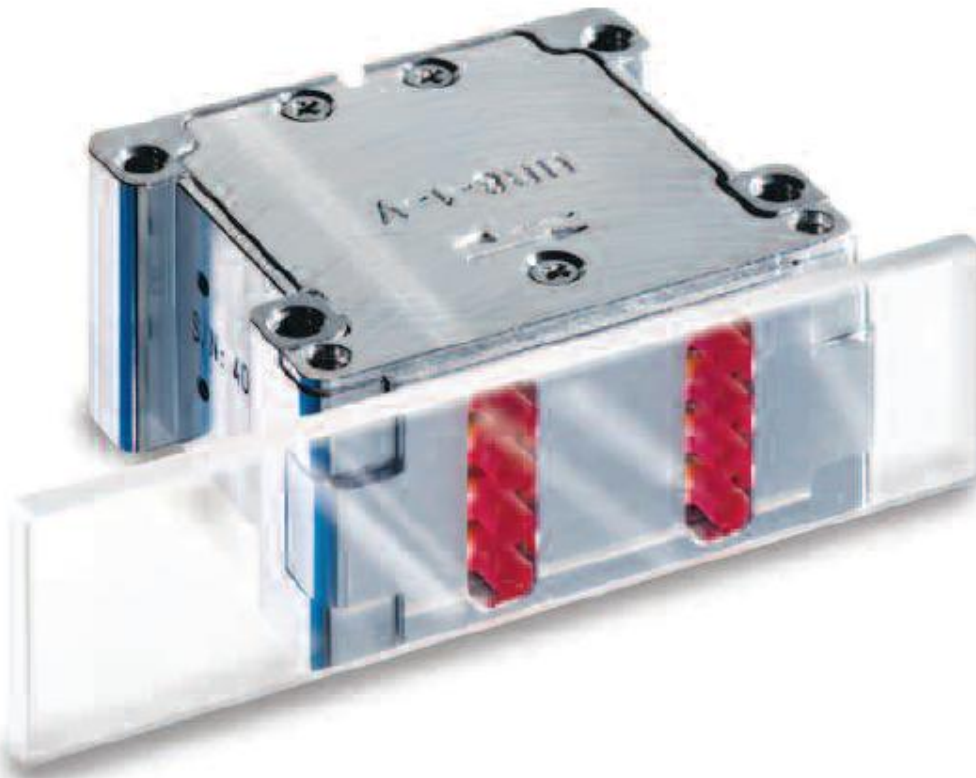


Abbildung 10 - Piezokristallmotor von Nanomotion HR 8 [8]

Die Kristallenden laufen dabei über eine Keramikscheibe (rotatorische Bewegungen) oder eine Keramikbahn (translatorische Bewegungen, in **Abbildung 10** durchsichtig). Durch die

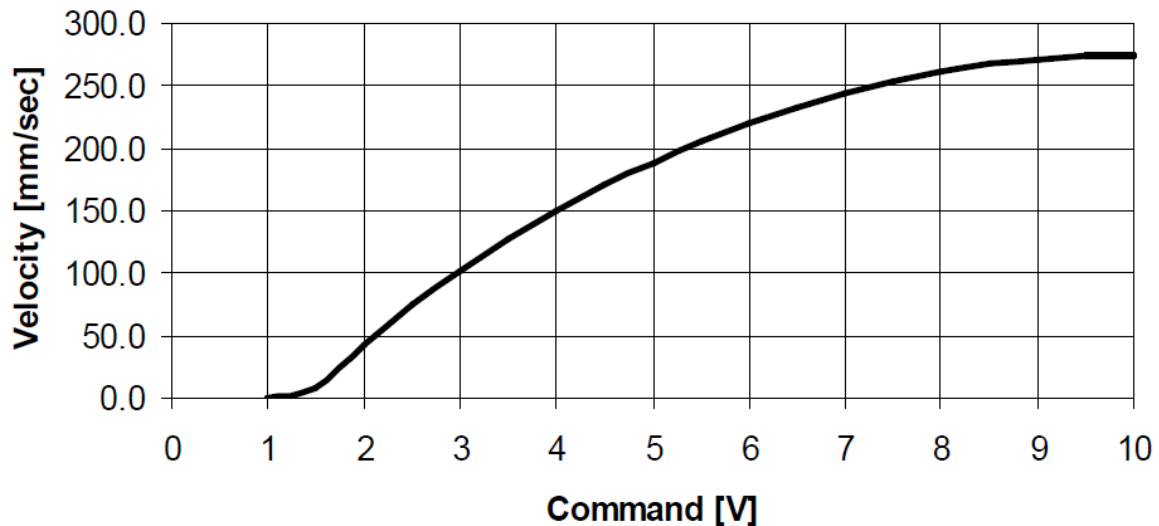


4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

kleinen Amplituden der Schwingungen werden pro Schritt kleine Wege zurückgelegt, weshalb in Verbindung mit einem sehr guten Encoder eine sehr hohe Präzision (Genauigkeit ≤ 100 nm) erreicht werden kann.

Nachteil dieser kleinen Schritte ist, dass eine sehr hohe Frequenz (hier Resonanzfrequenz der Piezokristalle = 39,6 kHz) notwendig ist, um mittlere Geschwindigkeiten zu erreichen. Somit liegt die maximale Geschwindigkeit des Motors bei ca. 250 mm/s. Diese kann jedoch durch eine höhere Spannung noch leicht erhöht werden, was allerdings auch höhere mechanische Spannungen im Piezokristall bedeutet.

Diagramm 1 - Geschwindigkeits-Spannungs-Diagramm [15]





4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.1.2 Einschränkungen des Motors

4.1.2.1 Durch Wärmeentwicklung

Höhere elektrische Spannungen bedeuten höhere Verluste durch den ohm'schen Widerstand.

$$P = \frac{U^2}{R} \quad \text{Gl. 1}$$

Die Leistung, die „verloren“ geht, wird in Wärme umgewandelt, wobei eine quadratische Abhängigkeit der Wärme von der Spannung besteht, wenn man die Widerstandsänderung durch die Temperaturerhöhung vernachlässigen kann. Das bedeutet, dass bei 20 % höheren Spannungen 44 % mehr Wärme abgeführt werden muss, um die Temperatur konstant zu halten.

Da in einem Vakuum keine Teilchen Wärme übertragen können, kann die Wärme nur durch Wärmeleitung durch die Bauteile und durch Wärmestrahlung abgegeben werden. Die Wärmestrahlung ist stark von der Temperatur abhängig und da die Temperatur von 140 °C nicht überschritten werden soll, ist die Wärmestrahlung gering. Die Wärmeleitung wird durch folgende Faktoren bestimmt:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot A_{\text{wirk}} \cdot \Delta \vartheta}{s_{\text{Leiter}}} \quad \text{Gl. 2}$$

Konstruktiv kann die Wärmeabfuhr (Wärmemenge pro Zeit) nur durch Vergrößern der Übertragungsfläche oder Verkürzen der Übertragungsstrecke erhöht werden.

Bei gleicher Konstruktion besteht noch die Möglichkeit, ein anderes Material mit einem höheren Wärmeleitkoeffizienten einzusetzen, um die Wärme schneller abzuführen.

Eine Erhöhung der Temperaturdifferenz ist schwierig zu gestalten und sehr aufwendig, da die obere Temperatur festgelegt worden ist. Dementsprechend kann die Temperaturdifferenz nur durch Absenken der niedrigen Temperatur erreicht werden, was einen enormen Bauaufwand nach sich zieht. Möglich sind Wasserkühlung (Wassertemperatur unter Raumtemperatur) oder



4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

Kühlung mit Flüssiggasen. Dies gilt allerdings nur für fest installierte Motoren. Ein Tandemantrieb ist mit zusätzlicher Kühlung nur eingeschränkt möglich (z.B. Thermoelemente).

Um die Keramiken des Motors nicht zu überhitzen, schreibt der Hersteller folgende Punkte vor, (**Tabelle 2**):

- Wie lange darf der Motor maximal benutzt werden?
- Wie lange er muss dann mindestens abkühlen?
- Wie groß darf der Anteil am Zyklus sein?

Die Kurven zur Tabelle 2 befinden sich in **Diagramm 2**.

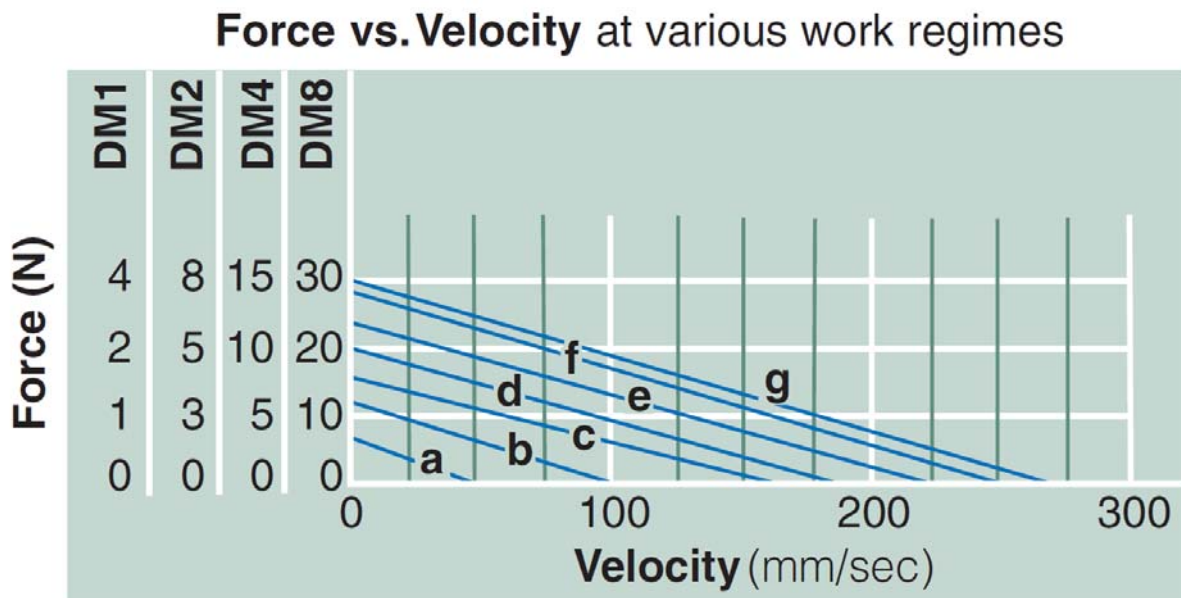
Würde man Geschwindigkeiten von maximal 50 mm/s fahren und maximal eine Kraft von ca. acht Newton pro Motor benötigen, so könnte man die Motoren im Dauerbetrieb benutzen. Da der Motor beziehungsweise die Motoren im Vakuum nahe der Höchstgeschwindigkeit bewegt werden sollen, orientiert man sich an den Kurven F und G. Dies bedeutet, dass die Belastung des Motors maximal 35...39 Sekunden anhalten darf, wobei diese Zeit maximal acht bis neun Prozent eines Zyklus' entsprechen kann. Dementsprechend muss der Zyklus mindestens 433,3 beziehungsweise 437,5 Sekunden lang sein.

Die Keramik und die Keramikfüße sollen sich während der Fahrt nicht zu stark erwärmen. Pro Motor ist deshalb eine Wärmeabfuhr von 2 Watt bei einer maximalen Temperatur von 140°C vorzusehen.

Tabelle 2 - Maximale Betriebszeiten des Motor [14]

Kurve	25 °C		50 °C		Vakuum	
	Zyklus	Maximale Betriebsdauer	Zyklus	Maximale Betriebsdauer	Zyklus	Maximale Betriebsdauer
A	100 %	-	100 %	-	100 %	-
B	100 %	-	100 %	-	44 %	184 s
C	100 %	-	92 %	137 s	26 %	107 s
D	100 %	-	62 %	93 s	17 %	72 s
E	78 %	67 s	47 %	70 s	13 %	55 s
F	56 %	62 s	33 %	50 s	9 %	39 s
G	50 %	56 s	30 %	45 s	8 %	35 s

Diagramm 2 - Kraft-Geschwindigkeitskennlinien [14]





4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.1.2.2 Steifigkeit

Der Hersteller schreibt für den Motor HR8 eine Steifigkeit von mindestens 3,8 N/μm vor.

Die Steifigkeit kann durch folgende Gleichung berechnet werden.

$$c = \frac{F}{\Delta l} = \frac{1}{\frac{l_0}{F} - \frac{l_0}{E \cdot A_{\text{Spannung}}}} = \frac{F \cdot E \cdot A_{\text{Spannung}}}{l_0 \cdot (E \cdot A_{\text{Spannung}} - F)} \quad \text{Gl. 3}$$

Herleitung in Kapitel 16.1.1

Um auf Steifigkeit optimieren zu können, muss bei gegebener Kraft die Längendifferenz möglichst gering gehalten werden. Geändert werden können die Parameter Elastizitätsmodul (Werkstoff), Spannungsquerschnitt (senkrecht zu Krafteinleitung und Anfangslänge) und Anfangslänge.

Da die Steifigkeit vom Spannungsquerschnitt abhängt, muss für jeden Abschnitt eine Einzelsteifigkeit berechnet werden. Für jede Einzelsteifigkeit sollte die gleiche Kraft verwendet werden, um spätere Berechnungen nicht komplizierter zu gestalten. Die Gesamtsteifigkeit ist die angesetzte Kraft durch die Summe der einzelnen Verschiebungen. Da diese Prozedur sehr arbeitsintensiv werden kann, wird oft auf die Finite Elemente-Methode (FEM) zurückgegriffen. Das Computerprogramm verteilt intelligent Punkte in einer Geometrie, die verbunden werden. Danach wird eine Matrix erstellt, die berechnet wird. Als Ergebnis erhält man Verschiebungen der Punkte und Spannungen zwischen den Punkten. Je mehr Punkte und Elemente zwischen den Punkten berechnet werden, desto genauer wird das Ergebnis. Allerdings spielt die Verteilung der Punkte eine Rolle, so bald eine Geometrie erreicht wurde, die mehr als ein einfacher Quader oder ein Rotationskörper ist. Selbst bei einem einfachen Quader mit einer Bohrung verändert sich das Ergebnis drastisch, wenn zu wenige Punkte verwendet werden oder die Punkte nicht intelligent um die Bohrung verteilt werden.



4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.1.2.3 Kabel

Die Kabel müssen so gestaltet sein, dass die Kapazität der Kabel unterhalb von 13 pF/ft (Pikofarad pro Fuß) liegt. Es darf maximal zwei Meter lang sein und muss einen Querschnitt von mindestens 18 AWG (American Wire Gauge) aufweisen. Dies entspricht ca. 0,823 mm². Es muss dringend beachtet werden, dass die Konstruktion geerdet wird, da der Motor allein nur in der normalen Version über einen PE-Anschluss verfügt. Die Vakuumversion hingegen verfügt über keinerlei Schutzeinrichtungen bei Fehlerströmen.

4.1.3 Kräfte des Motors

Die Statische Bremskraft beträgt 28 Newton. Bei Ausfall des Motors, sollte er nicht zurück geschoben werden, da Schäden an Motor und Keramik zu befürchten sind. Sollte der Motor gegen die Gravitation arbeiten müssen, könnte er bei einer Sicherheit von 1,5 bis zu 1,9 kg halten. Der Hersteller rät allerdings dazu, nur mit einem Viertel der Kraft zu rechnen. Für die Konstruktion ist wichtig, dass die Steifigkeit der Konstruktion mindestens 3,8 N/μm beträgt und der Motor mit mindestens 144 Newton gegen die Keramik gedrückt wird. Die Keramikelemente liegen sonst am Gehäuse des Motors an und werden irreparabel beschädigt. Grund dafür ist die eingebaute Feder im Motor, die für die nötigen Anpresskräfte verantwortlich ist. Die Antriebskraft, bei der der Motor anfängt, mit den Keramikelementen durchzurutschen beträgt ca. 30 bis 36 Newton.



4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.1.4 Einbau des Motors

Der Hersteller des Motors gibt vier Schritte vor:

- I. Drehen der Exenterschrauben entgegengesetzt des Uhrzeigersinns bis zum Einrasten (bei Auslieferung der Motoren schon getan)
- II. Aufsetzen des Motors auf der Befestigungsfläche und Schieben bis Keramikelemente die Keramik berühren
- III. Anziehen der 4 M4-Schrauben mit 0,5 bis 0,7 Nm
- IV. Drehen der Exenterschrauben in Uhrzeigersinn, bis Vorderfront ausfährt und Exenterschraube an Anschlag gerät.

Zum Schluss erfolgt das Anschließen der elektrischen Leitungen. Diese dürfen nicht angeschlossen werden, bevor der Motor in seiner endgültigen Position montiert ist.

4.1.5 Einfahren des Motors

Der Motor produziert bei den ersten Fahrten starken Abrieb, da er sich erst „einfahren“ muss. Hierbei werden die leicht abgerundeten Keramikfüße „plangerieben“ und die Laufspuren in die Keramikbahn geritzt. Der Hersteller schreibt folgende Punkte für die Einfahrphase vor:

- 100 mm/s Verfahrgeschwindigkeit
- 50 % des Zyklus (schließt Vakuumbetrieb aus)
- 8 Betriebsstunden

Der Motor darf jetzt nicht mehr demontiert werden. Anderenfalls muss dieser Vorgang wiederholt werden. Da der Preis der Keramik ca. 1 Euro pro Millimeter beträgt, sollte man die Keramik wechseln. Somit werden Probleme durch alte Strukturen auf der Keramik verhindert.



4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.2 Die Keramik

Die Keramik ist ein Kaufteil von der Firma Nanomotion, vertrieben durch die Firma IME GmbH. Die genaue Zusammensetzung der Keramik ist unbekannt.

Bei der Konstruktion muss die Keramik mindestens 20 mm länger sein als der Hub und so montiert werden, dass die „Füße“ des Motors die Lauffläche der Keramik nicht verlassen können. Das kann sonst dazu führen, dass die Keramik-Piezoelemente des Motors Schaden nehmen.

Die Abmessungen sind frei gestaltbar und bestellbar. Standardkeramiken mit dem Schnitt 10 x 3 mm gibt es für die Motoren HR1, HR2 und HR4, die Länge kann man dabei selbst bestimmen. Standard sind Längen bis 350 mm. Für den hier verbauten Motor benötigt man den größeren Schnitt von 20 x 3 mm. Für den Motor ST und HR1 gibt es auch die Standardkeramik 10 x 1,5 x 200 mm. Als Alternative für die Standardkeramik steht auch eine Keramik beschichtete Stahlplatte mit dem Schnitt 20 x 3 mm zu Verfügung. Hier kann die Länge bis zu 2000 mm variiert werden.

Ringförmige Keramiken stehen selbstverständlich auch zur Verfügung. Die Abmessungen sind hier frei gestaltbar. Unterschieden wird zwischen Ringen und Scheiben, je nach Ansetzrichtung des Motors. Standard sind Ringe mit den Abmessungen (Außendurchmesser x Innendurchmesser x Dicke) 12 x 9 x 5; 40 x 32 x 10; 60 x 40 x 10 und 100 x 80 x 10.

Motoren können axial, radial oder als Kombination verbaut werden. Dies muss bei der Bestellung bereits festgelegt worden sein. Bei den Ringscheiben können die Motoren nur axial angesetzt werden. Hier lauten die Standardabmessungen 146 x 114 x 1,5; 192 x 60 x 5 und 192 x 150 x 5.

Befestigt werden die Keramiken mit Epoxydharz/Ultrahochvakuumklebstoff und beidseitigem (Ultrahochvakuum-)Klebeband. Sollen die Keramiken verschraubt werden, müssen Löcher nachgebohrt werden. Hierfür sollte eine längere Keramik verwendet werden, als benötigt. So können die Löcher außerhalb der Lauffläche liegen. Alternativ kann über eine Klemmung nachgedacht werden. Verlieren die Keramikfüße des Motors den Kontakt zur Lauffläche, so ist eine Beschädigung der Piezokristalle und deren Keramiken nicht mehr ausgeschlossen, da sich diese zu stark verbiegen. Zu dem wird die Front des Motors stark beansprucht.



4 Piezokristallmotor für Ultrahochvakuum HR 8

4.3 *Regelung / Verstärker*

Die Regelung wird ebenfalls von der Firma IME geliefert. Sie besteht aus mehreren Teilen:

- Antriebselektronik AB1A
 - kann für bis zu 32 Elemente (4 HR8-Motoren) eingesetzt werden
 - übersetzt +/- 10 V des analogen Controllers in eine Wechselspannung mit 39,6 kHz
- Positioniersteuerung DMC-40x0
 - RS-232 & Ethernet Schnittstelle
 - Encodereingang bis 22 MHz
 - Verarbeitung von Befehlen innerhalb 40 μ s
 - optoisolierte Ein-/Ausgänge
 - Steuerung und Reglereinheit sind mit nur einer Spannungsquelle (20 – 80 VDC) versorgbar
 - PID-Regler mit Feedforward für Geschwindigkeit und Beschleunigung, Programmspeicher mit Multitasking für bis zu 8 Programme und unbelegte I/Os für die Synchronisation mit externen Ereignissen
 - Diverse Bewegungs-Modi(z.B. Punkt zu Punkt, Jogging, Linear- und Kreisinterpolation)
- Software
 - Zum bequemen Ansteuern der Positioniersteuerung DMC-40x0



5 Der Tandemversuchsstand

5.1 Allgemeines

Die Vorgaben lauten:

- 70 mm Weg zum Beschleunigen/Abbremsen
- Als Gesamtweg stehen maximal 200 mm zur Verfügung
- Maximale Kraft ist vorgegeben (Durchrutschen soll verhindert werden, Abbremsen ohne nennenswerten Verschleiß)
 - 30 Newton oben
 - 60 Newton oben & Mitte
- Masse der Baugruppen ist zu bestimmen (vorgegeben)
 - ⇒ Maximale Beschleunigung ist vorgegeben
 - ⇒ Änderungen der Konstruktion (Masse) bewirkt Änderung der Maximalen Beschleunigung
 - ⇒ Gesucht wird die Allgemeine Lösung
- Massen:
 - Masse, Nutzlast $m_{Nutz} \leq 1,00kg$
 - Masse, oben $m_{Oben} = 2,00kg$
 - Bestehend aus:
 - Nutzlast (1,00 kg)
 - Masse der oberen Baugruppe (1,00 kg)
 - Masse, Mitte $m_{Mitte} = 4,00kg$
 - Bestehend aus:
 - Nutzlast (1,00 kg)
 - Masse der oberen Baugruppe (1,00kg)
 - Masse der mittleren Baugruppe (2,00 kg)

Die Beschleunigung Oben \Leftrightarrow Mitte und Mitte \Leftrightarrow Unten sollen identisch sein.



5 Der Tandemversuchsstand

5.2 Ziel der Konstruktion

Es wird getestet, ob ein Betrieb mehrerer Motoren möglich ist, ohne dass sich die Motoren gegenseitig negativ beeinflussen.

Ist dies der Fall, so werden Konstruktionen ermöglicht, die die Geschwindigkeit erhöhen und/oder die Standzeiten reduzieren.

5.3 Vergleich Rampe vs. Sinoide nach Besthorn

Die maximal mögliche Beschleunigung kann ermittelt werden aus der zur Verfügung stehenden Kraft, dividiert durch die Masse. Da die unteren Motoren zusammen die doppelte Kraft haben, aber auch in etwa die doppelte Masse beschleunigen müssen, sind diese Beschleunigungen in etwa gleich. Die zur Verfügung stehende Kraft kann als linear angenommen werden. Das Maximum liegt im Stillstand zur Verfügung, bei maximaler Geschwindigkeit ist sie null. Daraus ergibt sich:

$$F_{Motor}(v) = F_{max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) \quad \text{Gl. 4}$$

Herleitung in Kapitel 16.1.2

Zudem wird in der Theorie oft von einer mittleren Beschleunigung ausgegangen. Wenn diese in der Praxis angewendet wird, gibt es zahlreiche Nachteile. Der größte Nachteil ist der Ruck. In der Theorie ist der Ruck unendlich, da die Beschleunigung von Null auf eine positive Konstante springt. Beim Erreichen der gewünschten Geschwindigkeit ist der Ruck im negativen Unendlich, da die Beschleunigung von einer positiven Konstante auf Null geändert wird. Beim Bremsen ist es umgekehrt.

Der Ruck ist technisch in der Praxis begrenzt, was zum Nachregeln des Motors führt, solange der Motor über die notwendige Kraft verfügt. Wie in der Praxis die Regelung auf einen Sprung reagiert, hängt von der Art der Regelung selbst ab.

Hier gibt es mehrere Möglichkeiten, die hier nur mal genannt werden sollen:

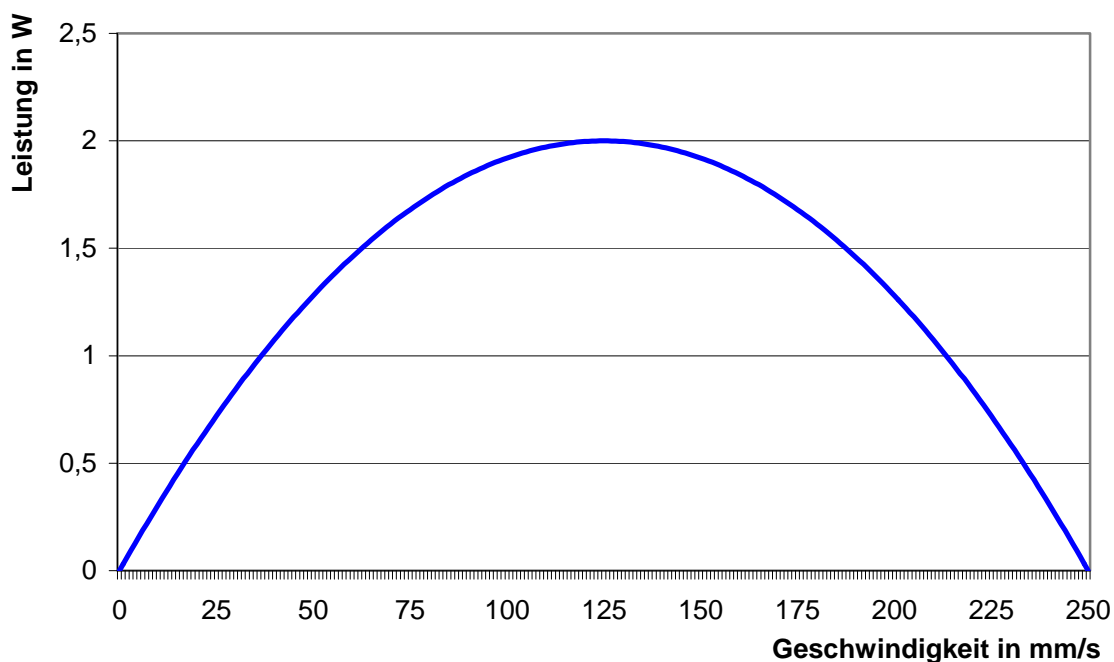
- P-Regler Proportionalregler; multipliziert mit einer Konstanten
- I-Regler Integralregler; Integriert das Eingangssignal über die Zeit
- D-Regler Differentialregler; Differenziert das Eingangssignal nach der Zeit
- PI-Regler Proportionalregler mit Integralteil
- PD-Regler Proportionalregler mit Differentialteil
- PID-Regler Proportionalregler mit Integral- und Differentialteil

Einen ID-Regler gibt es nicht, da das Ergebnis sinnlos wäre, denn Integrieren und Differenzieren über Zeit bringt als Ergebnis das Eingangssignal.

$$P_{Motor}(v) = \int F_{max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) dv = F_{max} \cdot v \cdot \left(1 - \frac{v}{2 \cdot v_{max}}\right) \quad \text{Gl. 5}$$

Das Integral der Kraft über die Geschwindigkeit ergibt die abgegebene Leistung, **Gl. 5**, wobei die hier zugrunde gelegte Kraft nur die Kraft aus dem **Diagramm 2** entspricht, **Diagramm 3**.

Diagramm 3 - Leistungs-Geschwindigkeits-Diagramm



5.3.1 Rampe

Diagramm 4 - Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm Rampe einer Ebene

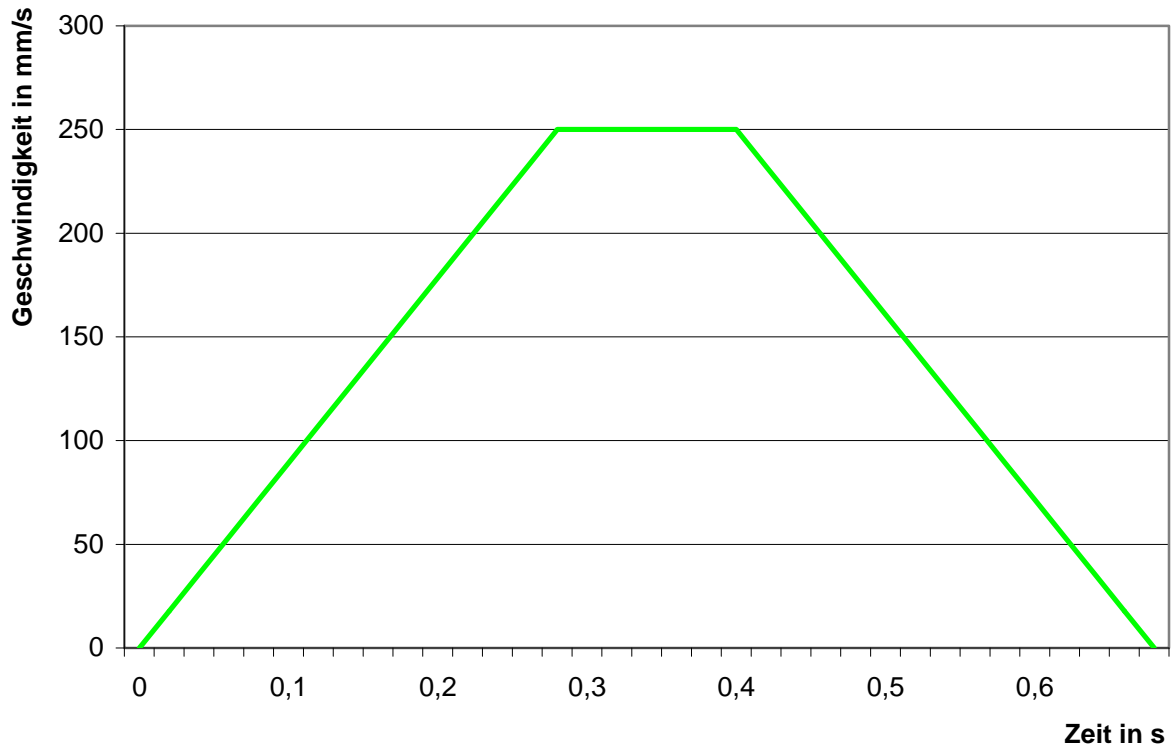
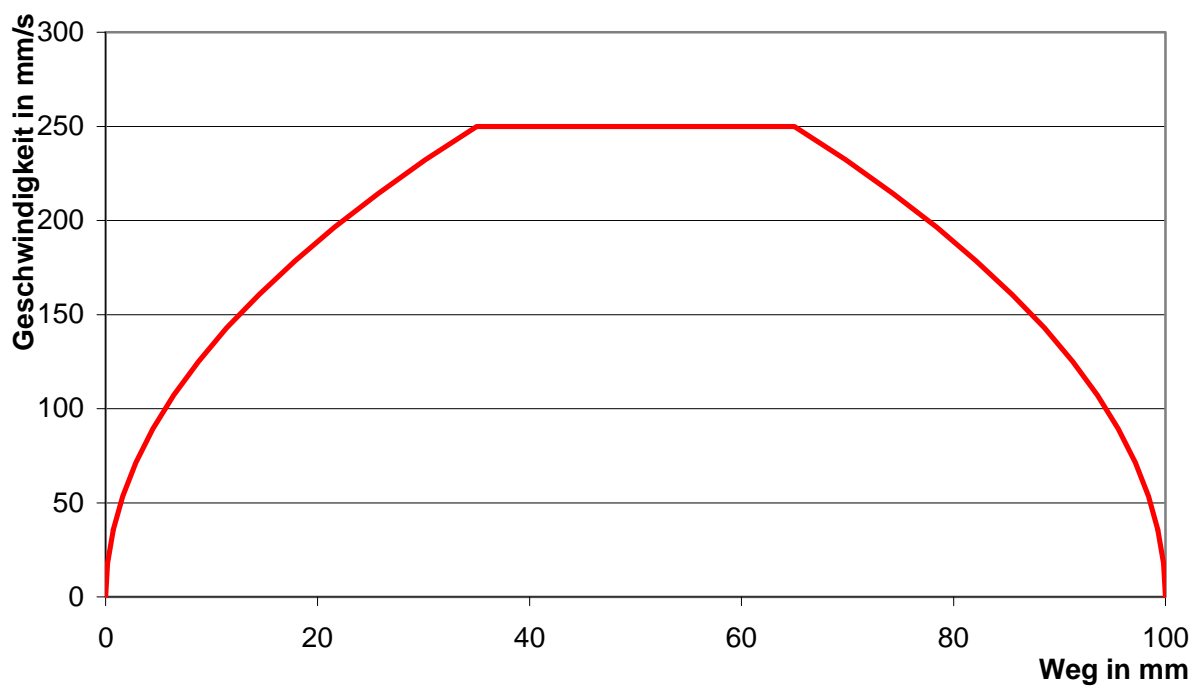


Diagramm 5 - Geschwindigkeits-Weg-Diagramm Rampe einer Ebene



Eine reine Rampe, wie sie in den Diagrammen (**Diagramm 4 & Diagramm 5**) zu erkennen ist, ist nicht möglich, da der Motor im oberen Geschwindigkeitsbereich nicht mehr genug Kraft aufwenden kann, um die Beschleunigung zu halten, Grund dafür ist Gl. 4.

Setzt man Gl. 4 in die allgemeinen Gleichungen für Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung ein, so erhält man:

$$s(t) = \frac{F}{2 \cdot m} \cdot t^2 = \frac{F_{\max}}{2 \cdot m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right) \cdot t^2 \quad \text{Gl. 6}$$

$$v = \frac{1}{\frac{1}{v_{\max}} + \frac{m}{F_{\max} \cdot t}} = \frac{F_{\max} \cdot t \cdot v_{\max}}{F_{\max} \cdot t + m \cdot v_{\max}} \quad \text{Gl. 7}$$

$$a(v) = \frac{F_{\max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right) \quad \text{Gl. 8}$$

Gleichsetzen der Zeit für Weg und Geschwindigkeit führt zu:

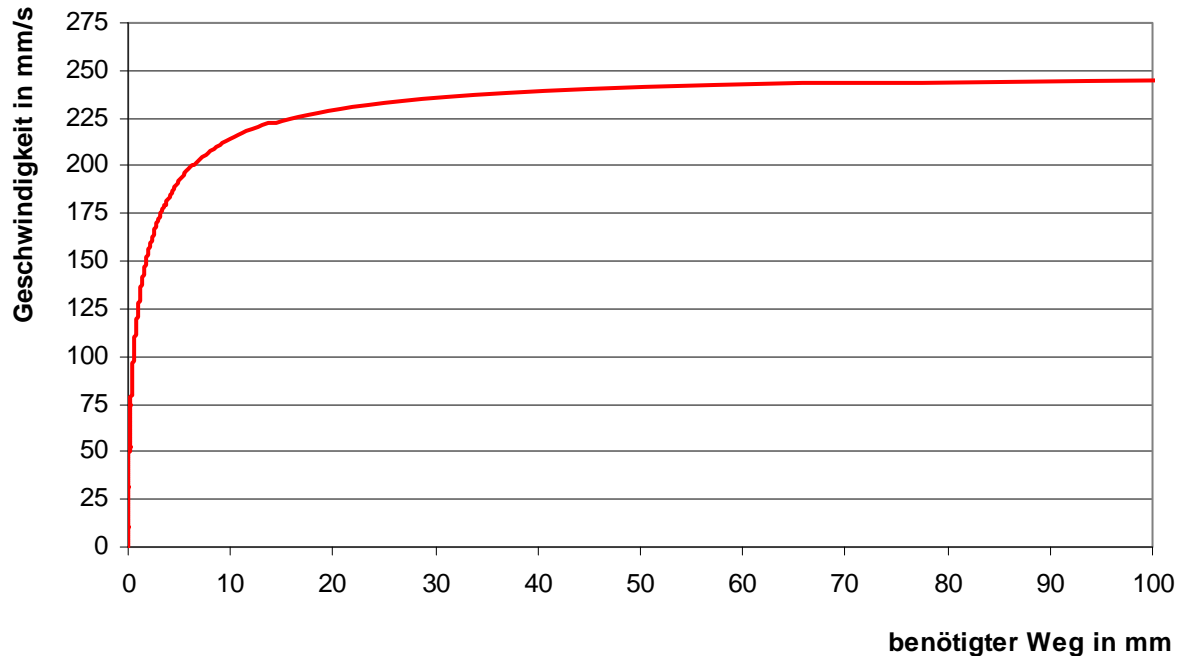
$$s = \frac{m}{2 \cdot F_{\max}} \cdot \frac{v^2 \cdot v_{\max}}{v_{\max} - v} \quad \text{Gl. 9}$$

Die Herleitung für die Gleichung (Gl. 9) befindet sich in Kapitel 16.1.4.

Gleichung Gl. 9 zeigt, dass der benötigte Weg neben Kraft und Masse, was der Beschleunigung entspricht, vor allem von der Geschwindigkeit und ihrem Maximalwert abhängen. Sehr gut zu erkennen ist, dass wenn die Geschwindigkeit gegen die maximale Geschwindigkeit strebt, der benötigte Weg gegen unendlich strebt (Division durch Null), **Gleichung Gl. 10**.

$$\lim_{v \rightarrow v_{\max}} \left(\frac{v^2 \cdot v_{\max}}{v_{\max} - v} \right) = \frac{v_{\max}^2 \cdot v_{\max}}{v_{\max} - v_{\max}} = \frac{v_{\max}^3}{0} \Rightarrow \infty \quad \text{Gl. 10}$$

Diagramm 6 - Theoretischer Weg bei maximaler Beschleunigung



Dies ist sehr gut im **Diagramm 6** zu erkennen. Im Diagramm 6 ist die maximale translatorische Beschleunigung einbezogen. Reibung, rotatorische Beschleunigung, Luftwiderstand oder Steigung sind nicht berücksichtigt worden, da entsprechende Werte fehlen, beziehungsweise diese sehr klein sind, **Gleichung Gl. 11**.

$$\begin{aligned}
 F_{\text{Gesamt}} &= F_{\text{Luft}} + F_{\text{Steigung}} + F_{\text{Reibung}} + F_{\text{Beschleunigung}} \\
 &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{\text{Projektion}} \cdot c_w + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + m \cdot g \cdot \mu + m \cdot a
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 11}$$

Der Luftwiderstand spielt eine besondere Rolle, da der Teststand gegen ihn arbeiten muss. Im Vakuum hingegen wird er vernachlässigbar klein, da die Luftdichte proportional zu Luftdruck extrem gering ist. Dafür erhält man in der Luft eine bessere Kühlung durch die mögliche Konvektion.

Dass kein unendlich langer Weg benötigt wird, um auf die maximale Geschwindigkeit zu gelangen, liegt vor allem daran, dass durch höhere Spannungen kurzfristig mehr Kraft aufgewendet wird. Theoretisch könnte der Motor schneller bewegt werden, was sich aber nachteilig auf die Temperatur und den Zyklus auswirkt.

5.3.2 Sinoide nach Bestehorn

$$x(t_{\text{normiert}}) = t_{\text{normiert}} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t_{\text{normiert}}) \quad \text{Gl. 12}$$

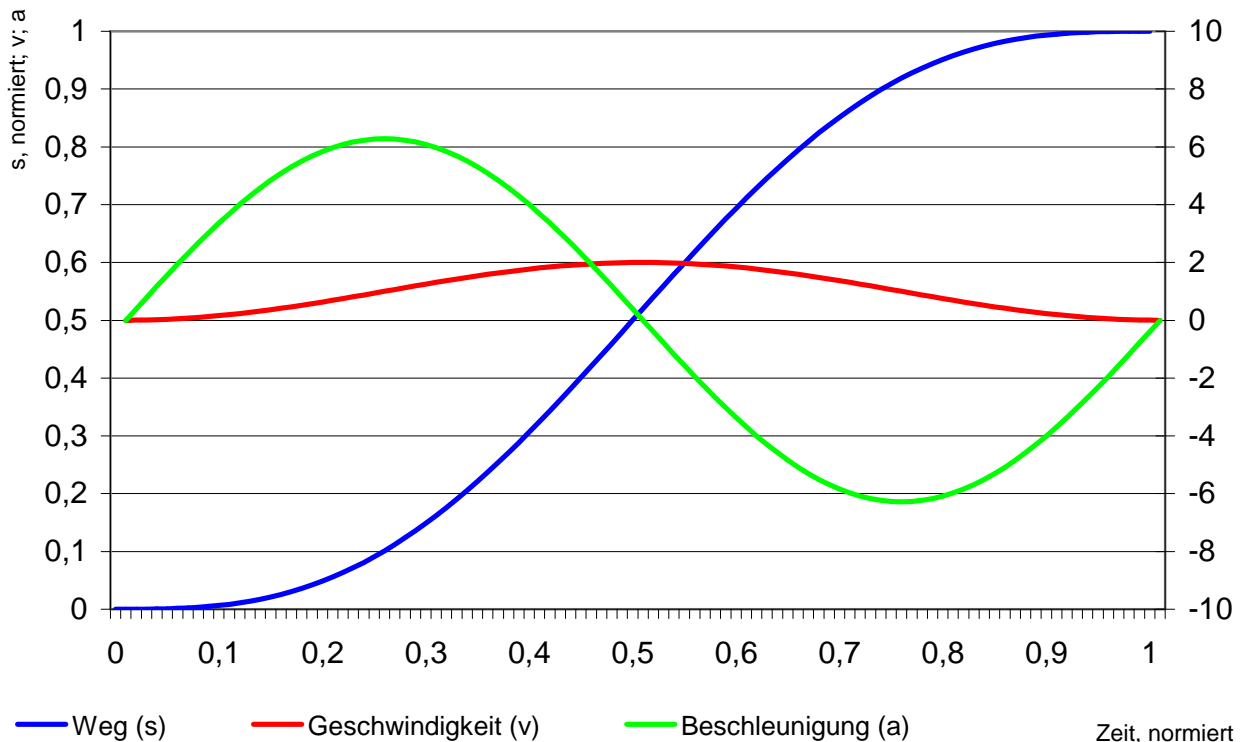
Die Gleichung (Gl. 12) gibt die Normalform der Bestehorn-Sinoide an. Diese kann so nicht verwendet werden, da Zeit und Weg normiert sind. Alle Rechnungen dürfen sich nur auf den Bereich $0 \leq \dots \leq 1$ beziehen. Zudem sind maximale Geschwindigkeit und Beschleunigung vorgegeben. Für die Messung ist es besser, wenn die Geschwindigkeit für den Zeitraum der Messung konstant ist. Dieser Bereich liegt mittig des Gesamtweges, um eine Unabhängigkeit der Fahrtrichtung zu gewährleisten. Wege für Abbremsen und Beschleunigen sind gleich lang. Für eine lange Lebensdauer ist es wichtig, dass die Anzahl und die Amplitude der Stöße, die eingeleitet werden, möglichst gering sind. Um dies zu erreichen, sollen Beschleunigungssprünge vermieden werden. Wird ein Bereich eingefügt, so müssen auch die Zeitbereiche beachtet werden, da diese in der Realität zusammenzählen, bei der Betrachtung der Einzelabschnitte aber keine Beeinflussungen haben dürfen.

$$s\left(\frac{t}{T}\right) = s_{\text{Bestehorn}} \cdot \left[\frac{t}{T} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \right] \leq s_{\text{Gesamt}} - s_{\text{Konstantfahrt}} \quad \text{Gl. 13}$$

Der zum Beschleunigen benötigte Weg ergibt sich bei der halben, normierten Zeit und entspricht der Hälfte aus Gesamtweg abzüglich Konstantfahrweg. Leider kann mathematisch die Gleichung Gl. 13 nicht nach der Zeit umgestellt werden, da ein Term innerhalb einer Winkelfunktion ist und ein weiterer außerhalb. Es kann nur iteriert werden.

Die maximale Geschwindigkeit liegt bei der Hälfte der Zeit für einen reinen Zyklus (ohne Linearanteil) an. Die Geschwindigkeit im linearen Bereich soll die Maximalgeschwindigkeit des Motors sein. Die Gleichungen (Gl. 14, Gl. 15 & Gl. 16) zeigen die durch die Ableitungen der Bestehorn-Sinoide erkannten Extremwerte. Wird als unabhängige Variable die Zeit eingesetzt, so werden die Ableitungen 1 bis 3 zu den Funktionen Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck (Diagramm 7).

Diagramm 7 - Reinform der Bestehorn-Sinoide und ihre Ableitungen 1-3



Die Geschwindigkeitsfunktion kennt drei Extrema, von denen schon zwei bekannt sind. Extremstelle 1 ist zum Beginn, die Extremstelle 3 zum Ende der Fahrt, also mit Geschwindigkeit gleich null. Das zu berechnende Extremum ist die Höchstgeschwindigkeit, die bei der halben, normierten Zeit liegt. Setzt man die maximale Geschwindigkeit in Gleichung Gl. 14 ein, unter der Bedingung, dass diese Geschwindigkeit das Maximum der Bestehorn-Sinoide darstellt, so erhält man den benötigten Weg beziehungsweise die benötigte Zeit.

$$v\left(\frac{1}{2} \cdot T\right) = 2 \cdot \frac{s_{\text{Bestehorn}}}{T} = v_{\text{max;Motor}} \quad \text{Gl. 14}$$

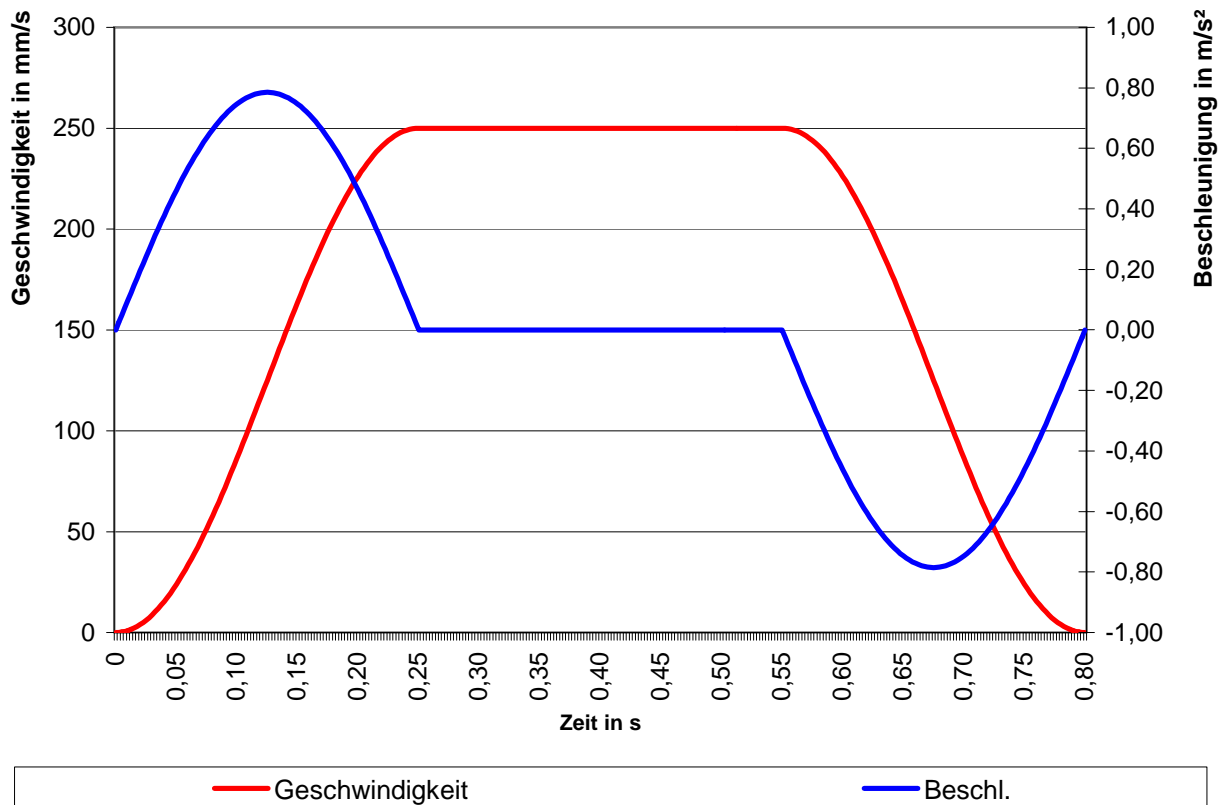
$$a\left(\frac{1}{4} \cdot T; \frac{3}{4} \cdot T\right) = \pm \frac{2 \cdot \pi \cdot s_{\text{Bestehorn}}}{T^2} = a_{\text{max;Motor}} \quad \text{Gl. 15}$$

$$k(0 \cdot T; 0,5 \cdot T; 1 \cdot T) = \pm 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{s_{\text{Bestehorn}}}{T^3} \quad \text{Gl. 16}$$

Die Herleitungen sind in Kapitel 16.1.5 zu finden.

Das Weg-Zeit-Verhältnis entspricht dabei der einfachen arithmetischen Durchschnittsgeschwindigkeit (gleich einer Rampe, wo die Durchschnittsgeschwindigkeit halb so groß ist, wie die Maximalgeschwindigkeit).

Diagramm 8 - Besthorn-Sinoide mit linearem Zwischenstück



Der Ruck ist interessant, da die Nullstellen dieser Funktion den Extrema der Beschleunigung entsprechen. Sie sind bei einem Viertel und bei drei Viertel der Zeit. Die maximale Beschleunigung ergibt sich aus dem Produkt $2 \cdot \pi \cdot \text{Weg}$ der Besthorn-Sinoide geteilt durch das Quadrat der Zeit. Der Maximale Ruck ergibt sich, wenn die Ableitung des Ruckes null ergibt. Dies ist der Fall, wenn der Sinusterm Null ist. Eine Besthorn-Sinoide mit dem Weg null und/oder einer unendlichen Zeit ist sinnlos. Der Sinusterm wird weiterhin null, wenn die normierte Zeit durch 0,5 ganzzahlig teilbar ist. Dementsprechend ist der Ruck beim Losfahren, beim Anhalten und beim Erreichen der maximalen Geschwindigkeit am größten. Durch Einsetzen eines linearen Stückes in die Besthorn-Sinoide lässt sich ein Ruck beim Erreichen der maximalen Geschwindigkeit leider nicht vermeiden. Da keine Beschleunigung in der Konstantfahrphase vorhanden sein darf und der Nulldurchgang einer Beschleunigungsfunktion nicht langsam absteigend ist.



5 Der Tandemversuchsstand

5.3.3 Ergebnis des Vergleichs

Abschließend muss zu diesem Vergleich gesagt werden, dass eine Rampe nur durch Erhöhen der Spannung möglich ist, was zu einem höheren Wärmeeintrag führt. Der Wärmehaushalt ist kritisch zu betrachten, da keinerlei Sensoren ein Überhitzen wahrnehmen und daraufhin Schutzabschaltungen vornehmen können. Zudem erhält man vier theoretisch unendlich große Rücke, während es bei der Sinoide nach Bestehorn mit Konstantfahrphase als Zwischenstück nur zwei theoretisch unendlich große Rücke gibt. Diese entstehen beim Einfahren und beim Verlassen der Konstantfahrphase. Die reine Bestehorn-Sinoide wird nicht benutzt, da das Zurückrechnen der Position bei Strahldurchgang komplizierter ist.

Alternativen, die hier nicht genannt worden sind, vereinen einige Vor- und Nachteile. Einige erhöhen zum Beispiel den Ruck um die maximale Beschleunigung zu senken. Die Alternativen sind in der Regelungstechnik bekannt und die endgültige Wahl wird vom Regelungstechniker beeinflusst. Regelungsfaktoren spielen eine große Rolle und so kann zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht gesagt werden, welches Konzept zum Schluss gefahren wird. Auch Konstruktionsvarianten können verschiedene Regelungskonzepte notwendig machen. So ist möglich, dass eine Anwendung möglichst schnell in eine Position gefahren werden muss (Schnelle Spiegelkammer, Überschwinger werden toleriert) oder ein Apparat nicht überschwingen darf (Messwerte aufnehmen).

Alternativen wären zum Beispiel:

- Polynom n-ten Grades mit Zwischenstück
- Sinus-Konstante-Kosinus-Geschwindigkeit
- Beschleunigungstrapez



6 Konstruktion des Tandemversuchsstandes

6 Konstruktion des Tandemversuchsstandes

6.1 Baugruppen und Einzelteile

6.1.1 Kaufteile, die in mehreren Baugruppen eingesetzt werden

6.1.1.1 Zylinderschraube nach ISO 4762 (veraltet: DIN 912)

Diese Schraube ist mit einem INBUS[®] - Kopf ausgestattet und hat ein metrisches ISO-Regel- oder ISO-Feingewinde. Die Gewindeflanken haben einen Winkel von 60° zueinander und sind symmetrisch zur Orthogonalen der Schraubenachse. Der Kennbuchstabe ist das M. Der Nenndurchmesser ist immer in Millimeter angegeben, ebenso die Steigung (Millimeter pro Umdrehung). Die Steigung bestimmt das Drehmoment, mit dem die Schraube angezogen werden muss, um eine bestimmte Kraft aufzuwenden. Gleichzeitig gibt die Steigung vor, ob die Schraube über selbsthemmende Eigenschaften verfügt. Selbsthemmung liegt vor, wenn die Reibung größer ist als der Tangens der Steigung (Steigungsdreieck).

$$\tan\left(\frac{s_{\text{Steigung}}}{d_{\text{Flanken}} \cdot \pi}\right) \leq \mu_{\text{Haft}} \quad \text{Gl. 17}$$

Nenndurchmesser und dazugehörige Steigungen und mögliche Längen befinden sich in der DIN und in vielen Hand- und Tabellenbüchern für Metall, Fahrzeugtechnik oder Maschinenbau.

Zusätzlich wird oft noch eine Festigkeitsklasse genannt. Diese ist ebenfalls geregelt.

Die erste Zahl der Festigkeitsklasse gibt die Mindestzugfestigkeit R_m geteilt durch 100 an.

Durch Multiplikation der ersten mit dem 10 fachen der zweiten Zahl erhält man die Streckgrenze R_{eL} (oder 0,2 %- Dehngrenze $R_p 0,2$).

Als Beispiel wird die Schraube 8.8 gewählt, **Abbildung 11**. Die Streckgrenze von 640 N/mm² ist für die meisten Konstruktionsansprüche ausreichend dimensioniert und die Zylinder-

Schraube ist als Kaufteil günstig zu bekommen. Die Nennzugfestigkeit liegt bei etwa 800 N/mm^2 .



Abbildung 11 - Schraube nach ISO 4762, Festigkeitsklasse 8.8 [16]

Schrauben, die im Vakuum verschraubt werden, sind meistens spezielle Schrauben aus Edelstahl. Schrauben mit galvanischen Überzügen können wegen den Überzugmaterialien nicht verwendet werden. Auch Flansche und ähnliche Teile werden mit diesen Schrauben, meistens mit Außensechskant (DIN EN ISO 4014, veraltet DIN 913, DIN EN 24014), verschraubt. Nach einmaliger Anwendung werden diese ausgetauscht, da sie bis über die Streckgrenze hinaus beansprucht werden. Das bedeutet, dass die Schraube plastisch verformt wird und nach wegnehmen der Last sich nicht in ihre Urform zurückzieht. Nach dem Schwinden der elastischen Verformung bleibt die plastische Verformung in Form einer Längung. Die Schraube folgt jetzt im Zugversuch einer neuen Spannungs-Dehnungslinie, die Gefahr die Schraube durch zu festes Anziehen abzureißen steigt. Sollte die Schraube weniger stark angezogen werden, um sie nochmals zu gebrauchen, so ist die Dichtheit geringer, als es bei einer neuen Schraube der Fall gewesen wäre. Eine höhere Leckrate und somit ein schlechteres Vakuum wären der Fall. Um dies zu verhindern, müssen immer gewaschene, neue Schrauben verwendet werden, wenn ein möglichst gutes Vakuum erreicht werden soll.

6.1.1.2 Zylinderschraube nach ISO 4762 hohlgebohrt

Die in Kapitel 6.1.1.1 erwähnten Schrauben werden oft hohlgebohrt und schräg angeschliffen, was das Entlüften des Vakuums verbessert und virtuelle Lecks vermeidet. Durchgehende Bohrungen sind zu bevorzugen, sind jedoch nicht immer möglich, zum Beispiel bei kleinen Durchmessern und langen Bohrungen. Zwingend notwendig sind die Entgasungsenkungen, die in der Schraube oder im Bauteil vorzusehen sind. Diese erleichtern das Entlüften der Durchgangslöcher stark.

Leider führt das Hohlbohren der Schrauben zu höheren Spannungen innerhalb des Gewindes, des Schaftes und des Kopfes. Zudem kommt es durch die Schräge zu einer höheren Flächenpressung unterhalb des Kopfes. Je nach Variante geht fast ein Viertel der Kopfauf-
 fläche verloren. Die Industrie bietet deshalb Schrauben mit Entgasungssenkung an,

Abbildung 12. Fraglich ist, ob Berechnungen für ein exaktes Anziehen einer Schraube mit einem Drehmomentschlüssel diese fehlende Fläche berücksichtigen muss. Es kann sein, dass die Reibung zwischen den Auflageflächen geringer wird, obwohl die Normalkraft gleich bleibt. Dies wäre mit der Oberflächenrauheit zu erklären. Falls die Schräge nicht richtig entgratet werden kann, entsteht ein starker Verzahnungseffekt.

Ob der Fehler der Berechnung größer ist, als der Fehler zwischen Theorie und Praxis (ungenaue Materialkonstanten, Fertigungsungenauigkeiten, stark vereinfachte Modelle) kann hier nicht erörtert werden und ist nicht Gegenstand der Diplomarbeit.

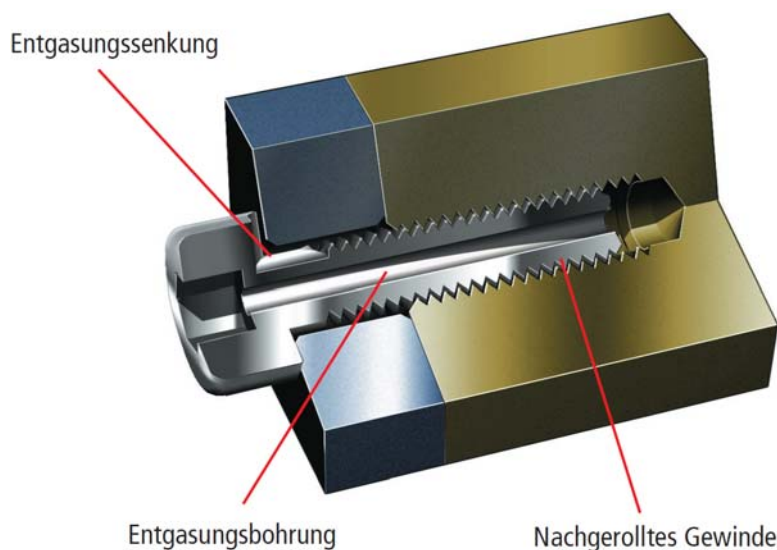


Abbildung 12 - Schraube mit Entgasungsbohrung und -senkung [17]

6.1.1.3 Encoder & Ableleskala M3500V der Firma MicroE

Eine Regelung kann immer nur so gut sein wie ihr Encoder, **Abbildung 13**. Deshalb muss die Auflösung möglichst gut sein. Encoder für den Betrieb im Ultrahochvakuum sind schwer zu finden. Selbst IME bietet eine Vakuumversion nur in der Mercury I-Reihe. Die Mercury II-Reihe ist leider nicht als Vakuumversion erhältlich.

Gewählt wird der Encoder M3500V wegen der guten Auflösung, die im Bereich von $5\mu\text{m}$ bis $0,005\mu\text{m}$ liegt. Ist die Bewegung eine Rotation, so kann von $6,6\text{ kCPR}$ (CPR = Counts per Revolution) bis $67,1\text{ MCPR}$ aufgelöst werden. Dies entspricht einer Auflösung von $0,545^\circ$ bis $5,36 \cdot 10^{-6^\circ}$. Die Maximale Auflösung ist an die Geschwindigkeit gebunden und beträgt bei 288 mm/s bis zu $0,01\mu\text{m}$. Bei einer Geschwindigkeit von 576 mm/s kann bis auf $0,02\mu\text{m}$ genau gemessen werden.

Zusätzlich kann der Encoder bis zu 150°C ausgebacken werden und es wird Vakuumtauglichkeit bis 10^{-8} Torr garantiert, was ca. $1,33 \cdot 10^{-8}\text{ mbar}$ entspricht.

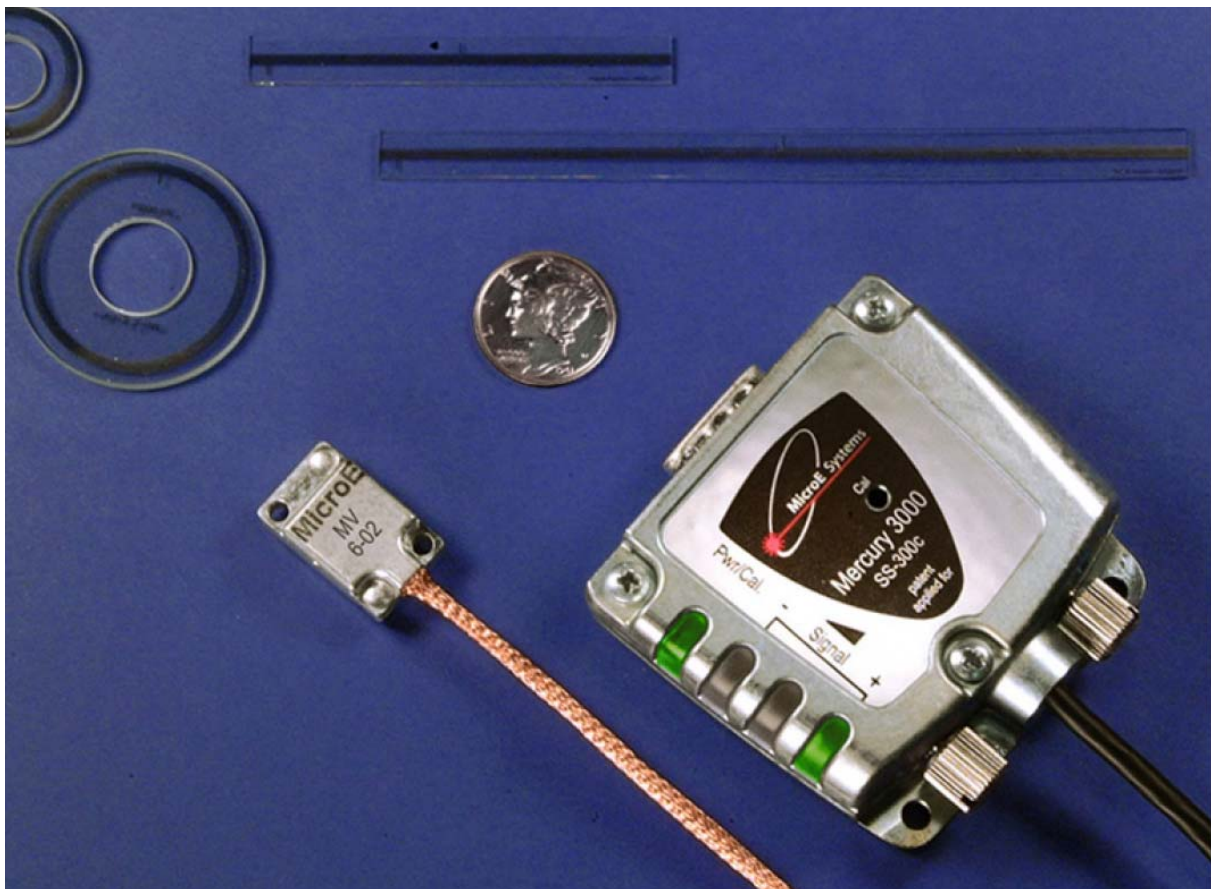


Abbildung 13 - Encoder (M3000) mit Skalen [18]

6.1.1.4 Schiene ACC-3150 von GPM-Antriebselemente

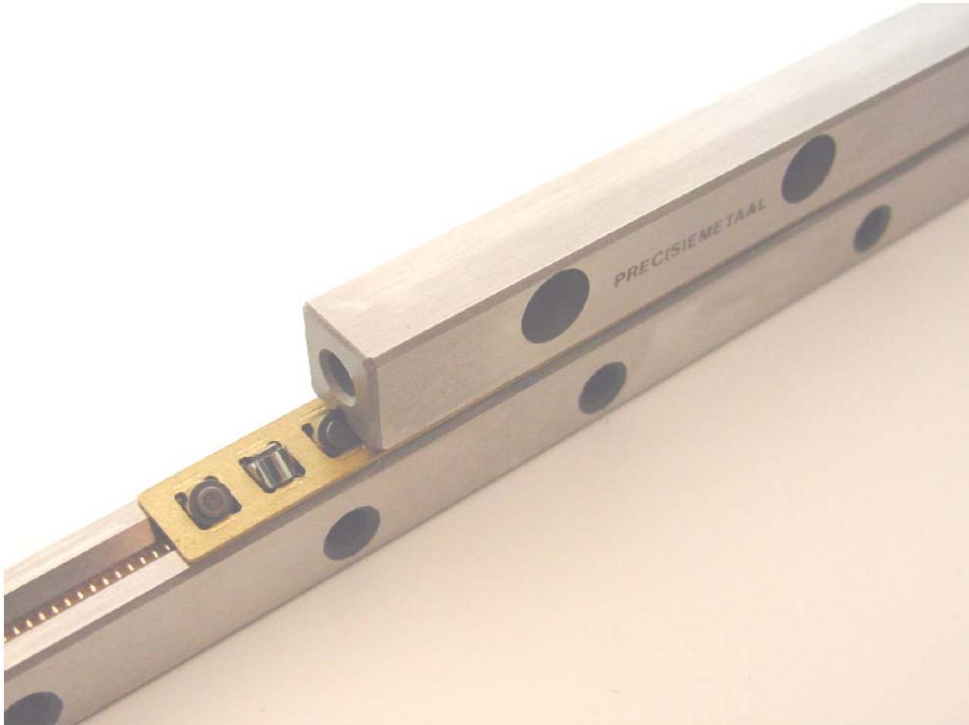


Abbildung 14 - Schiene RSDE-ACC von Precisie Metaal

Die Schiene RSDE-ACC 3150 von Precisie Metaal, **Abbildung 14**, vertrieben durch GPM-Antriebselemente, ist vor allem wegen der Ultrahochvakuumtauglichkeit (bis 10^{-9} mbar) gewählt worden. Der minimale Reibungswiderstand liegt laut Herstellerangaben bei unter 0.01 N. Unter Vakuum kann dieser Wert jedoch leicht differieren. Die maximale Beschleunigung liegt bei 150 m/s^2 , die bei dieser Konstruktion nicht erreicht werden. Die maximale Geschwindigkeit sollte 50 m/min (entspricht ca. 833 mm/s) nicht überschreiten. Der Hersteller empfiehlt bei maximaler Ladekapazität nur 70% des Maximalweges zu nutzen, wenn die Schienen unter 400 mm lang sind. Da aber nur ca. 14 N auf der Schiene lasten, wird der volle Hub ausgenutzt. Die Kapazität einer Schiene beträgt 2.448 Newton (136 Newton pro Rolle; 18 Rollen). Die Schiene kann in jeder beliebigen Position eingebaut werden. Sie ist hervorragend für schnelle Oszillationsbewegungen geeignet, da sie über verhältnismäßig kleine rotierende Massen verfügt. Zudem ist der Zylinderkäfig über eine Zahnstange in der Prismenführung zwangsgesteuert. Verwendet werden diese Schienen, um die lineare Führung zwischen den Baugruppen Unten (fest) und Mitte, sowie zwischen Mitte und Oben zu gewährleisten. Der Hub der gewählten Schiene beträgt 100 mm.

6.2 Feste Baugruppe

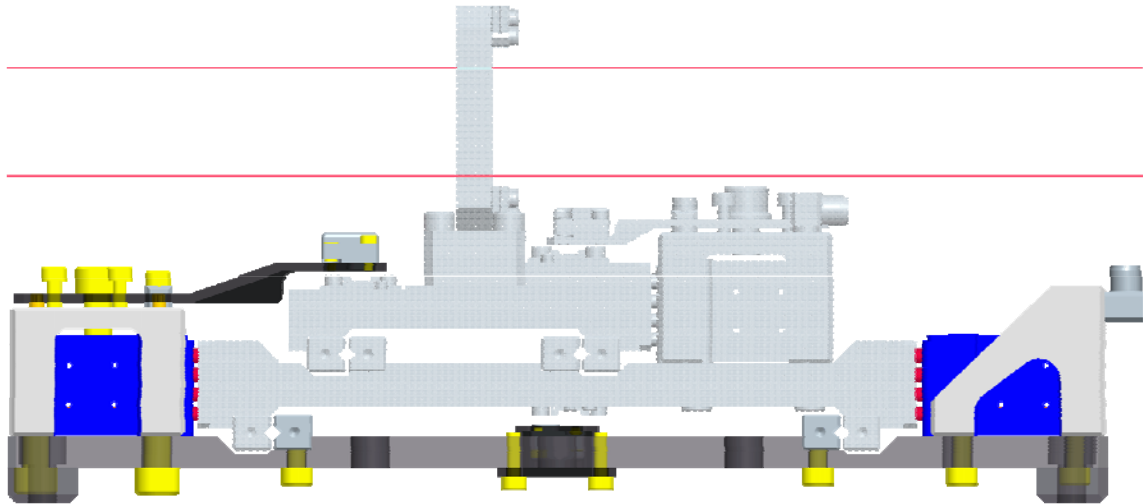


Abbildung 15 - untere Baugruppe

Die untere Baugruppe, dargestellt in **Abbildung 15**, nimmt die Kräfte der Beschleunigung auf und stützt sich über 4 M6-Schrauben auf einem Tisch beziehungsweise in einer Vakuumkammer ab. Das schnelle Ausbauen der Konstruktion erleichtert Arbeiten. In der Vakuumkammer ist sehr wenig Platz, da das Volumen so gering wie möglich gehalten werden sollte. Der zum Regeln der Motoren benötigte Encoder für die mittlere Baugruppe wird vor dem Einbau von unten montiert. Der Encoder für die verfahrenre Gesamtstrecke (unten \leftrightarrow oben) ist auf einer Halterung auf einer Art Tisch einstellbar befestigt.

Die Kraft für die Gesamtbeschleunigung darf motorenbedingt 56 Newton nicht überschreiten. Zwischen den roten Linien befindet sich der Bereich für den Strahldurchgang. Außer den Messdrähten (nur während der Messung) dürfen sich dort keine Bauteile befinden.

6.2.1 Grundplatte

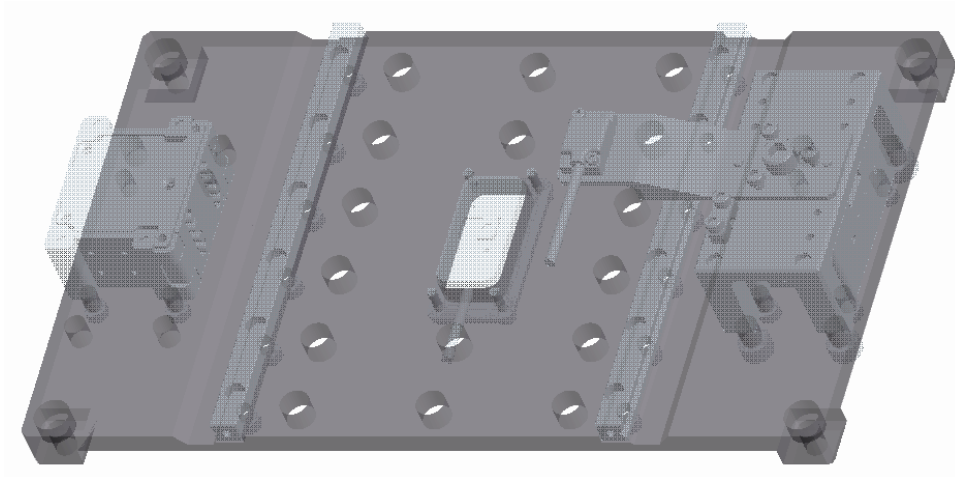


Abbildung 16 - Grundplatte

$$F_{\text{Schrauben}} = \frac{F_{\text{Betrieb}} \cdot S}{\mu_{\text{Haft}}} \quad \text{Gl. 18}$$

Die Grundplatte trägt die gesamte Baugruppe. Wenn diese mit allen anderen Komponenten in die Vakuumkammer eingeschraubt wird, müssen nur noch die elektrischen Leitungen angeschlossen werden. Verschrauben der Flansche und das Evakuieren sind Standardvorgänge. Die Schrauben der Verbindungen zwischen Grundplatte und Tisch/Vakuumkammer müssen mit einer Kraft von ca. 840 Newton (Sicherheit = 1,5; Haftreibungskoeffizient $\approx 0,1$) angezogen werden, Gl. 18.

Bevor die Grundplatte in das Vakuum gesetzt werden kann, müssen noch alle anderen Teile direkt oder indirekt an ihr befestigt werden. Direkt befestigt werden zwei Schienen, zwei Motoren, der obere und untere Encoder samt Halterung und Tisch. Alle anderen Bauteile sind Indirekt über die Schienen mit der Grundplatte verbunden, die die Basis für die feste Baugruppe und somit für die komplette Baugruppe bildet.

6.2.2 Tisch Encoderhalterung

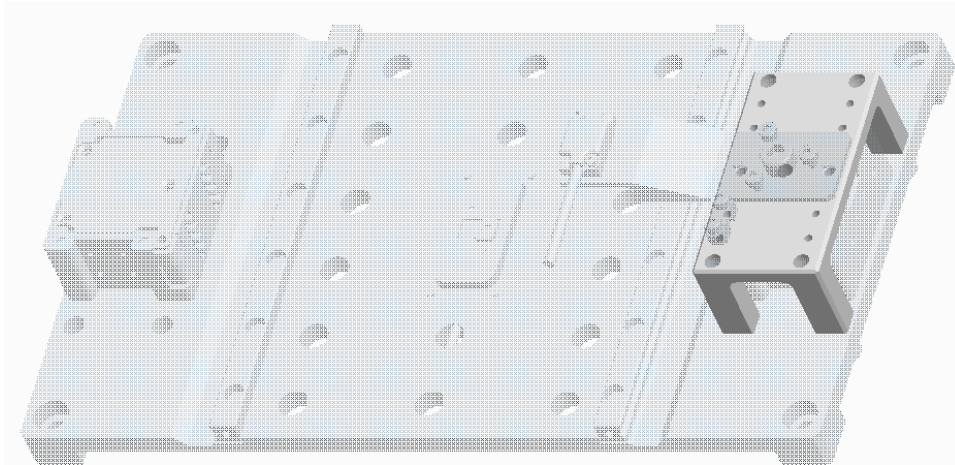


Abbildung 17 - Tisch für Encoderhalterung unten

Dieses Bauteil (**Abbildung 17** und **Abbildung 18**) hält die Encoderhalterungen zum Messen der Position der oberen Platte (Halterung Nutzlast). Einmal wird die Position zur Grundplatte gemessen, einmal die Position relativ zur mittleren Baugruppe. Dementsprechend werden zwei Tische benötigt. Diese werden einmal auf der Grundplatte und einmal auf der Sandwichplatte, jeweils über dem Motor, verschraubt. Kleinere Abweichungen der Encoder im Winkel können, neben der Verbindung Encoder-Encoderhalterung, auch über den Tisch ausgeglichen werden. Befestigt wird die Encoderhalterung durch eine M6-Schraube, die gegen die M3-Schrauben drückt. Die Halterung für den Encoder ist verdrehsicher durch 2 Stifte, ist aber gleichzeitig in der Höhe über drei M3-Schrauben einstellbar. Ein seitliches Kippen wird durch die Stifte minimiert, durch das Festziehen die M6-Schraube verhindert. Der Tisch ist symmetrisch aufgebaut. So kann eine falsche Montage weitestgehend ausgeschlossen werden. Die Fertigung ist nicht so aufwendig und somit preiswerter. Der Motor soll nicht eingeklemmt werden, um keine störenden Vibrationen zum Encoder weiterzuleiten.

Neben der Encoderhalterung nimmt der Tisch noch ein bis zwei Kabelklemmen auf, um das Kabel des Encoders wegzuleiten.

Die Kabelführung bei den unteren Encodern ist durch einfaches Legen und Befestigen trivial. Bei der mittleren Baugruppe besteht das Problem, die Kabel so zu führen, dass die Bewegungen der Baugruppe ohne Berührungen und Behinderungen ermöglicht werden. Beschädigungen an Kabeln und Bauteilen sind zu vermeiden.

Die untere Baugruppe und die Kabel sollen sich nicht berühren, um einfache und gleichmäßige Bewegungen zu ermöglichen. Stöße sollen verhindert werden. Berührungen von Baugruppen und Kabeln bedeuten Mehrarbeit, was zu einer Temperaturerhöhung in den Keramikelementen führt (Regelung gleicht Mehraufwand aus). Die Kabel sollen in langen Schlaufen verlegt werden, um die Gefahr von Kabelbrüchen zu minimieren.

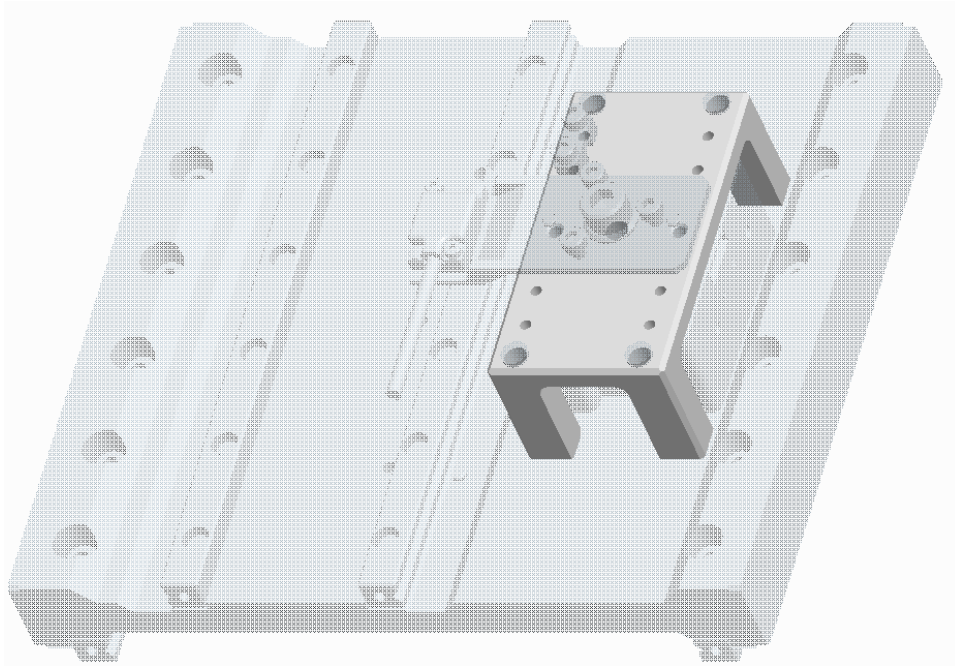


Abbildung 18 - Tisch Encoderhalterung, Mitte

Die Kabelklemme kann beiderseits der Encoderhalterung verwendet werden. Dies ermöglicht zusammen mit der Konstruktion der Encoderhalterung, ein Aufsetzen des Encoders in beide Richtungen.

Es ist jedoch vorteilhaft, darauf zu achten, dass alle Encoder in die gleiche Richtung zeigen, um die Vorzeichen außer acht lassen zu können.

6.2.3 Kabelklemme Encoderkabel

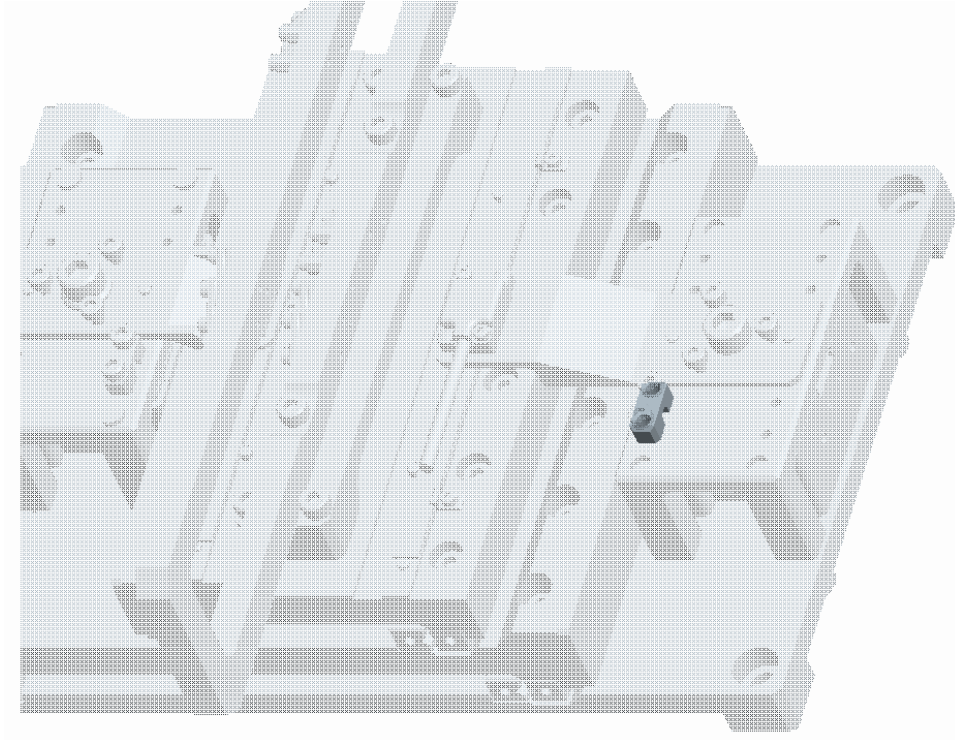


Abbildung 19 - Kabelklemme Encoderkabel

Die Kabelklemme für das Encoderkabel (**Abbildung 19**) wird direkt auf den Tisch verschraubt. Die Bohrungen sind für Schrauben bis 3 mm Nenndurchmesser ausgelegt. Das Kabel wird über die Schrauben gegen den Tisch gedrückt. Hierbei ist darauf zu achten, dass das Kabel gedrückt werden muss, aber nicht gequetscht werden darf. Um einem versehentlichen Quetschen vorzubeugen, ist der Einstich nicht rund, sondern beschreibt ein halbes Oval mit einer Höhe von mindestens 3 mm und einer Durchgangsbreite von 3,5 bis 4 mm.

Die maximalen Spannungen liegen laut FEM im Bereich von 110 N/mm^2 . Die Kräfte führen an den Kanten zu Spannungsspitzen, wie in **Abbildung 20** gut zu erkennen ist. Abhilfe dafür schaffen Radien und Kanten. Diese sind im Computermodell nicht erfasst, entstehen aber durch das Entgraten der Bauteile in der mechanischen Fertigung. Für Berechnungen fehlt eine Maßangabe. Da das Entgraten manuell vorgenommen wird, können keine exakten Zahlen verwendet werden. Es entstehen normalerweise Fasen $0,5 \times 45^\circ$. Wobei der Fehler in dieser Angabe sehr groß ist.

Durch die Verschiebung des Anziehens der Schrauben auf eine Spannkraft von 900 Newton pro Schraube (0,63 Nm bei einer Schraube 10.9), entsteht eine Quetschung der Höhe des Durchgangsquerschnittes um ca. 5 μm .

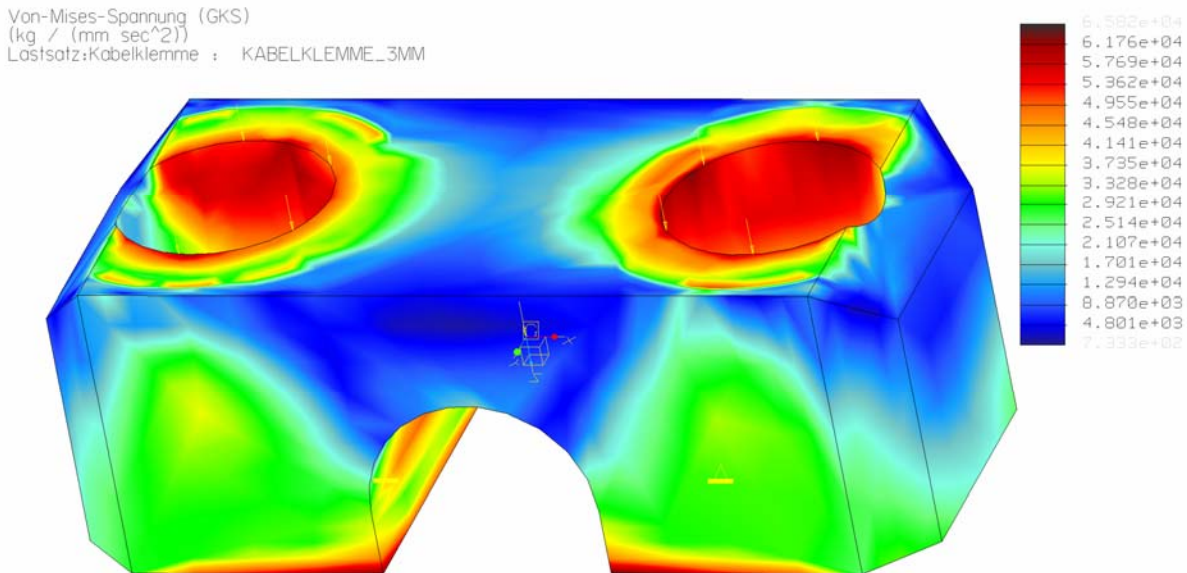


Abbildung 20 - Kabelklemme FEM Spannungen

Es entstehen kleinere Spannungsspitzen an den Seiten der Schraubenköpfe. Diese sind nur durch Unterlegscheiben zu minimieren. Dabei sinkt nicht der Einfluss der scharfen Kanten (Kerbwirkung) sondern die Spannung durch die Flächenpressung wird geringer.

Unterlegscheiben sind im Vakuum unerwünscht, wenn sie nicht absolut notwendig sind, da sie zu virtuellen Lecks führen. Vakuumschrauben sind an dieser Stelle nicht notwendig, da die Gewindebohrung durchgängig ist und das Durchgangsloch durch die Fase nicht vollständig gegen das Vakuum gekapselt ist.

Selbst bei einer Anpresskraft von 600 Newton pro Schraube berechnet FEM nur Spitzenspannungen von ca. 65 Newton pro Quadratmillimeter. Dies ist weit entfernt von der Streckgrenze des gewählten Materials. Theoretisch könnte der einfachste Baustahl (S185; Streckgrenze 185 N/mm²) benutzt werden. Die Vakuumsicherheit müsste dazu überprüft werden. Da die Beschaffung teurer wäre, als der Materialwert, wird auf Standardmaterial (AlZnMgCu1,5 $R_{p0,2} \approx 450 \text{ N/mm}^2$) zurückgegriffen.

6.2.4 Halterung Encoder oben \Leftrightarrow unten

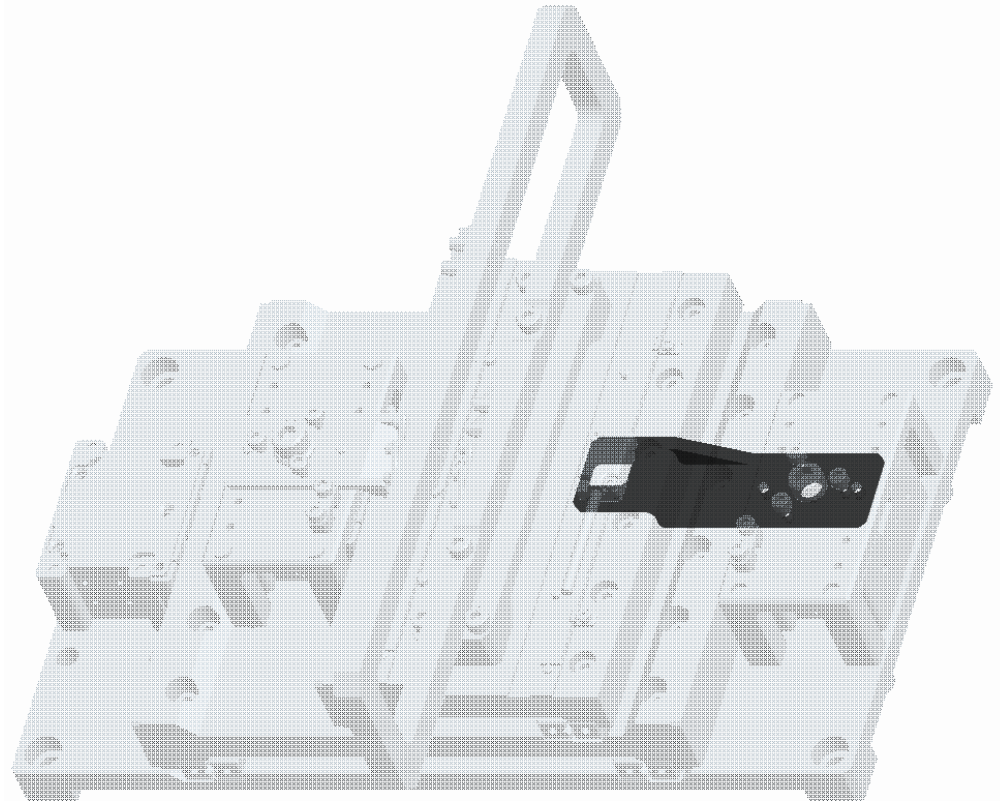


Abbildung 21 - Encoderhalterung, oben \Leftrightarrow unten

Der Encoder auf der Encoderhalterung soll den Absolutweg der oberen Baugruppe und somit der Nutzlast messen. Der Messfehler durch die Steifigkeit der Nutzlast wird als gering eingeschätzt, kann aber mehrere Schritte des Motors betragen. Deshalb wird empfohlen, bei späteren Konstruktionen den Encoder möglichst dicht an die interessanten Punkte zu setzen. Bei dem Versuchsaufbau hingegen geht es um die Untersuchung der Konstruktion zum Bewegen der oberen Platte. Die Steifigkeiten der späteren Konstruktionen unterscheiden sich voneinander und sind zudem unbekannt, da die späteren Konstruktionen noch entwickelt werden müssen.

Die Rippe(n) können außen, als auch auf der Mittelebene liegen. Sie dienen der Steifigkeit und sollen Vibrationen des Encoders verringern oder vermeiden. Sollte sich herausstellen, dass diese Rippen nicht notwendig sind, so kann dieses Teil als Blechteil gebogen werden. Außen liegende Rippen haben den Vorteil der höheren Torsionssteifigkeit und Biegesteifigkeit um Schraubenachse. Nachteilig ist der höhere Aufwand in der Fertigung.

6.2.5 Benching Pin (Anlegestift)

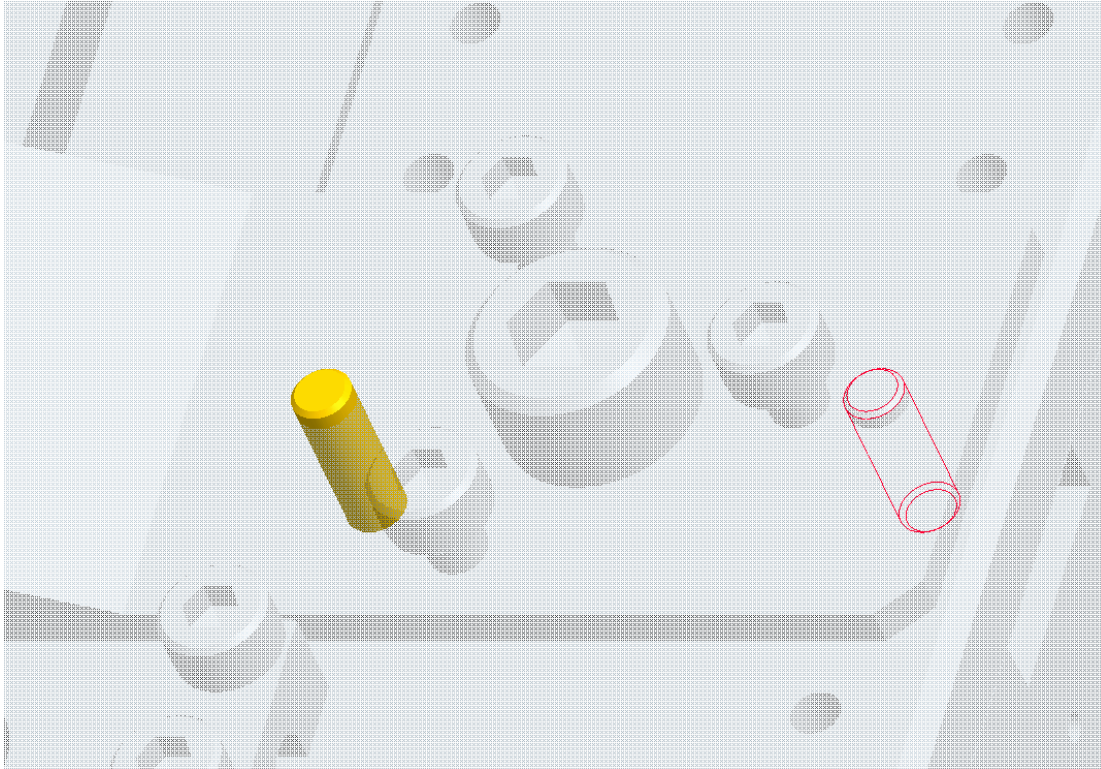


Abbildung 22 - Anlegestift (Benching Pin) für die Encoderhalterung

Die Anlegestifte (englisch: Benching Pins; **Abbildung 22**) werden verwendet, um den beiden Encoderhalterungen eine Führung zu geben. Dies verhindert ein starkes seitliches Kippen und ein Verdrehen. Der Encoder, der in der mittleren Baugruppe verbaut wird, ist Beschleunigungen und somit auch Massenträgheitskräften ausgesetzt. Die Benching Pins halten hier auch einen Großteil dieser Kräfte und leiten sie an den Tisch weiter. Wie viel des Momentes (Massenträgheit mal Hebelarm) und der Kraft durch die Massenträgheit von den Stiften und wie viel davon von den Schrauben aufgenommen werden kann, kann sehr aufwendig über die Biegelinien oder mit etwas Aufwand per Finite Elemente Methode (FEM) herausgefunden werden. FEM gibt hierbei natürlich eher einen groben Eindruck als die Wirklichkeit wieder. Weiterhin erfüllen die Anlegestifte die Aufgabe des Schaffens einer Anlegekante für die Skala des Encoder (**Abbildung 23**).

Hierbei ist vor allem darauf zu achten, dass die Bohrungen ausgerichtet sind. Wichtig ist dabei, dass die Bohrungen und die Stifte eine Passung ergeben. Diese sollte eine Übermaß- oder eine Übergangspassung sein. Es soll eine geringe Kraft notwendig sein, um den Stift in

der Bohrung zu Bewegen. Der Stift darf sich unter gar keinen Umständen lösen und herausfallen, da er an sich bewegenden Teilen befestigt ist und es zu Beschädigungen kommen könnte.

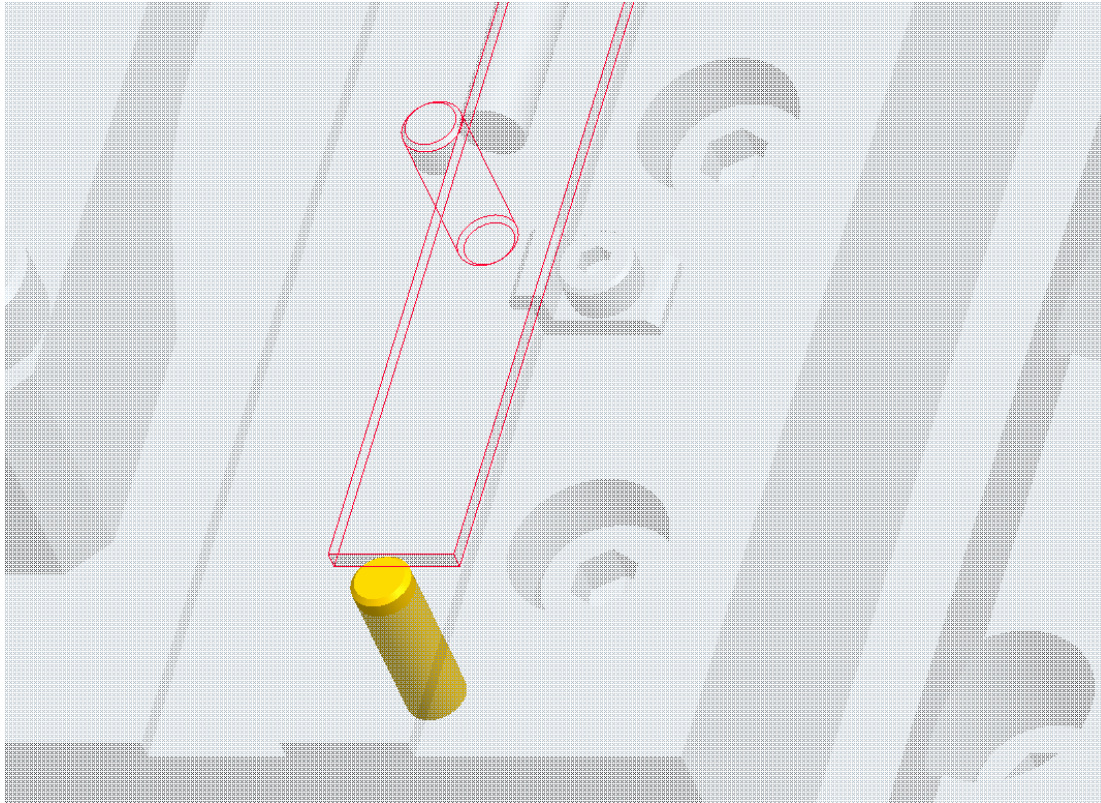


Abbildung 23 - Benching Pin für die Skala

Für jede Skala (drei werden verbaut) werden drei Anlegestifte benötigt, um die Skala auszurichten. Zwei der drei Anlegestifte werden für die Längsseite verwendet, der dritte ist notwendig, um die noch mögliche Verschiebung in eine Richtung zu sperren. Nach dem Anlegen der Skala wird diese mit den entsprechenden Halterungen fixiert, wobei die Halterungen die Anlegestifte zum Gegendrücken nutzen.

6.2.6 Halterung Encoder unten

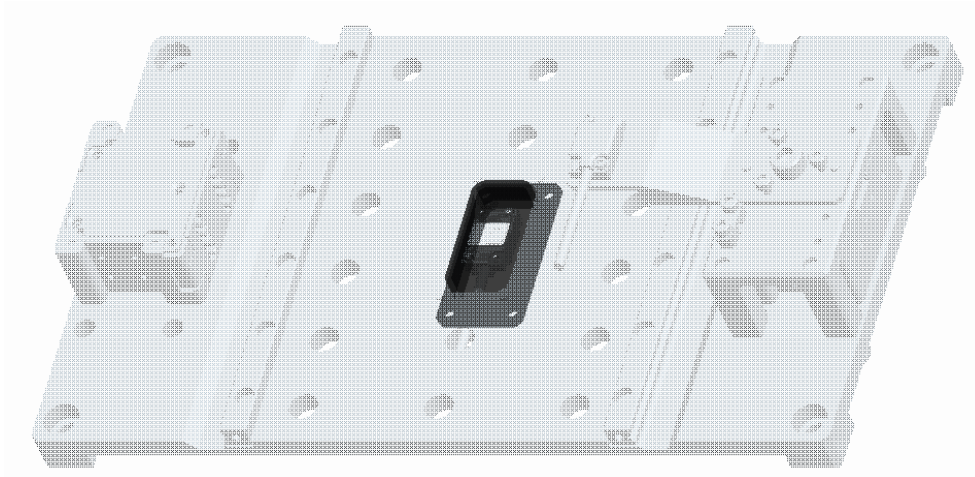


Abbildung 24 - Encoderhalterung, unten

Die Encoderhalterung für den unteren Encoder, **Abbildung 24**, ist über vier Schrauben von unten an die Grundplatte befestigt. Der Encoder wird wiederum von zwei Schrauben gehalten. Kleinere Abweichungen sind über diese sechs Schrauben auszugleichen. Die Ableseskala kann theoretisch auch bewegt werden, liegt dann allerdings nicht mehr an den Anlegestiften an, beziehungsweise diese sind störend und müssen entfernt werden.

Das Kabel des Encoders wird vorerst lose verlegt. Eine Befestigung des Kabels ist nicht in Betracht gezogen worden, da sich diese Baugruppe nicht bewegt.

Die Öffnung der Encoderhalterung ist so gestaltet, dass es für die Montage unwichtig ist, wie der Encoder befestigt wird (0° ; 180°). Die Halterung ist symmetrisch aufgebaut und kann ebenfalls um 180° verdreht eingebaut werden.

Als Fertigungsmöglichkeit stehen Tiefziehen oder Fräsen aus dem Vollen zur Verfügung. Da die Anzahl sehr begrenzt ist (für den Teststand ein Stück, bei Erfolg später Kleinstserie) wird das Werkstück aus dem Vollen gefräst. Rundungen sind der Fertigung anzupassen, da beim Tiefziehen andere Rundungen entstehen als beim Fräsen.

6.2.7 Kabelhalterung

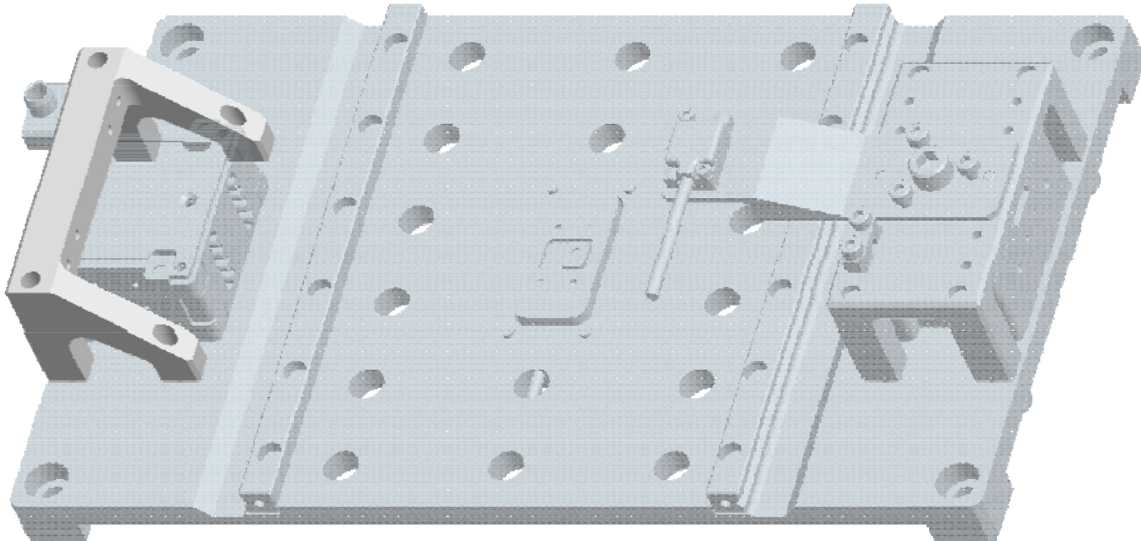


Abbildung 25 - Kabelhalterung

Die Kabelhalterung, **Abbildung 25**, stellt eine Brücke dar, da keine Kabel am Motor verschraubt werden können. Die kleineren Bohrungen für die Kabelführung sind so eingerichtet, dass das Kabel bei mittlerer Position der mittleren Baugruppe die kürzeste Distanz überwinden muss. Diese Bohrungen sind in beiden Richtungen vorgesehen, da noch nicht vorherzusehen ist, in welche Richtung der Encoder verbaut wird und ob auf dem Tisch der Encoderhalterung noch die Seite des Kabels gewechselt wird. Verschraubt wird die Kabelhalterung mit der Grundplatte über die symmetrischen Löcher des Tisches der unteren Encoderhalterung, die auf der gegenüberliegenden Seite der Grundplatte montiert ist. Dadurch bleibt die Symmetrie der Grundplatte erhalten und es sind zusätzliche Bohrungen vermieden worden.

Da nur die Bohrungen zueinander relativ maßhaltig zu fertigen sind, können die Toleranzen sehr groß gewählt werden. Dies ermöglicht eine große Auswahlmöglichkeit bei der Fertigung. Das Werkstück kann aus einem Block gefräst werden, oder aus mehreren Stangen und/oder Platten geschweißt werden. Radien werden zu Schweißnähten, die dann noch berechnet werden müssen. Die Bohrungen sind dann nach dem Schweißen einzufügen, um die Maßhaltigkeit zu gewährleisten.

6.2.8 Kabelführungshülse

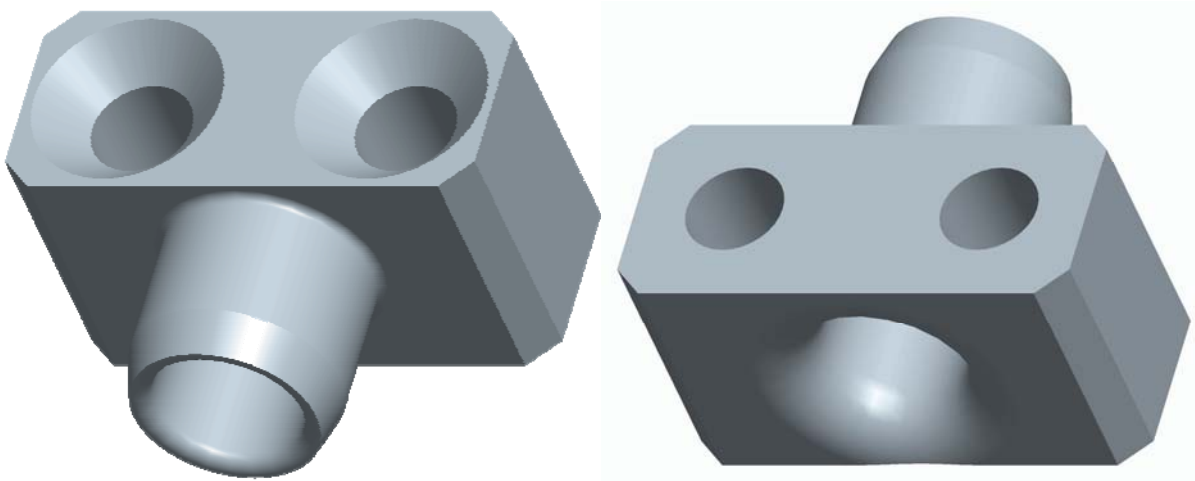


Abbildung 26 - Kabelführungshülse

Die Kabelführungshülse, **Abbildung 26**, hat die Aufgabe, die Kräfte des Kabels und der Kabelführung aufzunehmen und in den Tisch der Encoderhalterung auf der mittleren Baugruppe beziehungsweise in die Kabelhalterung weiterzuleiten. Befestigt wird das Bauteil mit zwei Senkschrauben der Größe M3. Es sind Senkschrauben ausgewählt worden, da die Schraubenköpfe herkömmlicher Sechskant- oder Inbusschrauben die Baugruppe in ihren Abmessungen um die Kopfhöhe erweitern würden. Aus der Sicht des Arbeitsschutzes sind Senkschrauben besser, da keine Teile hervorragen. Um Inbusschrauben (spart Werkzeugwechsel) verwenden zu können, müsste dieses Bauteil ca. 1 mm höher (10 mm statt 9 mm) ausgeführt werden, was das Kammervolumen erhöht.

Es lässt sich nicht vermeiden, die Kabelführungshülse über die sonstigen Abmessungen herausragen zu lassen. Abrundungen sind ebenfalls schwierig zu gestalten da der Platz auf der mittleren Ebene durch die Encoderhalterung stark begrenzt ist. Die Enden der Kabelbohrung sind abgerundet, um ein Abreiben der Abschirmung Und/oder Isolierung bei Kabelbewegung zu minimieren. Die Radien sind möglichst groß gewählt worden. Die Oberflächenrauheit der Kabeldurchführung soll minimal sein.

Um ein Aufschieben der Kabelführung (Feder)zu vereinfachen, ist eine Fase (0,4 x 1,5) angebracht worden. Die geringe Steigung gewährleistet dies wirkungsvoll, preiswert und ohne Anwendung von Schmiermitteln (im Vakuum nicht erlaubt).

Berechnungen können erst nach Berechnung der Kabelführung durchgeführt werden.

6.2.9 Kabelführung

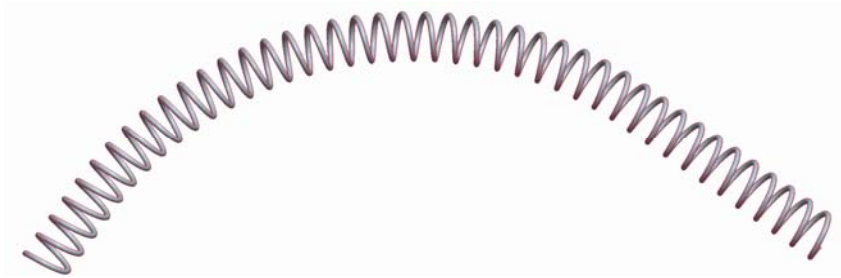


Abbildung 27 - Druckschraubenfeder

Die Kabelführung wird von einer Druckschraubenfeder, **Abbildung 27**, übernommen. Der Drahtdurchmesser ist hierbei möglichst dick zu wählen, die Oberfläche muss möglichst glatt sein. Beides dient dazu, dass bei Bewegung des Kabels die Abschirmung/Isolierung keinen Schaden nimmt und der Verschleiß minimal wird. Die Berechnung der Feder ist äußerst kompliziert und soll nicht Gegenstand dieser Diplomarbeit sein. Es soll versucht werden, eine maximale Krümmung zu erreichen, ohne dabei in den Bereich des Strahldurchganges einzudringen. Da ein Winkel von 90° überwunden werden muss, ist keine reine Druckfederberechnung zu verwenden. Im Gegensatz zur reinen Druckbelastung wird die Feder durch die Verbiegung unterschiedlich auf Torsion beansprucht. Die daraus resultierende Beigelinie ist von der Kontur der Feder abhängig. Hierbei spielen Anstieg, Windungsanzahl, Verlauf (progressiv/linear/degressiv) und Drahtdurchmesser eine Rolle.

Zudem sind werkstoffabhängige Werte (G-Modul & zulässige Spannungen) und Berechnung des Federwegs zu beachten. Der Federweg wiederum wird unter Anderem von der Biegelinie bestimmt, was mehrere Iterationsschritte nach sich zieht. Die Biegelinie wird im Gegensatz zur **Abbildung 27** wahrscheinlich eher die Form eines auf der Seite liegendes Fragezeichens, **Abbildung 28**, annehmen.



Abbildung 28 - auf Seite liegendes Fragezeichen

6.3 Mittlere Baugruppe

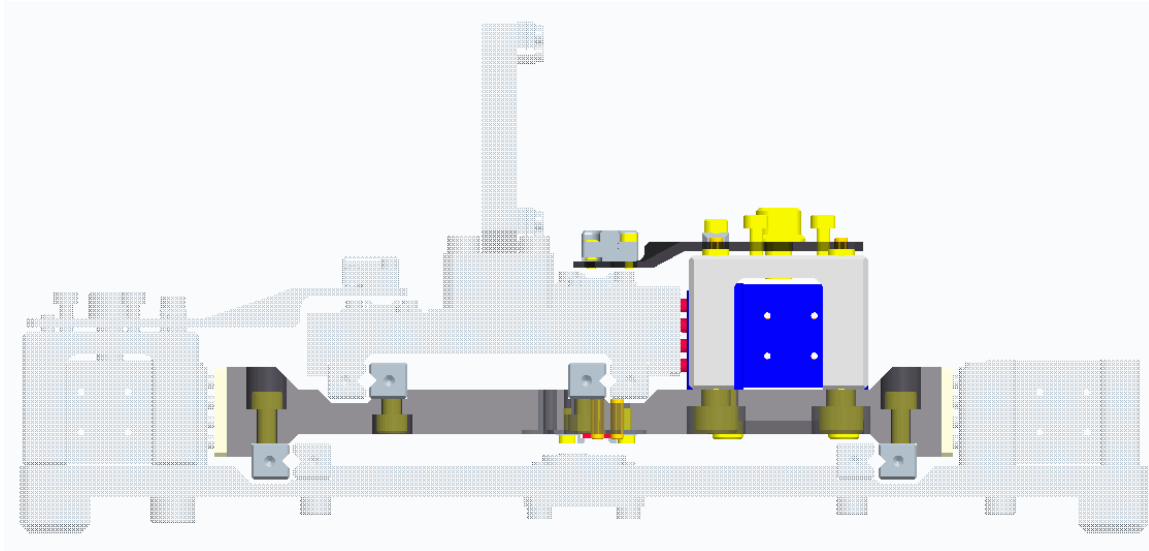


Abbildung 29 - Mittlere Baugruppe im Zusammenhang

Die in **Abbildung 29** dargestellte Baugruppe trägt den Motor, der die obere Baugruppe inklusive der Nutzlast beschleunigt. Die Kraft der Beschleunigung, die sich im Motor abstützt muss von der Platte aufgenommen werden und stützt sich wiederum in den Motoren der unteren Baugruppe ab. Die maximale Beschleunigung der oberen Baugruppe von ca. 16 m/s^2 darf nicht überschritten werden.

Die beiden Motoren der unteren Baugruppe sollen nicht mit Kräften über $56 (2 \times 28)$ Newton belastet werden, wobei 28 Newton zum Abstützen des oberen Motors verwendet werden müssen.

Die Masse, die beschleunigt wird, beträgt in etwa 2 kg , wenn der Motor der oberen Baugruppe aktiv ist. Sollte der Motor der oberen Baugruppe deaktiviert sein, so müssen etwa 4 kg mit 56 Newton bewegt werden.

Es wird eine maximale Beschleunigung von 14 m/s^2 festgelegt, wobei die mittlere Baugruppe nur 7 m/s^2 erreichen muss, um die Geschwindigkeit zu verdoppeln. 14 m/s^2 sollen erreicht werden, wenn der obere Motor deaktiviert worden ist. Die Masse der Nutzlast ist höher angenommen worden, als sie in der Realität ist (stark aufgerundet). Dadurch werden die Motoren etwas geschont.

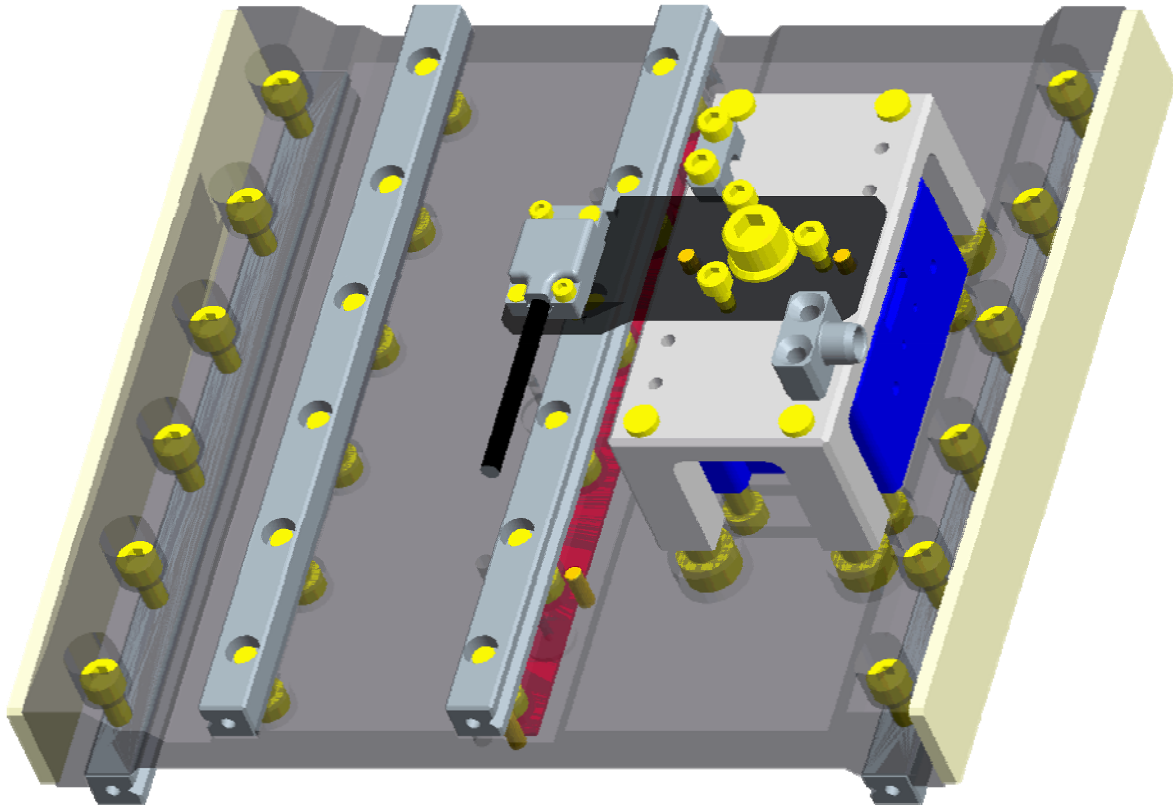


Abbildung 30 - mittlere Baugruppe (Isometrische Ansicht)

Abbildung 30 zeigt die Baugruppe in einer Isometrischen Ansicht. Die Bauteile Tisch Encoderhalterung, Kabelklemme, Kabelführungshülse, Encoderkabel und der Anlegestift (Benching Pin), sowie die Zukaufteile, Schiene, Motor und Encoder, sind die gleichen wie in der unteren Baugruppe. Dies spart Fertigungs- und Beschaffungskosten, falls die Konstruktion später in einer Kleinstserie gefertigt wird. Zudem werden Verwechslungen ähnlicher Teile und Baugruppen bei der Montage verhindert.

Das Kabel des Encoders (schwarzer Zylinder) ist in dieser Ansicht nur schematisch dargestellt und nicht verlegt worden. Es ist während des Zusammenbaus zu überprüfen, wie das Kabel am besten verlegt werden kann.

6.3.1 Sandwichplatte

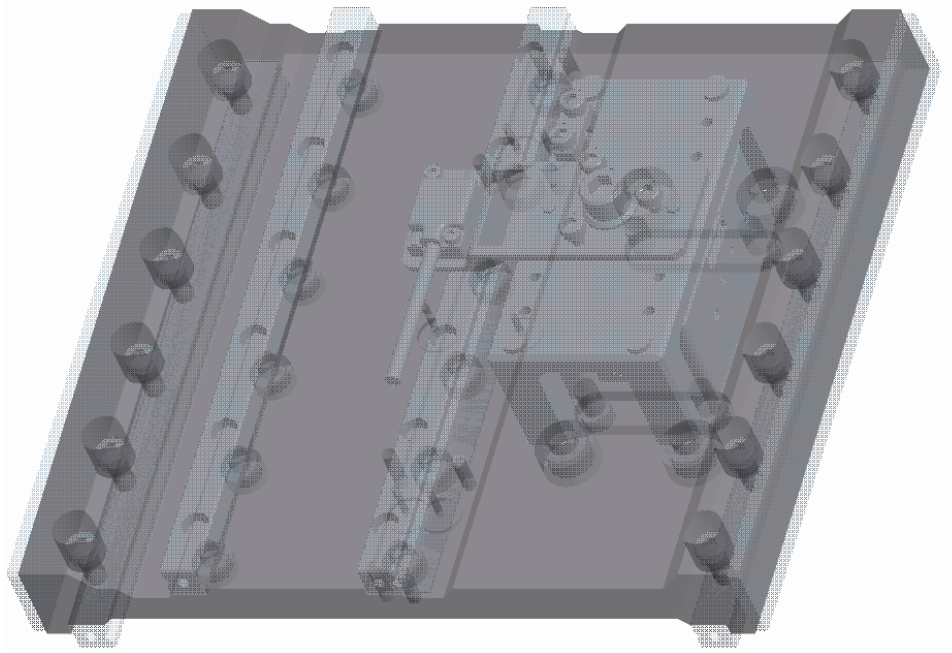


Abbildung 31 - Sandwichplatte

Bei der Sandwichplatte, **Abbildung 31**, steht die Steifigkeit im Vordergrund. Diese kann einerseits durch Material erreicht werden, wobei mehr Material mehr Masse bedeutet. Andererseits können Elastizitätsmodul, Spannungsquerschnitt und Anfangslänge (Formel), in diesem Fall die Breite des Bauteils, variiert werden. Um das Elastizitätsmodul zu ändern, muss ein anderer Werkstoff gewählt werden. Dieser hat nicht nur ein anderes E-Modul, sondern im Normalfall auch eine andere Dichte. Das bedeutet, dass das gesamte Bauteil überarbeitet werden muss.

Der Spannungsquerschnitt und die Breite können, wenn möglich am besten variiert werden. Die Länge des Bauteils (Breite des Spannungsquerschnitts) ist durch die Schienen und Keramiken vorgegeben. Der Spannungsquerschnitt kann also nur noch in der Höhe verändert werden, während die zulässigen Spannungen nicht ihren Maximalwert überschreiten dürfen. Die Höhe des Spannungsquerschnittes gibt gleichzeitig das Widerstandsmoment gegen die Durchbiegung vor. Die Durchbiegung wird von Anpresskraft der Motoren und der Gravitation beeinflusst. Die Breite des Bauteils wird durch den Platzbedarf der oberen Baugruppe und des Motors bestimmt. Insgesamt ist darauf zu achten, dass keine Spannungsspitzen durch Querschnittsprünge geschaffen werden. Der Querschnitt ist mit FEM Analyse in **Abbildung**

32 zu sehen. Die geforderte Steifigkeit ($3,9 \mu\text{m}$ bei 144N) wird erfüllt ($2,4\mu\text{m}$), wobei hier die gesamte Fläche zum Aufbringen der Kraft genutzt worden ist. In der Realität wirken 144 Newton auf 8 kleinen, in der Position veränderlichen Flächen auf der Keramik. Diese gibt die Kraft wiederum über ein doppelseitiges Klebeband auf eine größere Fläche der Sandwichplatte ab. Um genauere Berechnungen durchführen zu können, muss das Gesamtsystem betrachtet werden.

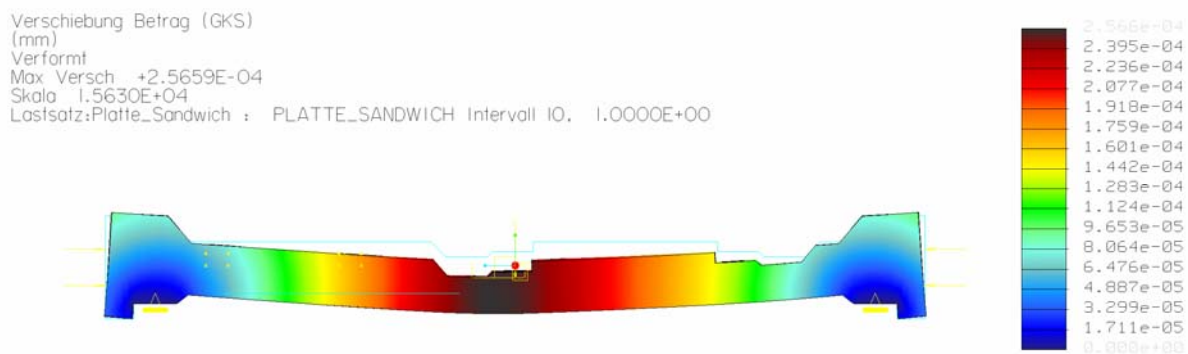


Abbildung 32 - Querschnitt der Sandwichplatte mit FEM-Analyse

Eine andere Forderung ist, dass die mittlere Baugruppe möglichst leicht sein soll. Dementsprechend sollten Leichtbaustrategien verfolgt werden. Diese sind im Rahmen dieser Diplomarbeit wegen Zeitmangel ausgeschlossen, da nicht nur die Konstruktion, sondern auch die Fertigung der Leichtbauteile aufwendiger wird.

Mögliche Strategien sind:

- Arbeiten mit Versteifungsrippen
höherer Fertigungsaufwand, geringe Masseneinsparung, Verlust an Steifigkeit (ohne weitere Änderungen)
- Benutzen einer Tailored Blank-Strategie, also verwenden von an die Belastung angepassten Dicken und/oder Eigenschaften des Materials
Abhängigkeit von Externer Herstellung bei kleinen Mengen, teuer & lange Lieferzeiten
- Benutzen eines anderen Werkstoffes, z.B. Titan; andere Aluminiumlegierung
geringer Effekt bei ähnlichen Werkstoffen; Werkstoffkennwerte ändern sich mit Vakuumeigenschaften spielen entscheidende Rolle (kein GFK/CFK)



6 Konstruktion des Tandemversuchsstandes

- Prinzip eines Sandwichs mit einer Wellstruktur innen, ähnlich einer Pappe
hier muss vor allem auf die Ausrichtung geachtet werden (in Krafrichtung), sehr schwierig zu fertigen

Zusätzlich zu Leichtbau und Steifigkeit müssen verschiedene Bauteile aufgenommen werden. Die Verschraubung dafür wird teilweise von oben und von unten vorgenommen. Die seitlich zu befestigenden Keramikbahnen sind zurzeit verklebt. Ob diese Verklebung Vakuumtauglich ist, wie der Hersteller verspricht, muss noch getestet werden. Anderenfalls sind die Keramikbahnen an der Sandwichplatte zu verschrauben und/oder formschlüssig zu klemmen. Die Schienen, die von der Sandwichplatte aufgenommen werden, sollen auch an dieser ausgerichtet sein. Deshalb müssen die Anlegebahnen parallel gefertigt und vermessen werden. Die Parallelität der oberen zur unteren Schiene ist dabei nicht so wichtig, da der Winkel im Allgemeinen trotzdem sehr klein sein muss. Eine leichte Schrägfahrt hätte nur sehr kleine Einflüsse auf die Messgenauigkeit, Kapitel 16.1.6.

Sollten die Schienen, jeweils oben oder unten zueinander, nicht parallel verlaufen, verkeilen sich die innen gelegenen Schienen in einer Richtung. Die Motoren werden höher belastet, was zu höheren Temperaturen und somit zu veränderten Zyklen führt. Bei gleicher Stillstandszeit sind geringere Fahrzeiten möglich. Im Extremfall haben die Motoren nicht die nötige Kraft, um die gewünschte Position zu erreichen oder können die gewünschte Geschwindigkeit nicht mehr halten, wobei die Regelung versuchen wird, dies mit einer höheren Spannung zu verhindern.

6.3.2 Halterung Encoder Oben ⇔ Mitte

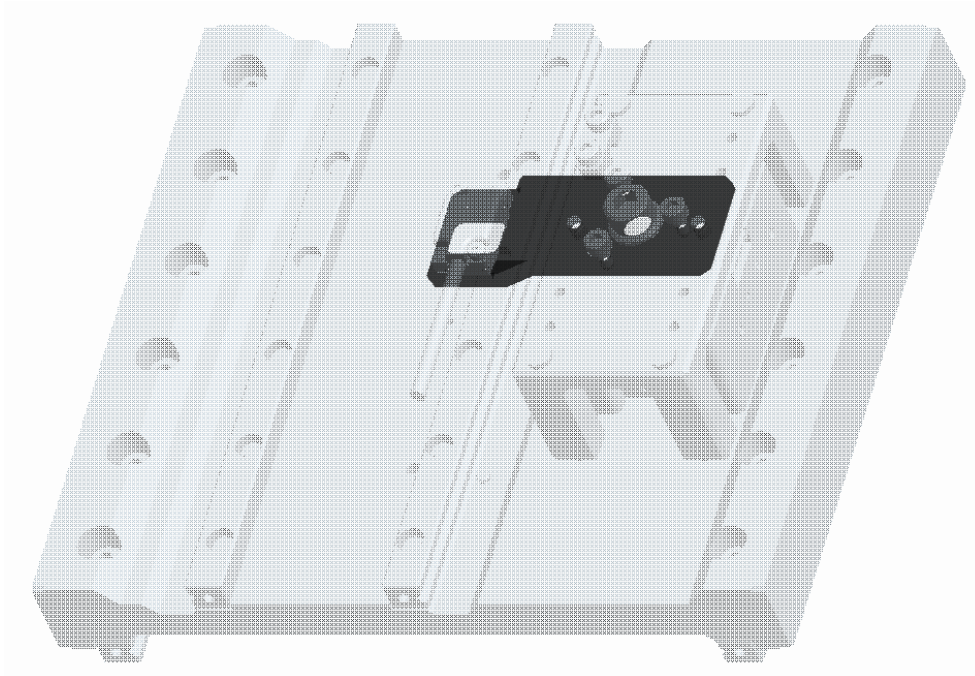


Abbildung 33 - Halterung Encoder Oben ⇔ Mitte

Die Encoderhalterung von oben zur Mitte, **Abbildung 33**, ist notwendig um die Regelung des Motors auf der Sandwichplatte zu ermöglichen. Die Grundform ist dieselbe, wie bei der Encoderhalterung von oben nach unten (Kapitel 6.2.4). Die Maße der Gesamtlänge und des Abstands vom Encoder zum Tisch (Kapitel 6.2.2) weichen jedoch von der anderen Encoderhalterung ab. Die Befestigung auf dem Tisch ist die gleiche, um den gleichen Tisch benutzen zu können. Die Halterung ist einstellbar gelagert, kann aber nur begrenzt durch die Beschleunigungskräfte kippen, da zwei Stifte ein Kippen schon bei den Einstellarbeiten verhindern. Zwei Schrauben, die sich am Tisch abstützen, ermöglichen das Anheben/Absenken des Encoders und verhindern das Kippen nach den Einstellungen. Die dritte Schraube bildet das Gegenstück zum Anheben/Senken. Befestigt ist die Halterung über die M6-Schraube in der Mitte. Sie ist die einzige Schraube, die mit dem Tisch fest verbunden ist. Ob ein herkömmliches Gewinde ausreicht, oder ein Feingewinde benutzt werden muss, muss ein Langzeittest ermitteln. Feingewinde hat den Vorteil der Selbsthemmung, Regelgewinde hat den Vorteil der schnellen Austauschbarkeit.

6.3.3 Halterung der Encoderableskala

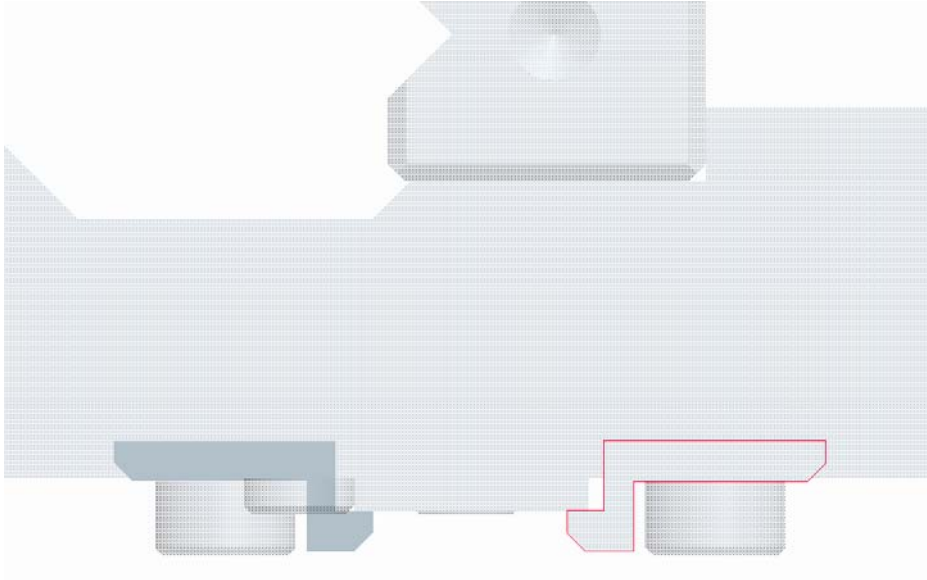


Abbildung 34 - Halterung Encoderskala

Die Encoderskala (Glas) muss kraftschlüssig gehalten werden, da sie nur in eine Richtungsformschlüssig verbunden werden kann. Die Halterungen, **Abbildung 34**, sind so ausgelegt, dass sie mit der Schraube den Glasstreifen an die Platte ziehen. Leider ist der Haftreibungskoeffizient unbekannt, weshalb nicht gesagt werden kann, mit welcher Kraft der Glasstreifen nach unten gezogen werden muss. Um sicherzugehen, dass der Glasstreifen nicht wandern kann, wird ein niedriger Haftreibungskoeffizient angenommen, was bei vergleichbarer Reibkraft eine höhere Normalkraft voraussetzt.

$$F_R = \mu_{\text{Haft}} \cdot F_N \geq m \cdot a \quad \text{Gl. 19}$$

Die Reibkraft muss mindestens so groß sein, wie die Massenträgheit. Es wird noch ein Sicherheitszuschlag von 50% berechnet. Teilweise muss das Gewicht noch mit einberechnet werden. Da die Masse des Glasstreifens sehr gering ist, ist die Normalkraft durch die 3 M2 Schrauben ausreichend, da deren Gesamtnormalkraft bis zu 800 Newton betragen kann. Die Toleranz wird so ausgewählt, dass immer eine Klemmkraft übertragen werden kann, aber die Fertigungsanforderungen nicht zu hoch sind (Toleranz 0,1 mm).

6.4 Obere Baugruppe

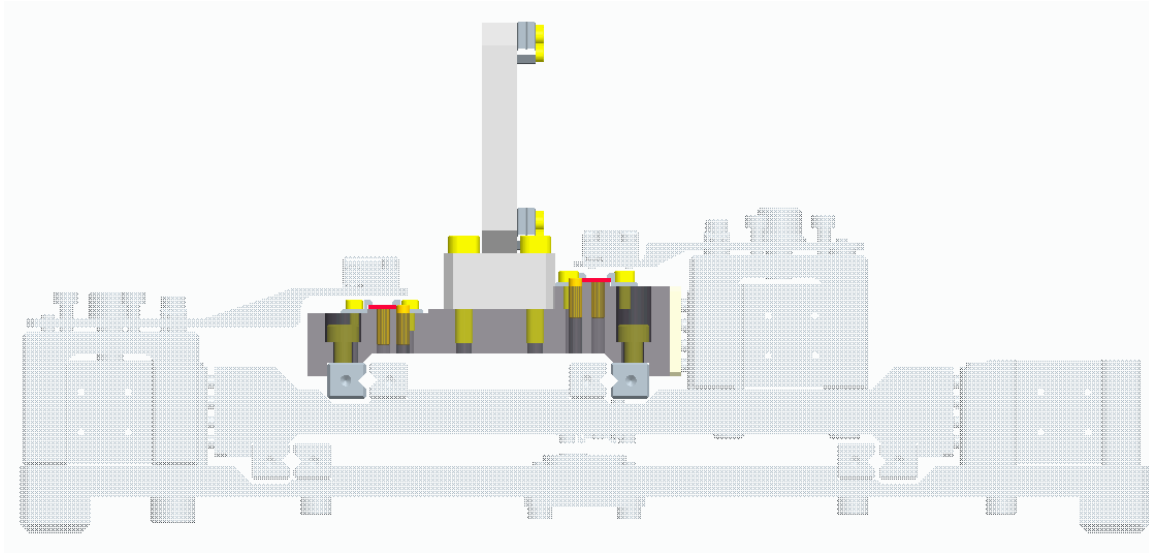


Abbildung 35 - obere Baugruppe mit Nutzlast

Abbildung 35 zeigt die obere Baugruppe mit der Nutzlast. Beides soll auf die höchstmögliche Geschwindigkeit beschleunigt werden. Übertragen wird die gesamte Rückstellkraft über den Motor der mittleren Baugruppe. Dieser soll mit maximal 28 Newton belastet werden. So ist abgesichert, dass die Motoren auch nur im Baugruppenzusammenhang gefahren werden können. So kann zum Beispiel der obere Motor in einen stromlosen Zustand geschaltet werden ohne Schaden anrichten zu können.

Die maximale Beschleunigung beträgt somit ca. 14 m/s^2 , wobei die Beschleunigung relativ zur mittleren Baugruppe nur halb so groß sein soll, wenn die beiden Motoren der mittleren Baugruppe nicht deaktiviert worden sind.

6.4.1 Halterung der Nutzlast

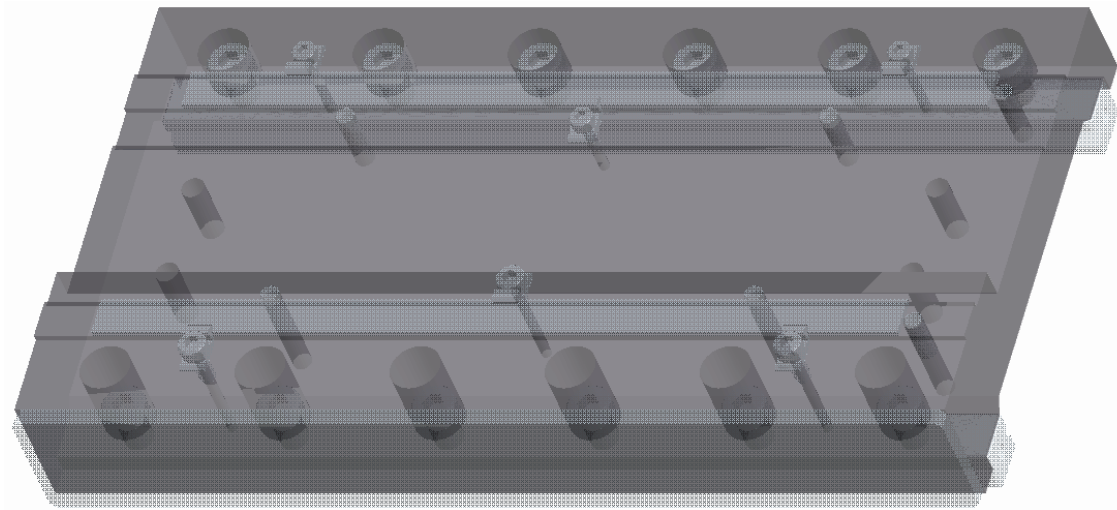


Abbildung 36 - Halterung der Nutzlast

Die Halterung der Nutzlast, **Abbildung 36**, muss nicht nur die Nutzlast tragen. Sie bietet mit ihren vier Gewindebohrungen die Möglichkeit einen Adapter zu montieren, der im Stande ist alle weiteren möglichen Aufgaben zu erfüllen. Da für den Teststand eine sehr schmale Konstruktion ausgewählt worden ist, ist auch der Adapter sehr schmal geraten. Dieser kann nach belieben vergrößert werden, wobei die Masse des Adapters mit in die Nutzlast zählt. Sollte der Adapter breiter werden, so muss die Halterung der Nutzlast angepasst werden. Hierfür gibt es mehrere Möglichkeiten. Die Breite der Platte kann geändert werden, oder der Ausschnitt wird so stark erhöht werden, dass der Adapter nicht mehr mit dem Encoder in Berührung kommen kann. Hierbei ist die Montage des Encoders zu beachten. Ein Schnitt der Platte ist in **Abbildung 37** zu erkennen.

Weitere Bauteile die die Halterung zu tragen hat, sind die beiden Encoderskalen für die Messungen Oben \Leftrightarrow Mitte und Oben \Leftrightarrow Unten für die Überprüfung. Bei späteren Versionen wird die Encoderskala, **Abbildung 37** rechts im Bild, wenn möglich dichter an den Ort des Geschehens montiert, um den systematischen Messfehler zu verringern.



Abbildung 37 - Halterung der Nutzlast von der Seite

Die Schienen werden parallel angebaut, wozu die Anlegekante sehr hilfreich ist. Hier kann später noch bei Bedarf eine Einstellmöglichkeit für die Schienen nachgerüstet werden, was die Masse der oberen Baugruppe jedoch erhöht. Die Keramikbahn kann, wie bei der Sandwichplatte (Kapitel 6.3.1) formschlüssig geklemmt werden. Hierfür müssen die Bohrungen noch in die bestehende Konstruktion eingearbeitet werden. Zurzeit wird die Keramik mit ultrahochvakuumtauglichem, doppelseitigem Klebeband gehalten.

6.4.2 Baugruppe Faserhalterung (Nutzlast)

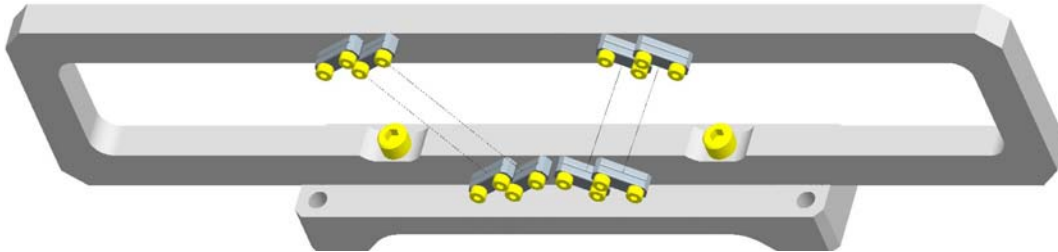


Abbildung 38 - Baugruppe Faserhalterung (Isometrische Ansicht)

Als Nutzlast wird die Faserhalterung des Konzeptes für einen neuen Wirescanner benutzt, **Abbildung 38**. Später kann auch die volle Nutzlast über einen Block simuliert werden. Als problematisch können sich lange Wege zwischen Schwerpunkt und Auflageebene erweisen, wenn die Steifigkeit des späteren Systems gering ist. Ein Block simuliert nur die Masse, hat aber eine sehr hohe Eigensteifigkeit. Eine Baugruppe derselben Masse hat im Vergleich dazu fast immer eine niedrigere Steifigkeit. Das kann dazu führen, dass Schwingungen zu ungeahnten Resonanzen führen und die Regelung ständig zwischen Bremsen und Beschleunigen wechselt. **Abbildung 39** zeigt den Messausschnitt aus der Strahlperspektive.

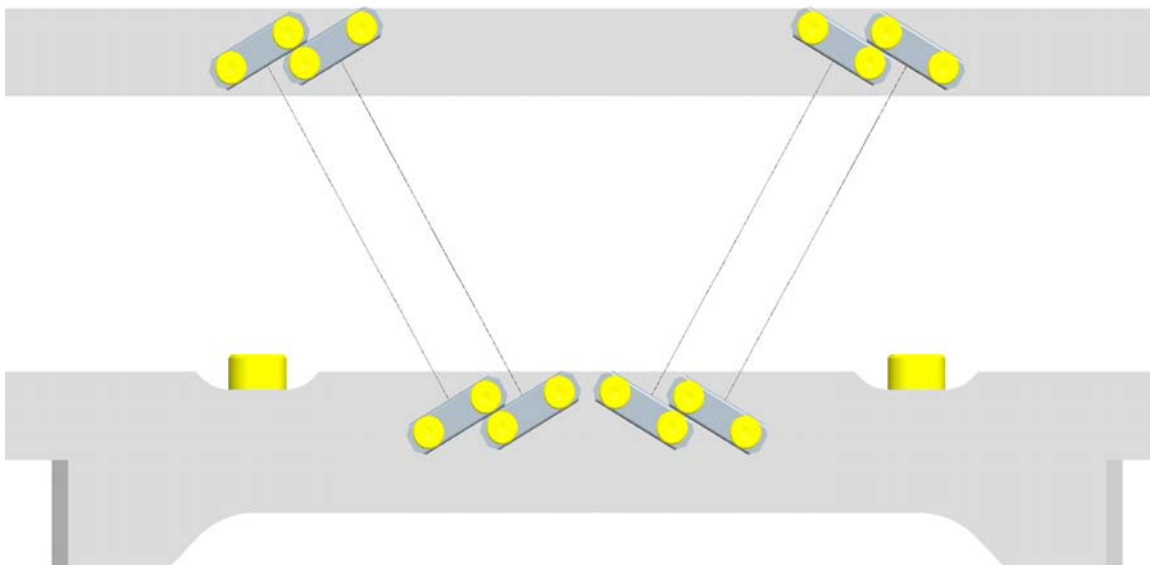


Abbildung 39 - Baugruppe Faserhalterung (Blick von vorn)

Mehr im Kapitel 9.1.2.

6.4.2.1 Faserhalterung

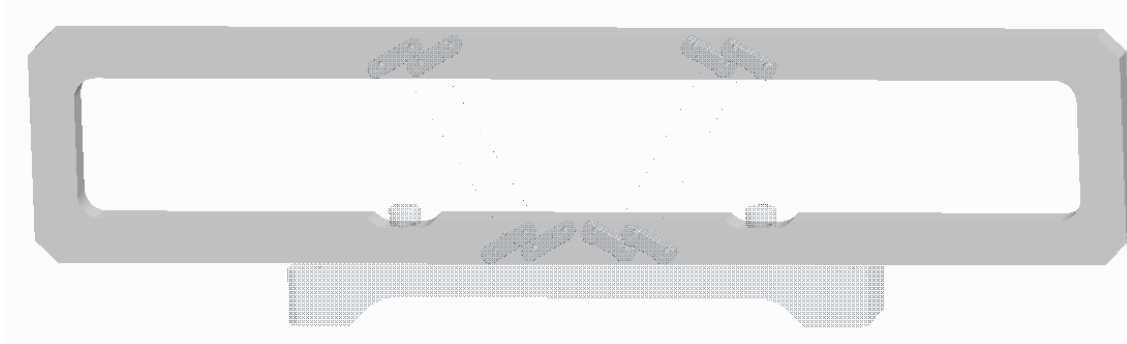


Abbildung 40 - Faserhalterung

Die Faserhalterung, **Abbildung 40**, hält die Kohlenstofffäden oder Wolframdrähte. Da dieses Teil in Keramik oder Aluminium gefertigt werden kann, sind glatte Oberflächen schwer zu erreichen. Für die Kohlenstoff- oder Wolframfäden benötigt man eine Oberflächenrauheit von wenigen Mikrometern, da solch ein Faden nur wenige Mikrometer dick ist. Getestet wird mit einem Kohlenstofffaden, dessen Durchmesser 38 bis 40 μm beträgt. Die Oberflächenrauheit muss dementsprechend möglichst gering gewählt werden. Um das Polieren, Läppen oder Erudieren von solchen großen Teilen und Flächen zu vermeiden, werden Faserklemmen gefertigt, die dann zusammen mit dem Faden an der Faserhalterung verschraubt werden. Wichtig bei der Montage ist die Genauigkeit des Winkels der Fasern. Er muss sehr genau sein, um die Messfehler so gering wie möglich zu halten. Deshalb wird der Kohlenstofffaden während der Montage optisch vermessen, um beste Ergebnisse erzielen zu können.

Bei der Konstruktion ist auf Symmetrie geachtet worden. Die falsche Montage eines nicht-symmetrischen Bauteils hätte schwere Konsequenzen in Bezug auf die Auswertung der Messergebnisse. Ein Verdrehen des Bauteils würde bei gleichem Strahl einen anderen Punkt anzeigen.

Da der Strahl außer den Fäden nichts berühren darf, ist die Faserhalterung so ausgelegt worden, dass bei vollständigem Hub der Strahl die Halterung nicht berühren kann. Um den Weg für die Beschleunigung möglichst lang zu gestalten ohne die Masse unnötig zu erhöhen, wird der Winkel der Drähte auf 60° festgelegt. Der Winkel von 60° ist ausgewählt worden, da dann die Ankathete halb so lang wie die Hypotenuse ist.

Bei einem Winkel von 90° wie bisher, würden die Drähte mehr durchhängen und der Weg zum Beschleunigen würde kürzer ausfallen. Einen kleineren Winkel sollte man nicht wählen, da mit Abnahme des Winkels auch die absolut messbare Genauigkeit abnimmt, Kapitel 9.1.1.

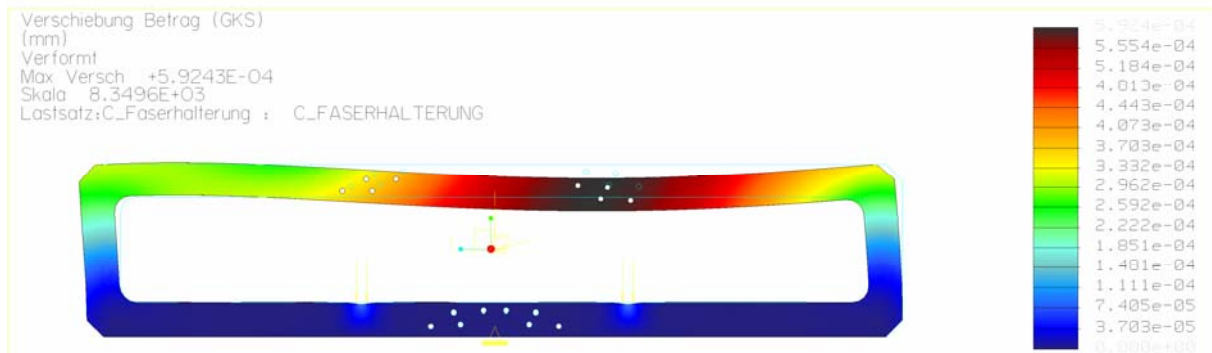


Abbildung 41 - Verschiebung in der Faserhalterung (FEM)

Durch die Massenträgheit bei der Beschleunigung des Schlittens verformt sich das Bauteil, **Abbildung 41** (Beschleunigung nach rechts, Gravitation). Die Fasern auf der linken Seite werden dadurch nur minimal in die Länge gezogen, da das Eintauchen (dunkelroter Bereich) dafür sorgt, dass sie sich annähernd auf einer Kreisbahn um die unteren Halterungen drehen. Auf der rechten Seite werden die Fasern gestaucht, was zum Durchhängen jener führt. Messungen sind deshalb nur bei konstanter Geschwindigkeit möglich. Diese sollte erreicht werden, bevor die Messungen beginnen, da ein Nachschwingen der Struktur bei den Messungen dadurch zu unterbinden oder zu verringern ist.

Die maximale Verschiebung (dunkelroter Bereich) ist mit rund $0,56 \mu\text{m}$ ermittelt worden. Da dies durch ein FEM-Programm ermittelt worden ist, kann es nur als Tendenz gesehen werden. Die Abweichung durch die Beschleunigung wird voraussichtlich $1 \mu\text{m}$ nicht überschreiten. Dafür sorgt das schmale Profil (hier nicht dargestellt, 7 mm) in Verbindung mit einem hochgestelltem, rechteckigem Querschnitt (10 mm). Durch ein hohes Widerstandsmoment in Verbindung mit kleiner Masse kann hier Steifigkeit erzielt werden. Verstrebungen, um die Steifigkeit zu erhöhen sind nicht möglich, da diese in den Strahl hineinragen können. Die Rundungen sind angebracht worden, um die Fertigung zu erleichtern und Spannungsspitzen zu vermeiden. Die Fasern dienen dem Leichtbau und dem Arbeitsschutz bei der Montage und während des Testbetriebs außerhalb des Vakuums.

6.4.2.2 Faserklemme

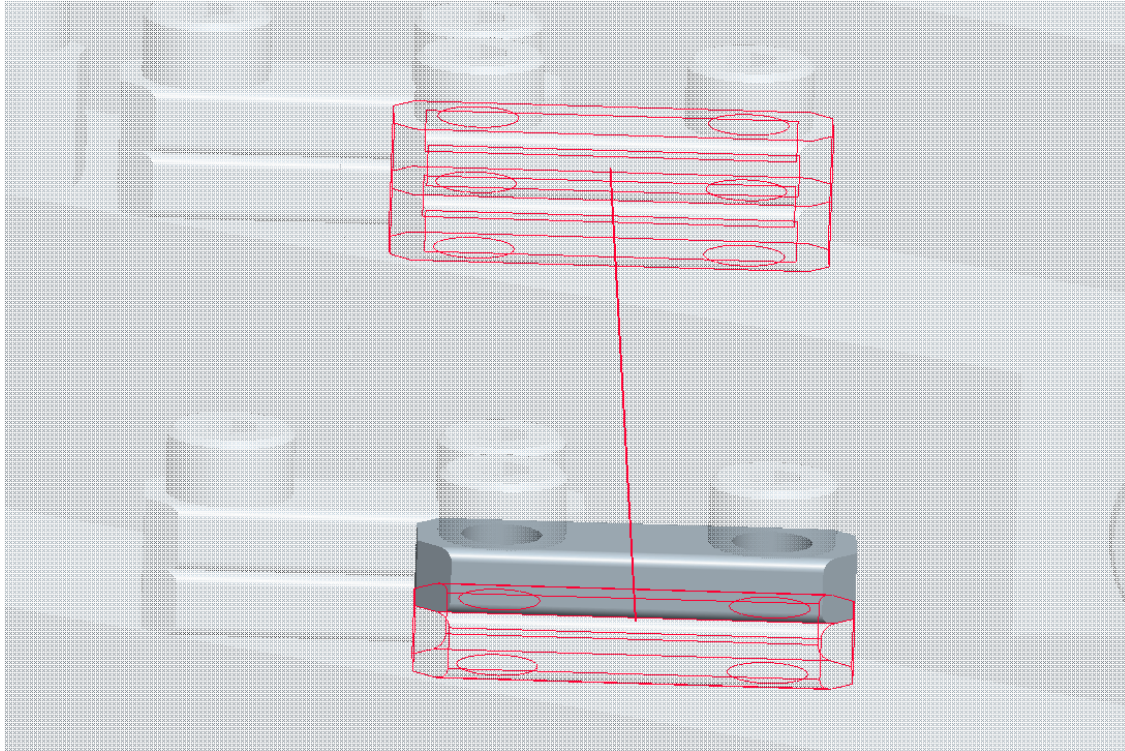


Abbildung 42 - Faserklemme für eine Faser (Faser & Halterung rot hervorgehoben)

Von der Faserklemme (**Abbildung 42**) werden je 4 Stück verwendet, um eine Kohlenstofffaser zu halten. Die Kohlenstofffaser wird an jedem Ende zwischen zwei Faserklemmen verspannt, in dem die Faserklemmen mit Halterung an die Faserhalterung verschraubt werden.

Wichtig sind eine genaue Ausrichtung der Kohlenstofffasern vor dem Verspannen und eine möglichst geringe Oberflächenrauheit, die durch Erudieren geschaffen werden soll. Als Alternative stehen Polierlappen, Lappen und Schleifen zur Verfügung.

Das Konzept zum Verlegen der Drähte steht noch nicht fest. Es können andere Winkel und andere Verlegungs- und Klemmmöglichkeiten in Betracht gezogen werden. So kann der Draht beispielsweise auch nur an der oberen oder unteren Seite geklemmt werden, während er auf der anderen Seite um einen Stift oder Ähnliches geführt wird.



6 Konstruktion des Tandemversuchsstandes

6.4.2.3 Kohlenstofffaser/Wolframdraht

Die Kohlenstofffasern und Wolframdrähte sind käuflich zu erwerben. Die Durchmesser variieren. Zurzeit wird mit einem Durchmesser von 38 μm gemessen. Wenn der Strahl auf Materie trifft, wird er teilweise abgelenkt, reflektiert, in Radioaktivität umgewandelt und absorbiert. Je mehr Strahl den Draht trifft, desto mehr vom Strahl wird zerstört. Eine vollständige Zerstörung des Strahls kann erst der Fall sein, wenn der Strahl einen geringeren Durchmesser als der Draht hat. Dies ist zurzeit nicht der Fall, weshalb der Draht noch nicht dünner ausgeführt werden muss.

Um eine möglichst hohe Genauigkeit zu erzielen, darf der Draht nicht durchhängen. Deshalb wird der Draht bis an seine Zugfestigkeit (abzüglich Sicherheitsreserve [Faktor = 1,5]) gespannt und verschraubt. Durch den geringen Durchmesser ist die Fläche sehr klein, was schon bei kleinen Kräften zu großen Spannungen führt. Schon jetzt dürfen zum Spannen nur wenige Gramm angehängen werden. Sollte der Durchmesser halbiert werden, darf bei gleicher Spannung nur noch ein Viertel der Masse zum Spannen benutzt werden.

6.4.2.4 Faserständer

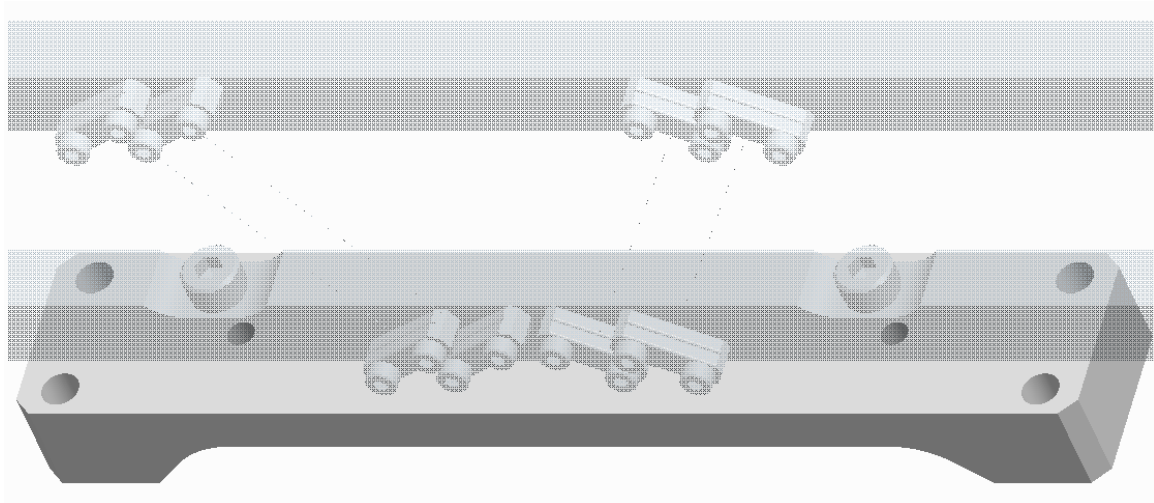


Abbildung 43 - Faserständer

Der in **Abbildung 43** dargestellte Faserständer ist der Adapter zwischen Faserhalterung und der Aufnahme der Nutzlast. Er hat zu dem die Aufgabe, die Faserhalterung in der richtigen Höhe (Strahldurchgang) mit der Platte zur Aufnahme der Nutzlast zu verbinden.

Er wird besonders in Längsrichtung beansprucht. Da die Nutzlast mit 1 kg angegeben wird, die gesamte Baugruppe (Nutzlast) aber eine geringere Masse hat, kann auf Leichtbaumaßnahmen verzichtet werden. Sollte sich herausstellen, dass ein geringeres Gewicht positiv für die Regelung ist, kann man den Faserständer leichter bauen, indem an den Seiten Material weggenommen wird. Da dies jedoch Mehrarbeit erforderlich macht und geringe Steifigkeitsverluste einbußen bringt, wird auf diesen Schritt verzichtet.



6 Konstruktion des Tandemversuchsstandes

6.5 Bauteile, die nicht unmittelbar in der Konstruktion verbaut worden sind

6.5.1 Endanschläge

Endanschläge sind unbedingt notwendig, um das Gleiten der Schienen aus ihrer Führung zu verhindern. Hierfür können mechanische und elektrische Endanschläge vorgesehen werden. Mechanische Endanschläge haben den Vorteil, dass sie, abgesehen von der Elastizität des Werkstoffes, den Schlitten an einem bestimmten Punkt zum Anhalten zwingen. Der Nachteil ist, dass durch das abrupte Stoppen die Konstruktion beschädigt werden und/oder durch Elastizitäten zurückspringen kann. Maßnahmen zum Heruntersetzen der Beschleunigung durch Zugabe an Anhalteweg sind schwer zu lösen. Werkstoffe wie Gummi und Konstruktionen mit Luftkissen sind ultrahochvakuumuntauglich. Federn müssen die aufgenommene Energie wieder abgeben. Sie drücken auch nach dem Stillstand gegen die Konstruktion. Elektrische Endanschläge unterbrechen die Zufuhr der Energie. Somit blockieren die Piezokristalle und bremsen die Konstruktion ohne eine Kollision. Nachteilig daran ist, dass die Piezokristalle über die Keramik rutschen und Riefen hinterlassen können, die sich negativ auf das Fahrverhalten auswirken. Zu dem wird immer Bremsweg benötigt, der dazu eine unbekannte Länge aufweist.

Es soll versucht werden, dass über Programmieren der Motorsteuerung die Stromzufuhr nicht schlagartig unterbrochen wird. Damit wird es möglich die Konstruktion langsamer abzubremesen. Die Endanschläge müssen hierfür dichter an die Konstruktion montiert werden und nachgiebig gestaltet sein, um den Weg lang genug zu gestalten. Für den Fall, dass der Weg zu kurz ist, sollten mechanische Endanschläge angebracht werden. Auf diese Weise ist sichergestellt, dass die Konstruktion nicht aus ihrer Führung gelangen kann und dass die Konstruktion niemals mit voller Geschwindigkeit an die mechanischen Endanschläge gerät.



6 Konstruktion des Tandemversuchsstandes

6.5.2 Vakuumkammer

Die Vakuumkammer kann auf viele Weisen gestaltet werden. So kann sie aus Rohren mit Aushalsungen und den üblichen Flanschen geschweißt werden. Vorteilhaft sind die zum Volumen geringen Oberflächen. Nachteilig ist die Art des Volumens. Obwohl ein Volumen aus mehreren Quadern benötigt wird, erhält man ein rundes Volumen, das diese Quader enthalten muss. Das Volumen ist viel größer als das benötigte. Schweißnähte sind allerdings gut anzubringen und die Technik ist bekannt und hat sich bewährt.

Das Volumen kann verringert werden, wenn man eine Vakuumkammer aus Platten schweißt. Das Volumen ist hierbei nur so groß, wie das Benötigte, zuzüglich etwas Spielraum für Montage und Sicherheit. Als problematisch können sich die Schweißarbeiten herausstellen. Vakuumangelegenheiten zu schweißen ist sehr anspruchsvoll. Hierbei muss versucht werden, eine saubere Naht ohne Lunker und Einschlüsse von innen entstehen zu lassen. Falls die Arbeiten von innen nicht möglich sind, so ist von außen durchzuschweißen. Die Frage der Montage der Konstruktion in die Vakuumkammer ist bei dieser Variante noch zu klären. Es kann eine Platte mit einem großen CF-Flansch verwendet werden. Hierbei ist zu erwähnen, dass die Montage sich schwierig gestalten kann. Alternativ kann eine Platte als „Deckel“ fungieren, was bedeutet, dass spezielle Kupferdichtungen verwendet werden müssen. Die Fertigung ist aufwendiger als bei einem normalen Flansch, ist aber möglich.

Die Vakuumkammer muss die Konstruktion mit allen Verbindungen aufnehmen, die Verbindungen zur Peripherie vakuumtauglich nach außen führen und muss ausgerichtet werden können. Sie muss zudem noch die mechanischen und elektrischen Endanschlüge aufnehmen. Ein Flansch für eine Vakuumpumpe muss nicht vorgesehen werden. Es kann zurzeit jedoch nicht gesagt werden, ob irgendwann ein Flansch vorgesehen werden muss. Deshalb sollte die Konstruktion der Vakuumkammer einen Flansch, oder den Platz für einen Flansch, Größe DN63, vorsehen. Somit müssen insgesamt mindestens fünf Flansche vorgesehen werden (1 x Vakuumpumpe, 2 x Strahlrohr, mindestens einmal für die Montage, mindestens einmal für elektrische Durchführungen).



7 Die Montage

7 Die Montage

Bei der Montage sind die Schienen an den Anlegekanten der Grundplatte auszurichten und der untere Encoder samt Halterung zu montieren. Parallel können die oberen Schienen und die Encoderskala samt Halterungen und Anlegestifte (Benching Pins) an der Sandwichplatte befestigt werden. Des Weiteren müssen die Keramiken befestigt werden. Der Hersteller empfiehlt hierfür doppelseitiges Klebeband. Ob das Klebeband die Anforderungen des Ultrahochvakuums wie angekündigt erfüllt, muss getestet werden. Eine weitere Möglichkeit stellt das Anschrauben dar. Bohrungen sind hierfür noch einzuarbeiten.

Bei der oberen Baugruppe werden zuerst die Keramiken, die Encoderskalen samt Halterungen und Anlegestiften zusammengebaut.

Nachfolgend wird die mittlere Baugruppe, zusammen mit der oberen Baugruppe, auf die untere Baugruppe verschraubt. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Winkelabweichung so gering wie möglich ist.

Danach werden die Motoren, die Encodertische und die von oben erreichbaren Encoder montiert. Hier ist die Montagevorschrift des Motorherstellers einzuhalten. Die Kabel der Encoder werden mit den Kabelklemmen auf den Tischen befestigt. Durch die Benching Pins auf den Tischen, den drei Schrauben im Winkel von 120° und der Befestigungsschraube können die Encoder in der Höhe eingestellt werden. Kleinere Winkel sind mit dem Tisch zu korrigieren. Die Toleranz von 0,2 mm in der Höhe des Encoders über der Skala ist einzuhalten. Der Ablesebereich der Skala muss immer unterhalb des Sensors des Encoders (mit einer Toleranz von $\pm 5/1000$ Zoll entspricht ca. 1/8 mm) sein.

Zum Schluss wird die Nutzlast befestigt. Nun kann die gesamte Konstruktion auf einem Tisch oder in einer Vakuumkammer verschraubt und angeschlossen werden. Wird die Konstruktion in eine Vakuumkammer eingebettet, so ist darauf zu achten, dass die Kabel für die Regelung (Encoder) und die Kabel für die Motoren durch einen Luftdichten Abschluss verlegt werden. Elektrische Durchführungen sind zum Beispiel bei der Firma VACOM erhältlich. Benötigt werden Übergänge für:

- 15 Kabel pro Encoder
- 3 Kabel pro Motor.
- Kabel Endlagenschalter



8 Von der Versuchsdurchführung bis zum Ergebnis

8 Von der Versuchsdurchführung bis zum Ergebnis

8.1 Versuchsdurchführung

Nach der Montage und dem Anschließen der Motoren sollen die Motoren normalerweise acht Stunden eingefahren werden, wobei die Motoren maximal 50 % der Zeit bewegt werden dürfen. Somit erhöht sich die benötigte Zeit zum Einfahren auf mindestens 16 Stunden. Da keinerlei Erfahrungen mit den Motoren vorliegen, sollen diese vorerst nicht unbeaufsichtigt betrieben werden.

Zusätzlich muss die Regelung noch optimiert werden, was einen langwieriger Iterationsprozess darstellt. Durch die fehlenden Erfahrungen muss auch hier bei Null angefangen werden. Die Steuerung der Motoren benutzt zudem ihre eigene Programmiersprache. Diese ist zwar einfach gestaltet, muss aber dennoch erst gelernt und beherrscht werden, um die Motoren sicher fahren zu können. Kleinere Fehler können hier große Auswirkungen haben.

Um einen Anhaltspunkt für die mögliche Genauigkeit zu erlangen, wird vor dem Einfahren und Optimieren der Regelung eine kleine Testreihe gestartet. Hierfür werden zwei Punkte abwechselnd angefahren. Die Regelung der Position übernehmen die den Motoren zugeteilten Encoder. Der Messung übernimmt der Encoder, der später die Geschwindigkeit überwachen bzw. mitregeln soll.

Da es sich bei den Encodern um Inkrementalgeber handelt, ist es nicht notwendig zu wissen, wo man die Bewegung startet, solange genug Weg für die Bewegung zur Verfügung steht. Es werden drei Messreihen durchgeführt. Die erste Messreihe bewegt nur die obere Platte mit der Nutzlast. Für die zweite Messreihe wird einer der unteren Motoren angesteuert, da die Kombination der beiden Motoren erst programmiert und getestet werden muss. Die dritte Testreihe besteht aus der Kombination der ersten beiden Testreihen. Hier werden der obere Motor und einer der unteren Motoren in die gleiche Richtung bewegt, was dazu führt, dass die absolute Geschwindigkeit in etwa verdoppelt wird.

Da der Tandembetrieb mehrere Anforderungen erfüllen können soll, wird nur die Positioniergenauigkeit ermittelt. Das Folgen einer programmierten Kurve und das Halten einer Geschwindigkeit sind auf die Positioniergenauigkeit zurückzuführen. Der Fehler der Geschwindigkeit wird nur geringfügig größer, da die Zeit sehr genau gemessen werden kann.

8.2 Auswertung

Für die Auswertung wird der mittlere Fehler berechnet. Hierfür wird die durchschnittliche Abweichung berechnet. Die Formeln lauten:

$$u = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sqrt{(x_{\text{Soll}} - x_{\text{Ist},i})^2} \quad n > 1, n \in \mathbb{N} \quad \text{Gl. 20}$$

Es werden 750 Messungen durchgeführt. 250 Messungen pro Durchgang. Beim ersten Durchgang wird nur die obere Platte mit der Faserhalterung bewegt. Im zweiten Durchgang wird die Sandwichplatte bewegt, während der obere Motor eine Verankerung zwischen obere Platte und Sandwichplatte bewirken soll. Im letzten Durchgang sollen beide Platten von je einem Motor in die gleiche Richtung betrieben werden, um den Tandembetrieb zum Erhöhen der Geschwindigkeit zu simulieren. Nach den jeweils 250 Messungen haben die Motoren sich Zeit abzukühlen. Der Messaufbau ist in **Abbildung 44** zu sehen.

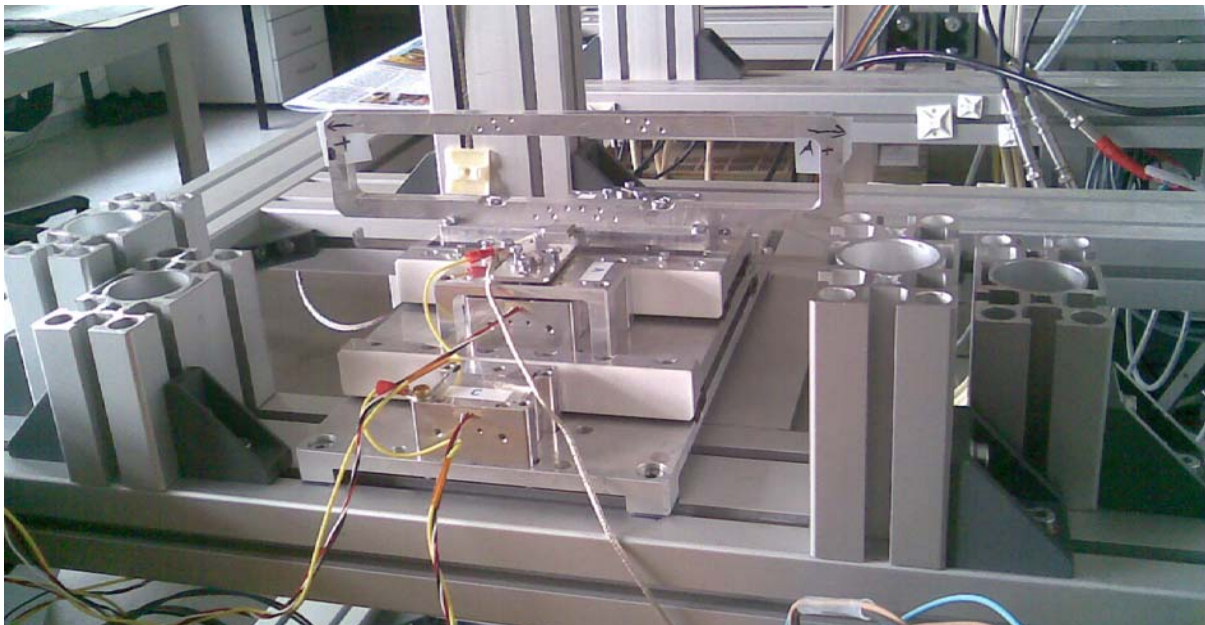


Abbildung 44 - Messaufbau

8.3 Ergebnisse

8.3.1 Messungen der Bewegungen der oberen Platte

Diagramm 9 - Verteilung der Messabweichung, obere Platte

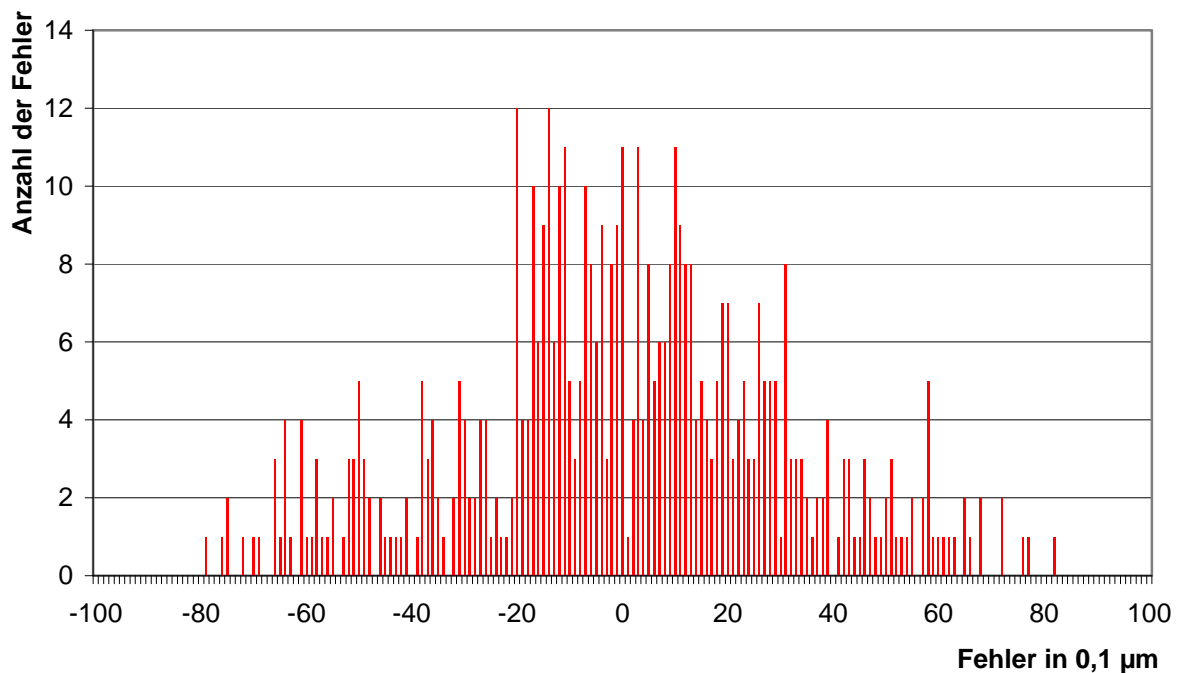
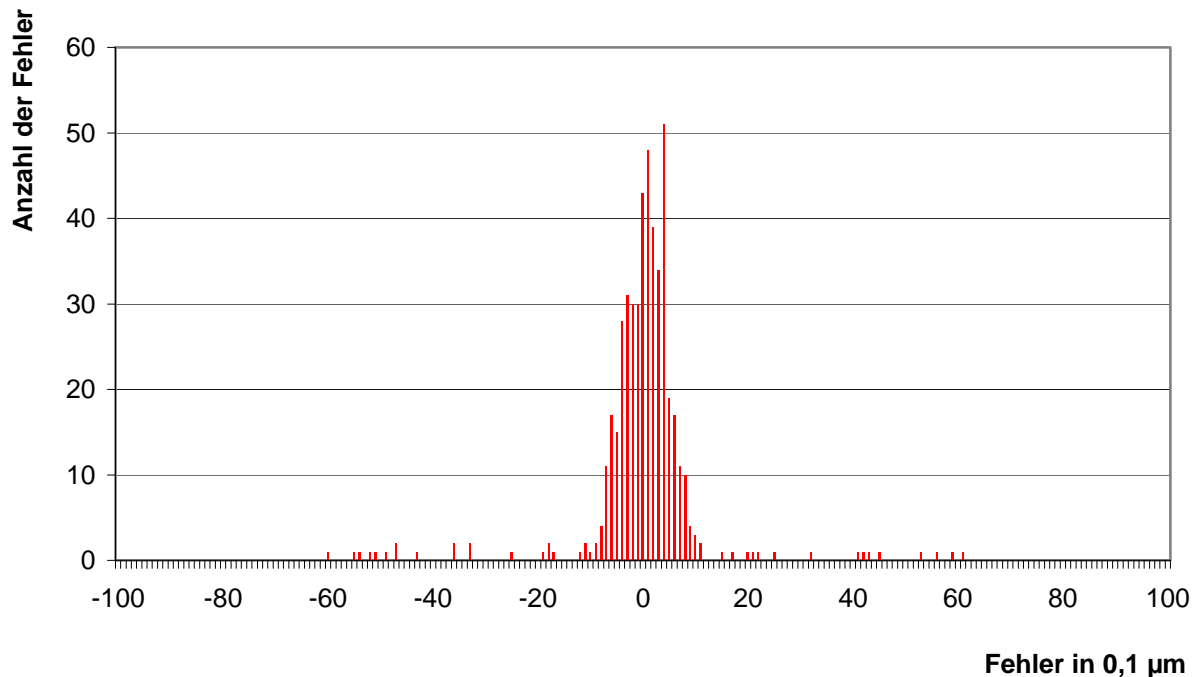


Diagramm 9 zeigt die Häufigkeit der Messabweichung bei 250 Messungen. Es sind alle Messungen im Diagramm enthalten. Es ist versucht worden, die Punkte ± 30 mm angefahren. Deutlich zu erkennen ist, dass die Regelung für diesen Bereich noch nicht ausgelegt worden ist. Eine Verteilung nach Gauß ist nicht direkt festzustellen, obwohl in dem Bereich -20 bis $+30$ μm eine erhöhte Anzahl an Messabweichungen aufgetreten ist.

Eine systematische Abweichung von $3,9$ μm beziehungsweise $1,7$ μm ist berichtigt worden.

8.3.2 Messungen der Bewegungen der oberen Platte

Diagramm 10 - Verteilung der Messabweichung, untere Platte



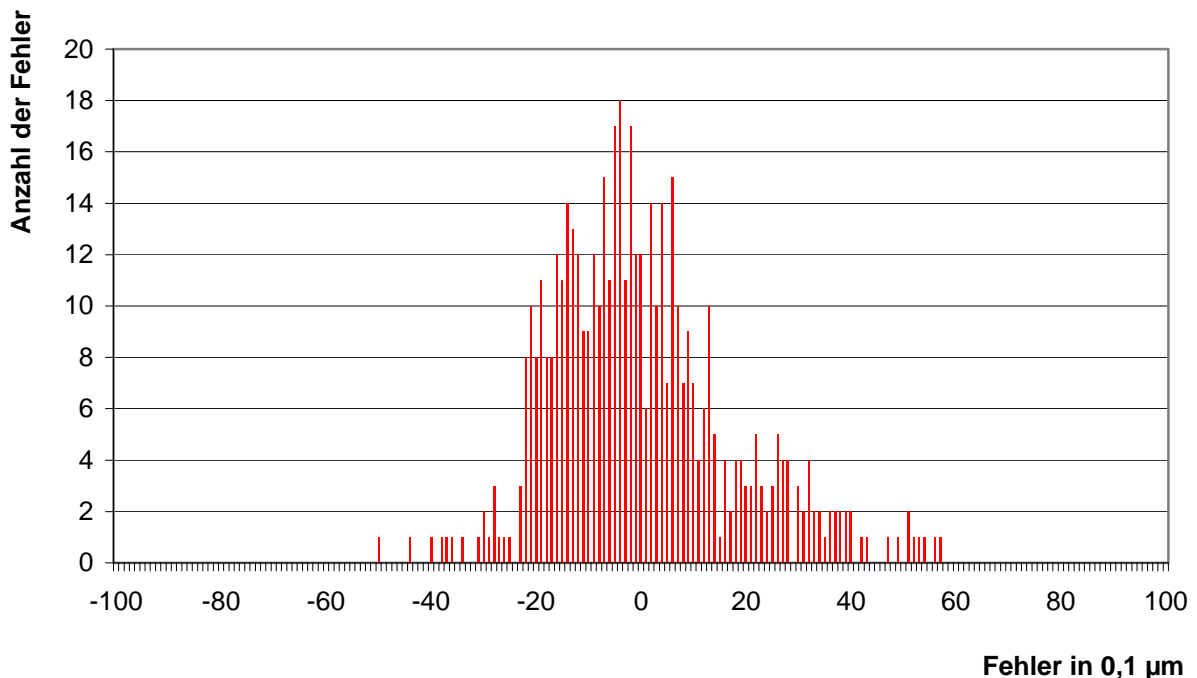
Die Messungen, deren Abweichungen in **Diagramm 10** dargestellt sind, zeigen eine typische Verteilung nach Gauß. Es sind ebenfalls die Punkte ± 30 mm angefahren worden.

Die Anhäufung der Ausreißer, die bei $\pm 2 \dots 6$ μm zu erkennen sind, liegen wahrscheinlich im Zusammenhang. Sie umfassen einen Bereich von ca. 25 Messungen. Woran das liegt, kann nicht mehr ermittelt werden. Es ist von äußeren Störungen auszugehen. Diese Störungen können von der nicht optimierten Regelung noch nicht behoben werden. Eine systematische Messabweichung von einigen Mikrometern ist in dem Diagramm bereinigt worden. Sie kommt wahrscheinlich durch die nicht optimierte Regelung zustande. Die Regelparameter zwischen oberer und unterer Bewegung sind nicht identisch. Die untere Bewegung wird nur von einem Motor betrieben, statt, wie vorgesehen, deren zwei.

8.3.3 Messungen der Bewegungen der oberen und unteren Platte

Für den letzten Test werden die Punkte ± 30 mm angefahren. Dies ermöglicht keinen direkten Vergleich zwischen der Addition der vorherigen Messungen mit der letzten Messung. Es hätten sonst die Parameter der Regelung geändert werden müssen, um einen normalen Betrieb zu ermöglichen.

Diagramm 11 - Verteilung der Messabweichung bei der kombinierten Bewegung



Der maximale Fehler in **Diagramm 11** ist geringer als bei der ersten Messung. Dies kann nur bedeuten, dass sich die Fehler teilweise gegenseitig minimieren und/oder der Test unter besseren Bedingungen durchgeführt worden ist. Da die Messungen nicht in einem Messlabor durchgeführt worden sind, können sich kleinere Änderungen, wie zum Beispiel das Vorbeilaufen von Personen, auf das Messergebnis auswirken.

Der systematische Anteil der Messabweichung ist auch hier herausgerechnet worden, um die mögliche Genauigkeit zu zeigen.

9 Konzepte

9.1 *Wirescanner*

9.1.1 Aufgabe des Wirescanners

9.1.1.1 Allgemein

Aufgabe des Wirescanners (Wire = Kabel; Scanner = Abtaster) ist es den Strahl zu vermessen. Da der Strahl eine gewisse Konstanz annimmt ist ein zerstörendes Messverfahren möglich. Es ist unwichtig, in welchem Stadium der Strahl ist. Die Energie des Strahls muss aufgenommen werden können. Zurzeit ist der Strahl breiter als der Draht. Es wird gegenwärtig versucht den Durchmesser des Strahls zu minimieren. Mindestens ein Draht ist in einer Gabel befestigt, **Abbildung 45**, rechte Seite, drei Drähte. Diese Gabel bewegt sich im Vakuum durch den Strahl, der aus mehreren kleinen Elektronenzügen (maximal 10 pro Sekunde), und/oder aus deren Strahlung besteht.

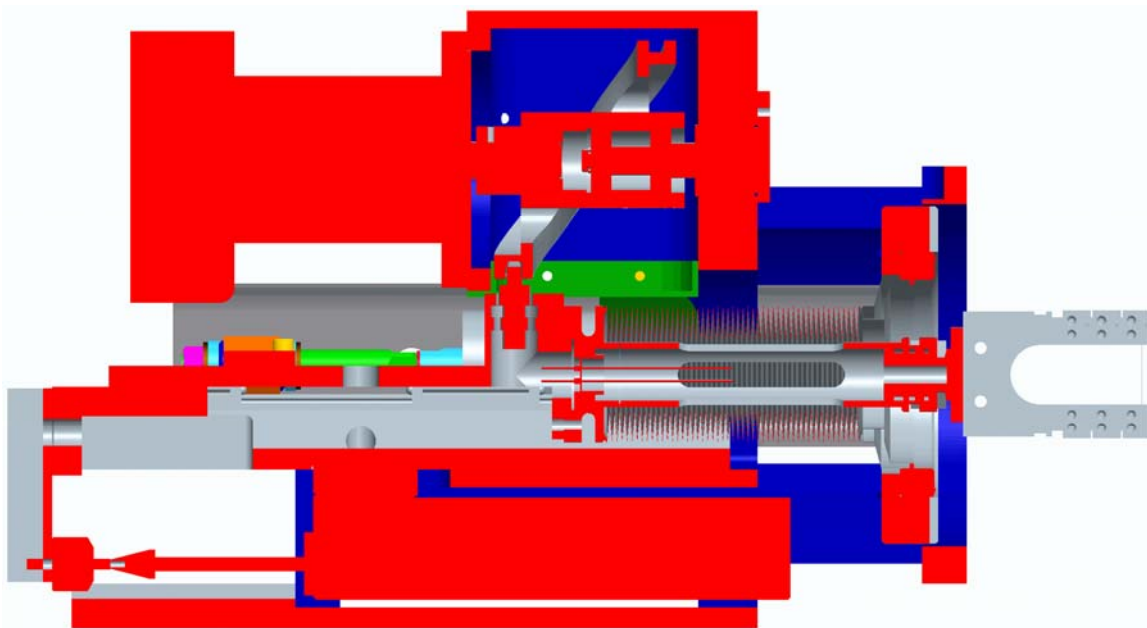


Abbildung 45 - alter Wirescanner im Schnitt, mit Magnetfedern

Trifft der Strahl auf den Draht, werden Elektronen und Strahlung abgelenkt, reflektiert und aufgenommen, was dazu führt, dass der Strahl an Intensität verliert. Der messbare Strahlverlust ist direkt proportional zur Projektionsfläche des im Strahl befindlichen Drahtes. Da die Position des Drahtes bekannt ist, kann man Rückschlüsse ziehen, auf welcher Linie wie viel Strahl ist. Werden zwei Linien gekreuzt, erhält man idealerweise einen Punkt. Da die Linien eine Dicke haben (Drahtdurchmesser), entsteht ein Parallelogramm mit dem Winkel der Drähte. Die Senkrechte der Seitenlinien des Parallelogramms entspricht in etwa dem Drahtdurchmesser. In **Abbildung 46** ist ein Beispiel mit 60° Winkel zu sehen. Wird wie bei den alten Wirescannern ein Winkel von 90° angenommen, ist die Fläche des Parallelogramms maximal und es entsteht ein Rechteck beziehungsweise ein Quadrat (gleiche Drahtdurchmesser).

$$A_p = a \cdot b \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. 21}$$

Wird ein kleinerer Winkel zwischen den Drähten angenommen, zum Beispiel 45° oder 60° , so verschlechtert sich das Messergebnis in Richtung des Winkels. Im Beispiel ist deutlich zu erkennen, dass der Messfehler in der Breite (Waagerechte des roten Parallelogramms) höher ist, als der Drahtdurchmesser (grün und blau). Im Gegensatz dazu nimmt der Fehler in der Vertikalen ab, das Messergebnis verbessert sich geringfügig.

Die grünen und blauen Balken in **Abbildung 46** geben nur an, wo sich der Draht befindet, wenn er vom Strahl getroffen wird.

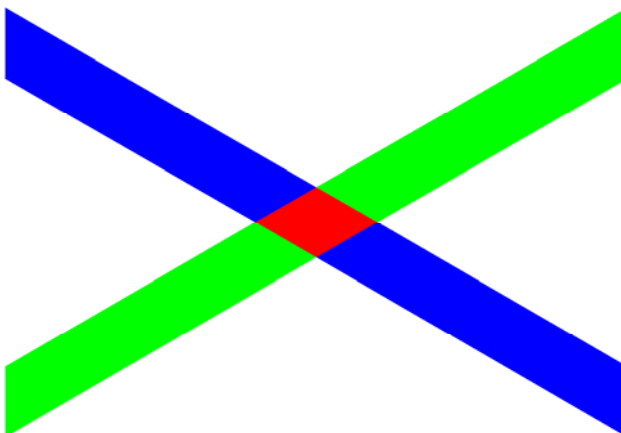


Abbildung 46 - Kreuzen von Drähten

9.1.1.2 Messmethoden des Wirescanners

Gemessen wird mit zwei Methoden. Einerseits gibt es den Fast Scan. Hierbei bewegt sich der Draht bei den Wirescannern I & II mit ca. 1 m/s im Maximum. Es soll ein Zug (engl. train) aus mehreren Paketen (Bunches) vermessen werden. Die Bewegung des Drahtes innerhalb eines Paketes ist vernachlässigbar klein, da die Geschwindigkeit der Pakete im Bereich weit oberhalb 1 km/s liegt. Es soll ermittelt werden, wie sich ein langer Zug zusammensetzt. Die Geschwindigkeit wurde so hoch wie möglich gewählt, um den Draht nicht zu verbrennen. Zurzeit ist unbekannt, wie viel Strahlung der Kohlenstoffdraht ertragen kann, bevor er zerstört wird. Aus diesem Grund sind bei FLASH drei unterschiedliche Drähte verwendet worden. Bisher werden bis 50 Bunches pro Zug erzeugt, geplant sind bis zu 7.200. Problematisch ist die Messaufnahme, da die Messung innerhalb einer Mikrosekunde stattfindet. Geplant ist diese Zeit noch auf wenige hundert Nanosekunden zu verkürzen, da die Züge bei gleicher Paketzahl noch kürzer werden sollen.

Die Geschwindigkeit im „Slow-Scan“ ist erheblich niedriger. Da die Messung sehr viel langsamer geschieht, ist die Genauigkeit höher. Negativ daran ist, dass der Draht mehr Energie aufnehmen muss und nur Züge mit wenigen Paketen vermessen werden können. Die Energie des Strahls liegt zwischen 5 MeV (Megaelektronenvolt) und 1 GeV (Gigaelektronenvolt), **Abbildung 1, Kopie unten**. Die Energie des Strahls auf die Kohlefaser oder den Wolframdraht wurde schon oft berechnet. Es hat Versuche gegeben, die Haltbarkeit des Drahtes auszurechnen. Die berechneten Haltbarkeiten sind in praktischen Test jedoch weit übertroffen worden. Es kann zurzeit nicht genau gesagt werden, welche Geschwindigkeiten bei wie viel Strahlung gefahren werden müssen, um den Draht nicht zu verbrennen.

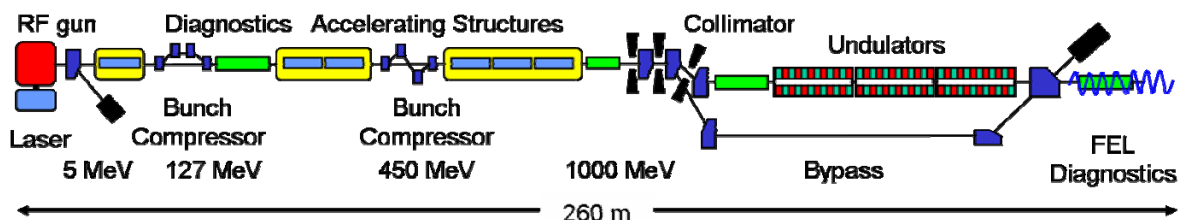


Abbildung 1 - Prinzipskizze von FLASH [2]

9.1.2 Konzept des Wirescanners

Bisher sind die Drähte im Wirescanner I & II senkrecht zur Bewegungsachse ausgerichtet und es wird mit einem Wirescanner nur horizontal oder vertikal gemessen. Um die Koordinaten festzustellen, musste zwei Mal mit verschiedenen Wirescannern gefahren werden.

Eine ähnliche Konstruktion mit den Ultrahochvakuum-Keramikmotoren ist sehr aufwendig, da die Anordnung der Motoren nicht zu übernehmen ist. Wird ein Keramikmotor so ausgelegt, dass er ständig gegen die Gravitation arbeiten muss ohne diese Nutzen zu können, darf laut Nanomotion der Motor nur bis zu einem Viertel der Leistungsangabe belastet werden (120 Gramm pro 4,4 Newtonelement). Dies führt zu 2 Möglichkeiten:

- Gleiche Konstruktionen
 - geringerer Konstruktionsaufwand
 - 3/4 der Motorleistung ungenutzt
 - Masse wird unnötigerweise beschleunigt, Mehrleistung wird benötigt
 - Höhere Kosten, da mehr Motoren, Verstärker & Steuerungen gekauft werden müssen
- Unterschiedliche Konstruktionen
 - Erhöhter Konstruktionsaufwand
 - Mehr unterschiedliche Teile in der Fertigung
 - Eventuelle Probleme bei der Montage (Verwechseln der Teile)

Abhilfe schafft eine Konstruktion, die die Drähte im Winkel von 45° einspannt und sich horizontal bewegt. Zwei dieser Konstruktionen gegenübergestellt bieten einen Winkel von ca. 90° zueinander. Die Positionsbestimmung läuft wie bisher, nur mit einer Verdrehung von 45° . Fraglich ist der Aufwand, da die gleiche Bewegungsrichtung besteht. Deshalb wird bei dem jetzigen Konzept einmalig verfahren um beide Koordinaten zu messen. Im Konzept wird mit einem Winkel von 60° gearbeitet, um den Weg für die Beschleunigung möglichst groß zu halten. Dieser Winkel kann später auf 90° erhöht werden. Der Bauaufwand ist ähnlich, der benötigte Bauraum höher, falls die Beschleunigungen gleich belassen werden sollen. Kann die Beschleunigung höher gesetzt werden, wird der Mehrbedarf geringer. Kleiner kann der benötigte Bauraum nicht werden, da sonst Teile in den Strahl hineinragen können.

Bei zurzeit verwendeten Wirescannern wurde jedes Teil höchstpräzise gefertigt, **Abbildung 47**. Die Lage des Drahtes liegt im Bereich der Fertigungsmöglichkeiten, das Ergebnis kann nur über Vermessen und Berichtigung verbessert werden.

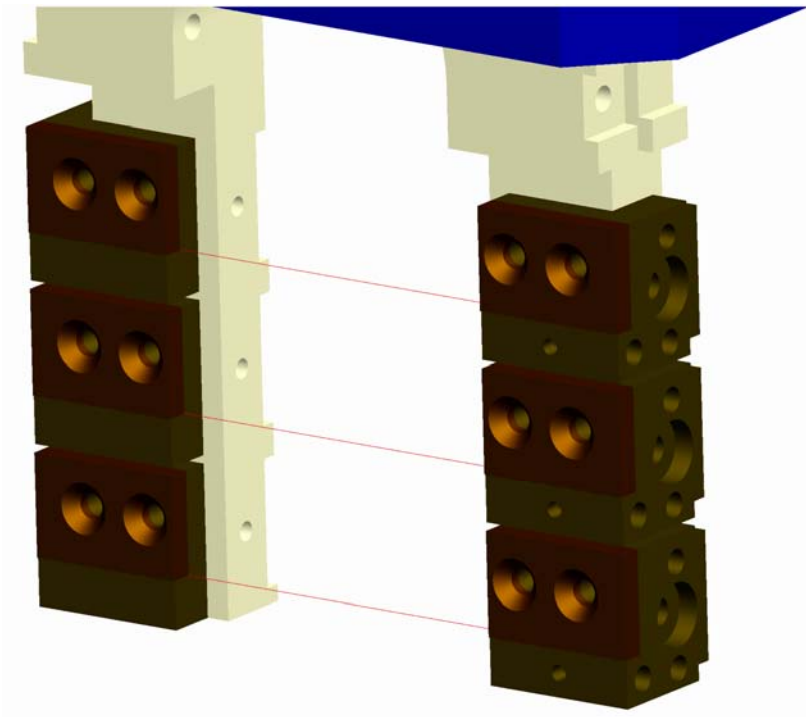


Abbildung 47 - Gabel des alten Wirescanners

Bei der jetzigen Konstruktion ist es anders. Die Drähte werden mit den Halterungen zusammen verschraubt. Es ist nur die richtige Oberflächengüte entscheidend. Um den Winkel einhalten zu können, wird eine spezielle Montagevorrichtung erschaffen. Diese wird dann mit höchster Präzision gefertigt, die Drähte damit eingestellt, gespannt und verschraubt. Somit ist nur die Fertigung einer präzisen Baugruppe notwendig, während bei früheren Versionen alle Gabeln mit Anbauteilen sehr genau gefertigt werden mussten, **Abbildung 38, Kopie unten**.

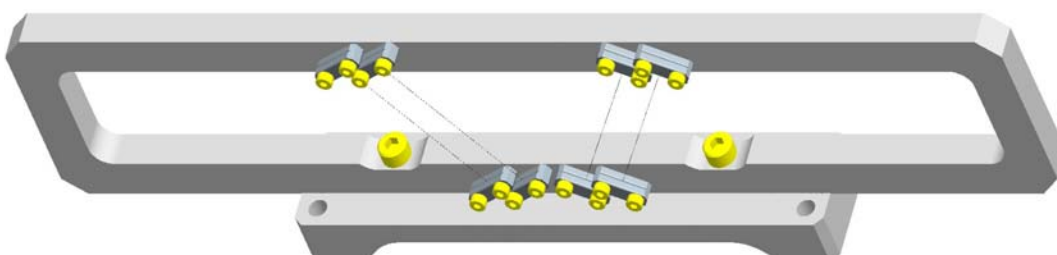


Abbildung 38 - Baugruppe Faserhalterung (Isometrische Ansicht)



9 Konzepte

Ein anderer Fehler, der zu einem ähnlichen Messfehler führt, ist die Ausrichtung der Baugruppe zum Strahl. Da dies ein systematischer Fehler ist, kann dieser berücksichtigt und korrigiert werden, falls er bekannt ist.

Steht die Faser in der Baugruppe nicht senkrecht zum Strahl, sondern um einen Grad verschoben, so beträgt die Abweichung maximal 0,061 % von der Strecke Verdrehpunkt zur Messstelle.

$$\frac{\Delta x}{x_{ideal}} = \frac{2 \cdot \tan^2(\beta)}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot 100\% \quad \forall \beta < 45^\circ \quad \text{Gl. 22}$$

Herleitung in Kapitel 16.1.6.

Dies ist ein systematischer Messfehler, der behoben werden kann. Es ist also wichtig, den Drehpunkt und den genauen Winkel zu kennen, um den Fehler genau bestimmen zu können. Winkel und Drehpunkt können durch Messungen bestimmt werden. Dies sollte auch getan werden, da der Fehler sonst (1° , ca. 142 mm Weg) bis zu 86 μm annehmen kann, was mehr als dem doppeltem Drahtdurchmesser entspricht.

9.2 Fast Shutter

9.2.1 Aufgabe des Fast Shutters

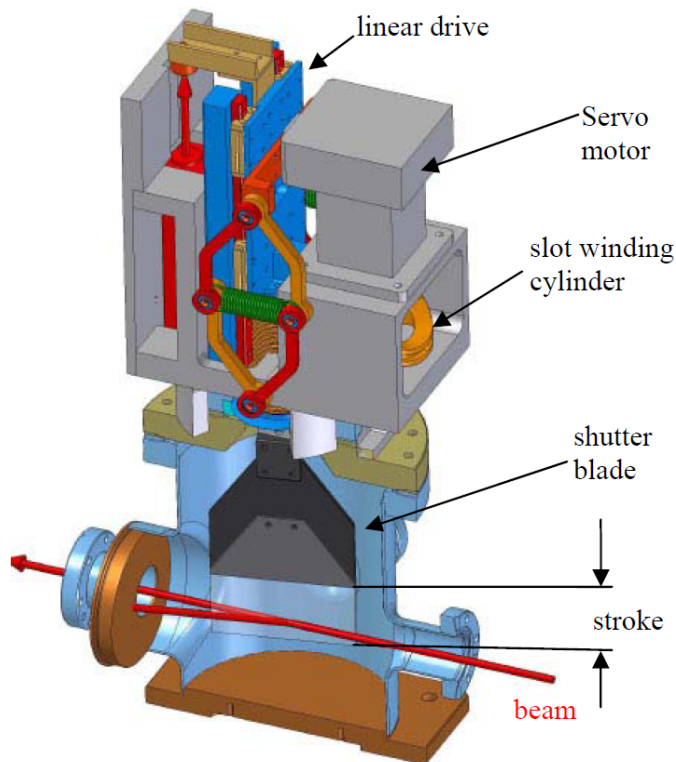


Abbildung 48 - Prinzipskizze des Fast Shutters, veraltet [20]

Der Fast Shutter bewirkt, dass der Endnutzer nur so oft Strahlung bekommt, wie er möchte. Hierfür wird zurzeit eine modifizierte Wirescannerkonstruktion genutzt. Statt der Gabel ist eine Kohlefaserplatte verwendet worden. Wird diese in den Strahl gefahren, wird der Strahl abgelenkt und absorbiert. Die **Abbildung 48** zeigt die Konstruktion, wie sie bis 2007 verwendet worden ist. Die herkömmlichen Zugfedern aus Draht sind mit ihrer Halterung durch Magnetfedern ersetzt worden.

Zurzeit wird an einer Konstruktion gearbeitet, bei der mehrere Kohlefaserplatten rotierend im Vakuum gelagert werden. Der Antrieb wird mit einer Magnetischen Kopplung realisiert (Kapitel 3.3). Nachteilig an dieser Konstruktion ist die Drehlagerung im Vakuum und der Schlupf. Schlupf entsteht in Abhängigkeit vom übertragenem Drehmoment und Abstand der Magnete zueinander.



9 Konzepte

9.2.2 Konzept des Fast Shutters

Für den Fast Shutter ist eine lineare Bewegung, wie sie zurzeit vollzogen wird, nicht sinnvoll, wenn sie mit den Ultrahochvakuummotoren gefahren werden soll. Eine Drehbewegung hat den Nachteil, dass ein Tandembetrieb schwierig zu gestalten ist. Eine hohe Wartezeit und kurze Betriebszeiten sind die Folge.

Die Frequenz mit der der Fast Shutter betrieben wird, muss zudem auf den Beschleuniger abgestimmt sein. Durch die geringe Kraft benötigt man für 100 Gramm zu bewegende Masse bei einer Besthorn-Sinoide 200 Millisekunden zum Hinein- oder Herausfahren. Dadurch ist bei 25 Millimetern Hub nur eine maximale Frequenz von 2,5 Hz möglich (linearer Betrieb). Zum Vergleich: Der alte Wirescanner kann bis zu 6 Umdrehungen pro Sekunde ausführen, hat also 12 Bewegungen in einer Sekunde, statt 5 Bewegungen mit Ultrahochvakuummotoren, die zusätzlich Abkühlungsphasen benötigen.

Im Rotationsbetrieb hängt die maximale Frequenz vom Aufbau und von der Anzahl der Motoren ab. Es ist zu untersuchen, ob die Möglichkeit besteht, mehrere Motoren über Freiläufe zum Antrieb hinzu- oder wegzuschalten.

Da es beim Fast Shutter nicht auf Genauigkeiten ankommt, wird empfohlen, eine Drehbewegung über eine magnetische Kopplung in das Vakuum zu führen. Der zu berücksichtigende Schlupf ist über Tests zu ermitteln. Der Fast Shutter kann dann ohne Berücksichtigung eines Zyklus' in der gewünschten Frequenz den Strahl unterbrechen.

Möglich wäre auch ein Linearmotor im Vakuum. Dieser würde ebenfalls ohne Membran auskommen. Das zu evakuierende Volumen ist bei dieser Variante höher. Zudem müssen, wie bei den Piezoelementmotoren, Stromdurchführungen eingeplant werden. Der entsprechende Mehraufwand bei Konstruktion und Montage ist gering.



9 Konzepte

9.3 *Schaltspiegel*

9.3.1 Aufgaben des Schaltspiegels

Der Schaltspiegel lenkt bei Bedarf den gepulsten Laserstrahl ab. Hierzu werden zurzeit mehrere Konzepte erarbeitet und getestet. Favorisiert ist ein Konzept, bei dem die gesamte Spiegelkammer (ca. 80 kg) bewegt wird. Andere Konzepte sehen vor, nur den Spiegel zu bewegen (Motoren außerhalb des Vakuums). Alle Konzepte vereinen, dass Membranbälge stetigen Belastungen ausgesetzt sind, da Motoren außerhalb des Vakuums verbaut werden. Unklar ist zudem, ob der Spiegel im Dauerbetrieb bei 2,5 Hz betrieben werden soll, oder ob man ihn seltener bewegt (mehrere Züge vorbeiziehen lassen, schnell rein/rausfahren). Der Beschleuniger kann mit 10 Hz betrieben werden, die Nutzer benötigen ihn aber seltener. Deshalb möchte man mit einem Beschleuniger mehrere Nutzer gleichzeitig bedienen, was zurzeit nicht möglich ist, da der Spiegel nur langsam eingestellt werden kann. Wichtig bei der Bewegung ist die Endposition in Kombination mit dem Winkel. Hier muss die Position auf einem Mikrometer und auf eine halbe Bogensekunde genau eingehalten werden (Wiederholgenauigkeit). Die Fahrt zu und von der Endposition, sowie die Endposition außerhalb des Strahls sind unkritisch. Die Forderungen hierfür lauten; der Strahl darf dann nicht behindert und/oder abgelenkt werden.

9.3.2 Konzepte des Schaltspiegels

Da es beim Schaltspiegel auf den Winkel ankommt, gibt es mehrere Möglichkeiten den Schaltspiegel zu bewegen. Er kann klassisch in einer translatorischen Bewegung in den Strahl hinein gefahren oder hineingedreht werden.

Dementsprechend werden 2 Konzepte vorbereitet.

9.3.2.1 Schaltspiegel translatorisch

Der Spiegel wird unter einem Winkel von 3° verbaut und ist 510 mm lang (DESY-Standard). Des Weiteren wird mit einem Strahldurchmesser von 10 Millimeter und einem Sicherheitszuschlag von 6,62 Millimetern gerechnet. Daraus ergibt sich, dass der Spiegel 25 mm senkrecht zur Strahlachse bewegt werden muss (**Gl. 23**). Bewegt man den Spiegel senkrecht zur Spiegelfläche, so verlängert sich der Weg um den Kehrwert des Kosinus als Multiplikator (**Gl. 24**). Dies hat den Vorteil, dass Veränderungen des Winkels leichter einzupassen sind. Der Spiegel stützt sich während der Beschleunigung zudem nicht verstärkt auf einer Ecke ab, sondern auf einer Kante. Die Halterung kann optimal arbeiten. Die Verkürzung der Sicherheitsreserve beträgt im gewählten Beispiel nur 0,03 mm, da der Winkel mit 3° sehr klein ist.

$$s_{\text{Spiegel}} = \frac{l_{\text{Spiegel}}}{2} \cdot \sin(\alpha) + \frac{d_{\text{Strahl}}}{2} + s_{\text{Sicherheit}} \quad \text{Gl. 23}$$

$$s_{\text{Spiegel}} = \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot \left(\frac{l_{\text{Spiegel}}}{2} \cdot \sin(\alpha) + \frac{d_{\text{Strahl}}}{2} + s_{\text{Sicherheit}} \right) \quad \text{Gl. 24}$$

Nicht nur die Geschwindigkeit muss neu berechnet werden. Auch durch die hohe Masse von ca. 10 Kilogramm muss eine Nachberechnung der kompletten Konstruktion erfolgen.

Beim Schaltspiegel kann, im Gegensatz zum Wirescanner, die Sinoide nach Besthorn ohne Zwischenstück genommen werden, da keine konstante Geschwindigkeit benötigt wird. Dies vermindert den Ruck und die nötige Beschleunigung. Die Maximale Geschwindigkeit des Motors kann dabei nicht mehr erreicht werden, wenn der Motor nicht mit einer höheren Spannung betrieben werden soll.

Die Ausgangswerte für das **Diagramm 12** betragen:

- 2 Motoren mit je 28 Newton = 56 Newton Gesamtkraft (falls der Tandemantrieb genutzt werden kann, sollten maximal 28 Newton pro Motor genutzt werden, um den Fahrtanteil im Zyklus zu verdoppeln)
 - 25 mm Verfahrensweg
 - 0,25 Sekunden für einmal 25 mm Weg (2 Hz-Betrieb)
- Dies führt zum Überspannen des Motors von ca. 0,005 Sekunden

Diagramm 12 - Sinoide nach Bestehorn bei Schaltspiegel

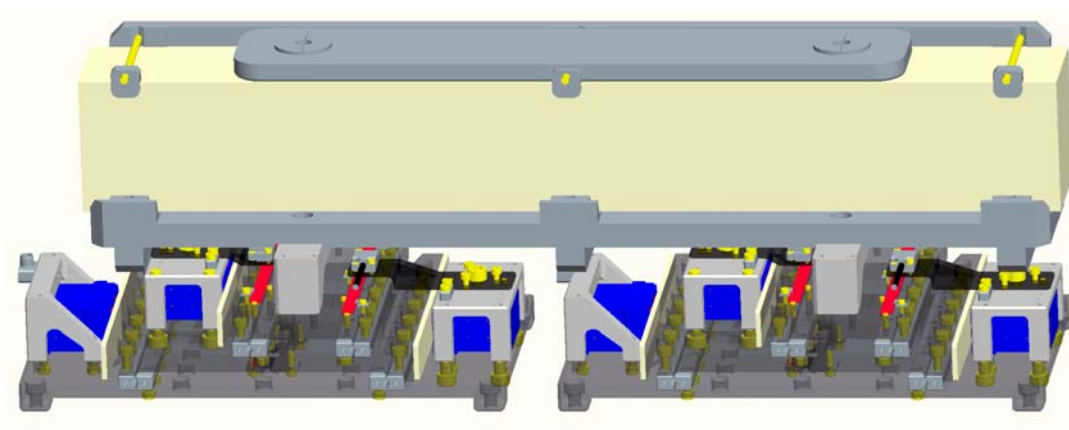
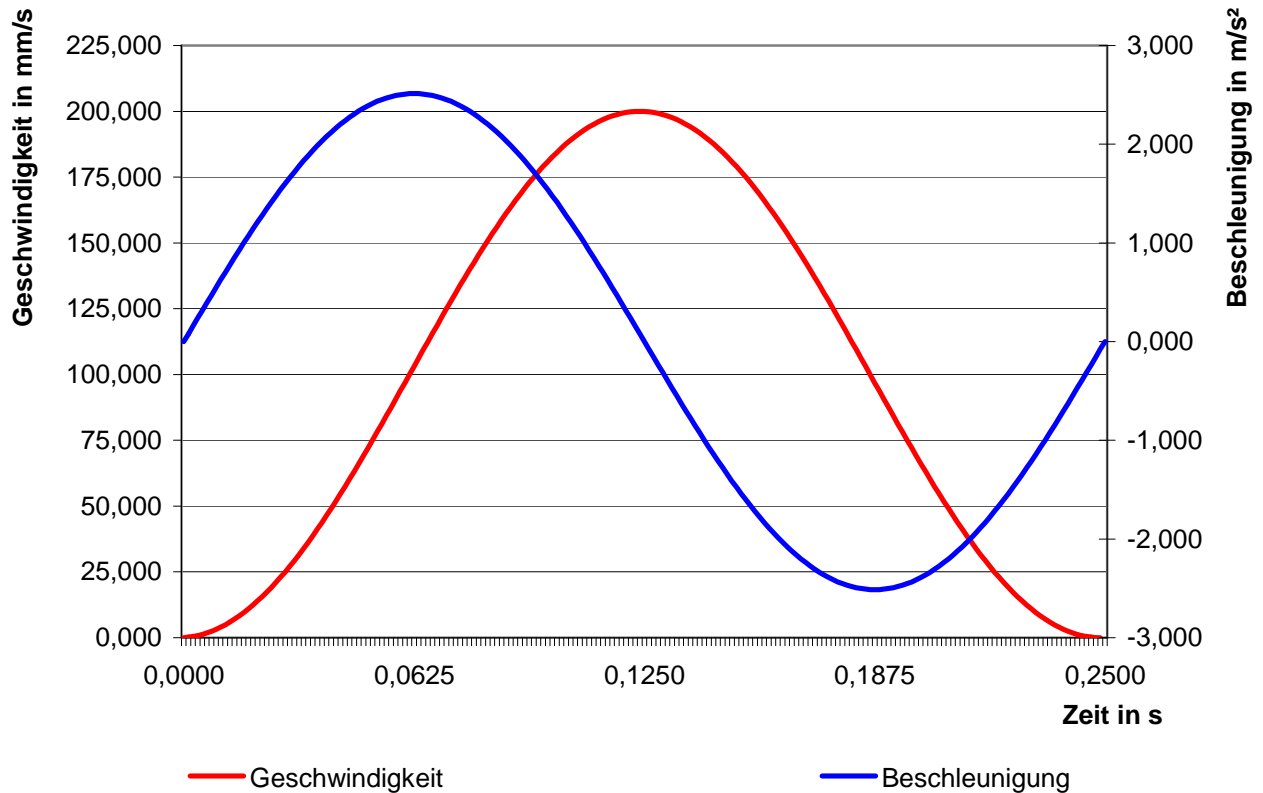


Abbildung 49 - Entwurf Schaltspiegel, translatorisch

Falls 8 Motoren zum Bewegen des Spiegels genutzt werden sollten, kann die Zeit auf 206 ms verkürzt werden. Gemessen an den Kosten ist die Steigerung der Beschleunigung marginal. Der Spiegel (großer, beige Körper in **Abbildung 49**), wird von der Halterung, die aus mehreren Platten besteht, gehalten. An drei Punkten wird eine Bewegung des Spiegels in Richtung der Schaltbewegung verhindert. Hier liegt der Spiegel durch die verstellbare

Klemmung an der vorderen und hinteren Seite an. Die Klemmkraften dürfen hier nicht zu groß sein, da sich sonst die Spiegelfläche des Siliziumblockes verformt. Um ein Kippen zu verhindern, wird jeweils an der oberen und unteren Kante formschlüssig geklemmt.

Auf dem Spiegel liegt der Kühlkörper. Dieser besteht zurzeit aus einer wasserdurchströmten Kupferplatte. Eine hohe Masse und der notwendige Wasseranschluss zählen zu den größten Nachteilen. Um einen oszillierenden Wasseranschluss zu vermeiden, wird in Erwägung gezogen, die Wärme mittels Thermoelementen abzuführen. Der Kühlkörper sollte leicht vorgeformt sein, um eine Verformung des Spiegels in der Vertikalen während des Anziehens der Schrauben zu unterstützen und ein Quetschen des Kristalls zu vermeiden.

Die Bohrungen für die Schrauben liegen auf den Bessel'schen Punkten (Steigung der Tangente der Biegelinie ist gleich Null). Dies führt dazu, dass die Schrauben keinerlei Drehmoment während der Bewegung des Spiegels aufnehmen müssen. Sind die Schrauben nicht an den Bessel'schen Punkten, so entsteht durch die Massenträgheit und die daraus resultierende Durchbiegung ein Drehmoment auf die Schrauben. Dieses muss durch Reibschluss abgeführt werden, was zu einer Spannungserhöhung führt. Anderenfalls würde sich der Spiegel unter der Schraube drehen, was Materialabtrag zur Folge hätte.

Um ein Verformen der Spiegelfläche zu minimieren dürfen die Schrauben nicht stark angezogen werden, Verformungen im Reflexionsbereich sollen möglichst gering sein. Hierfür spielt die Auslegung der Spiegelhalterung und -arretierung eine große Rolle.

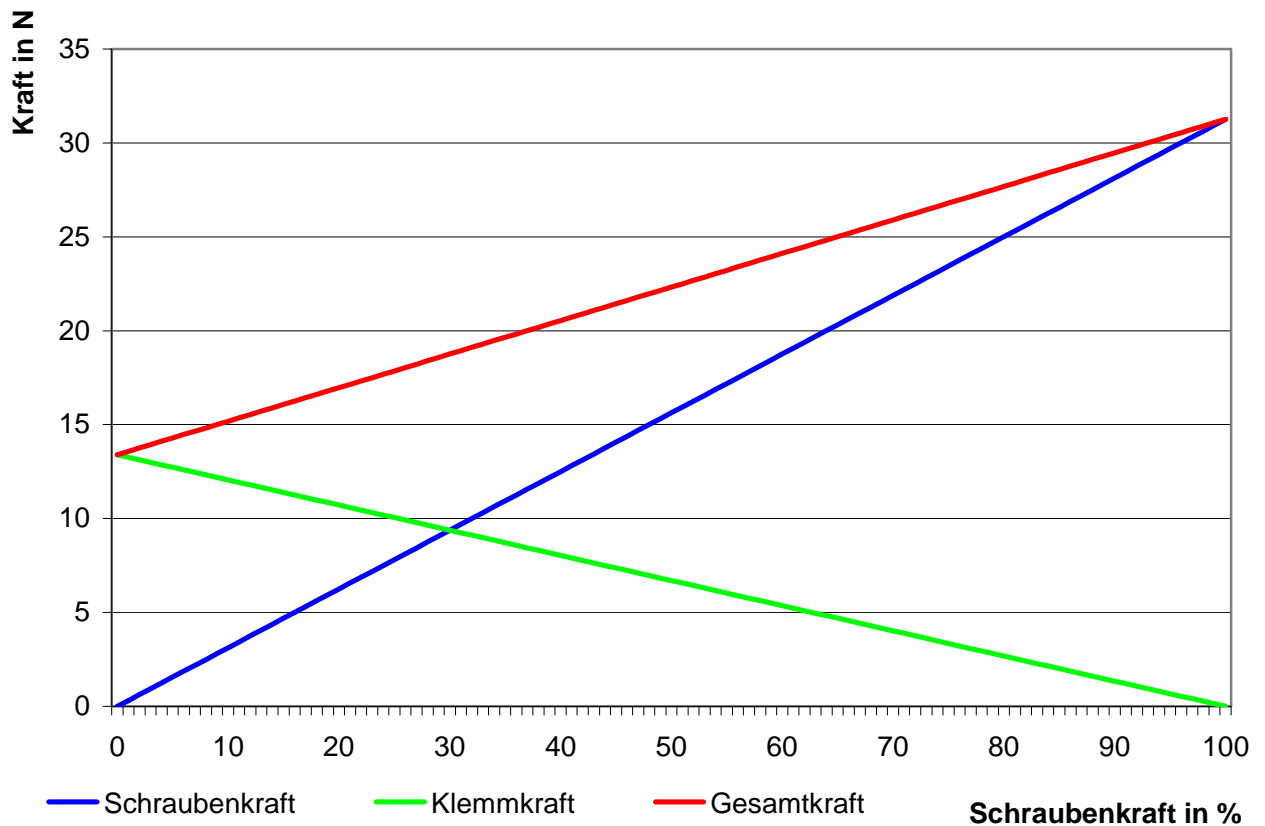
Die maximale Beschleunigung bei gegebenen Kräften, die den Spiegel halten, berechnet sich nach **Gleichung Gl. 25**, wobei die obere und die untere Klemmung die gleichen Kräfte auf den Spiegel ausüben sollten.

$$a_{\max} = \frac{1}{\rho \cdot V_{\text{Spiegel}}} \cdot \left(F_{\text{Schrauben}} \cdot \frac{b_{\text{Spiegel}}}{h_{\text{Spiegel}}} + 2 \cdot F_{\text{Klemmung:oben}} \right) \quad \text{Gl. 25}$$

Durch ein gegenseitiges Beeinflussen der Kräfte bei vorgegebener Beschleunigung (hier 3 m/s², Sicherheitsfaktor 1,5) ergibt sich folgendes Schaubild, **Diagramm 13**. Die Schraubkraft der an den Bessel'schen Punkten angesetzten Schrauben wurde als Grundlage genommen. Hier wird die Schraubkraft schrittweise von 0 auf 100% erhöht. Bei 100% der Schraubkraft ist eine Kräfteinleitung über die Klemmung unnötig. Obwohl die Gesamtkraft am geringsten ist, wenn nur über die Klemmung Kraft eingeleitet wird (Rote Linie), werden die Schrauben an den Bessel'schen Punkten benutzt, um die Verformung auf der Spiegelfläche zu

minimieren. Bei welchem Verhältnis das Optimum erreicht worden ist, kann noch nicht festgestellt werden. Hierfür ist ein langwieriger, iterativer Prozess notwendig.

Diagramm 13 - Gegenüberstellung Klemmkraft und Schraubkraft



Der Punkt, an dem beide Kräfte gleich groß sind, ist als Beispiel für eine weitere Vorgehensweise genommen worden. Es muss in FEM-Rechnungen die optimale Form ermittelt werden,

Abbildung 50.

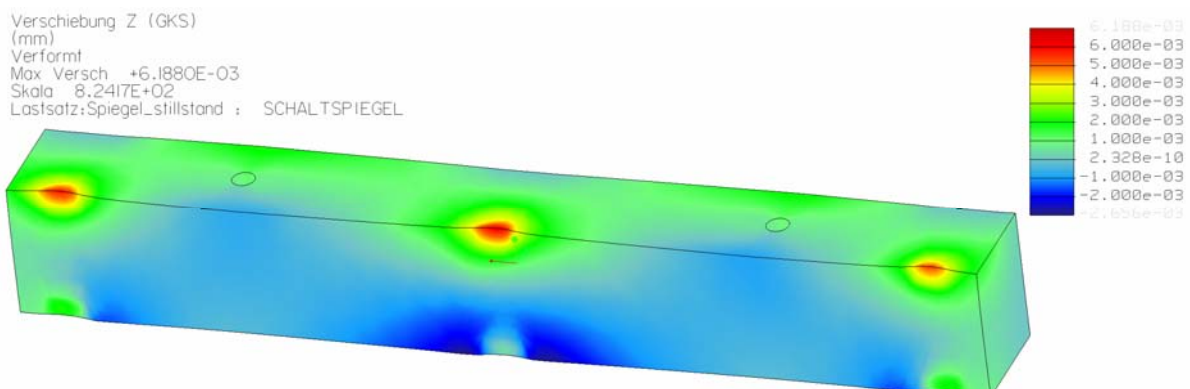


Abbildung 50 - Verschiebung durch Klemmkräfte in Reflexionsebene

Die Gesamtverschiebung ist dabei nicht so wichtig, solange die zulässigen Spannungen nicht überschritten werden. Die Spannungen im gewählten Beispiel liegen im einstelligen Bereich. Die Gesamtverschiebung ist in der **Abbildung 51** kenntlich gemacht worden. Die Gesamtverschiebung ist hierbei um ein Vielfaches höher. Die Extremwerte in der Legende können nicht zum Vergleichen benutzt werden, da die maximalen Verschiebungen an verschiedenen Orten zu finden sind.

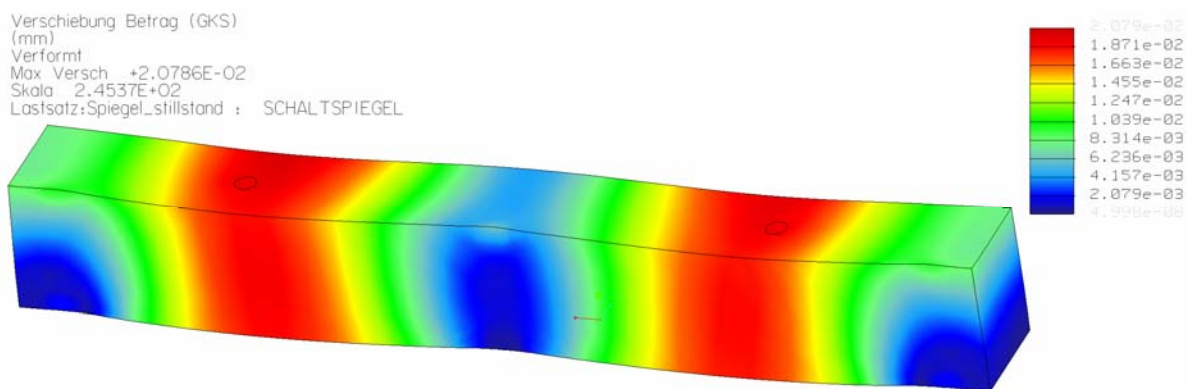


Abbildung 51 - Verschiebung durch Klemmkräfte, gesamt

Ein weiterer Einfluss ist die Bewegung. Unbekannt ist dabei, wie sich die Eigendämpfung des Siliziumblocks verhält. Die maximale Verschiebung während der einer maximalen Beschleunigung von 3 m/s^2 ist in **Abbildung 52** zu sehen. Die Beschleunigung von 3 m/s^2 ist höher angenommen worden, als sie zurzeit mit den Piezokristallmotoren zu erreichen ist. Dadurch wird eventuell eine spätere Änderung aufgrund besserer Motoren verhindert.

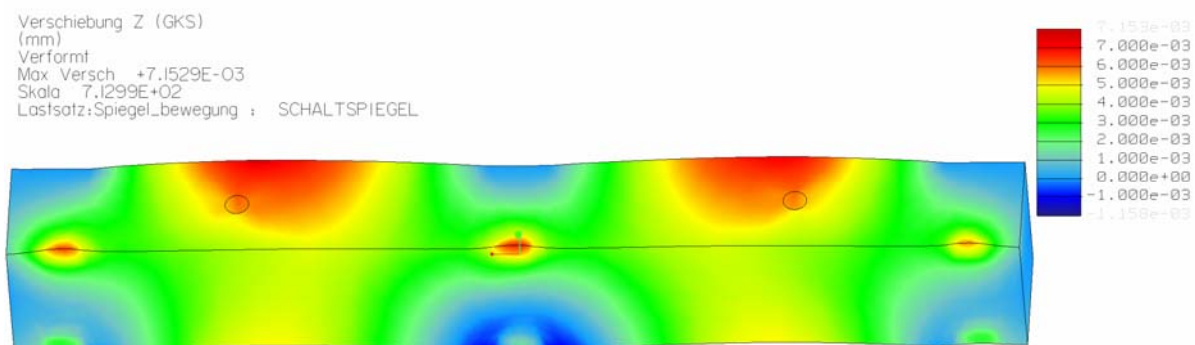


Abbildung 52 - Verschiebung während der Bewegung, gesamter Betrag

9.3.2.2 Schaltspiegel rotatorisch

Bei dem rotatorischen Konzept soll der Spiegel in den Strahl gedreht werden. Der Drehmittelpunkt errechnet sich wie folgt. Der Weg des linearen Konzepts wird verwendet (Gleichung Gl. 23), da diese Berechnung die gleiche ist. Dieser Weg muss durch den Sinus des Winkels des Spiegels geteilt werden. Nach Vereinfachung erhält man die **Gleichung Gl. 26**.

$$r_{\text{Spiegel}} = \frac{l_{\text{Spiegel}}}{2} + \frac{d_{\text{Strahl}} + 2 \cdot s_{\text{Sicherheit}}}{2 \cdot \sin(\alpha)} \quad \text{Gl. 26}$$

Bei dem gewählten Beispiel erhält man einen Radius von ca. 470 mm bis zum Spiegelmittelpunkt. Da sich die gesamte Konstruktion im Vakuum befinden soll, ist es vorteilhaft diesen Radius teilweise virtuell zu fahren. Dies wird erreicht, in dem nicht nur um einen Punkt verdreht wird, **Abbildung 53**.

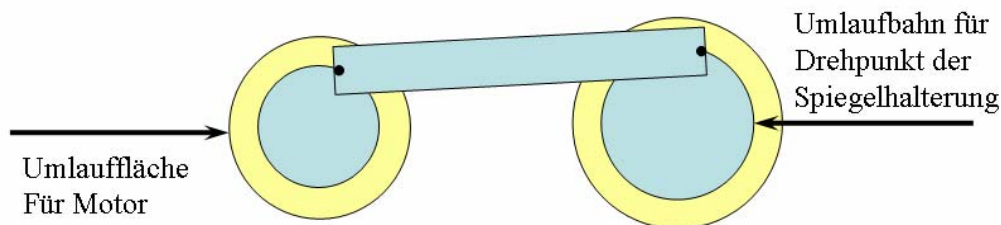


Abbildung 53 - Prinzip eines Rotationsspiegels

Der Radius der Lauffläche für den Motor ist größer gewählt worden, als der Radius des Drehpunktes der Spiegelhalterung. Grund ist die geringe Kraft des Motors, die in das Drehmoment des Spiegels eingeht, zudem können mehr Motoren verwendet werden. Nachteilig ist, dass sich dadurch die Geschwindigkeit erhöht, was negative Folgen für den Zyklus bedeutet. Mehr Kraft ist zudem mit mehr Motoren möglich, eine höhere Geschwindigkeit lässt sich nur schwer umsetzen.

Die Berechnung der benötigten Kraft gestaltet sich schwierig, da der Radius, um den sich der Spiegel dreht, nicht konstant ist. So folgt der Steiner-Anteil, die Erhöhung des Massenträgheitsmomentes bei Drehung außerhalb des Schwerpunktes, einer Funktion.

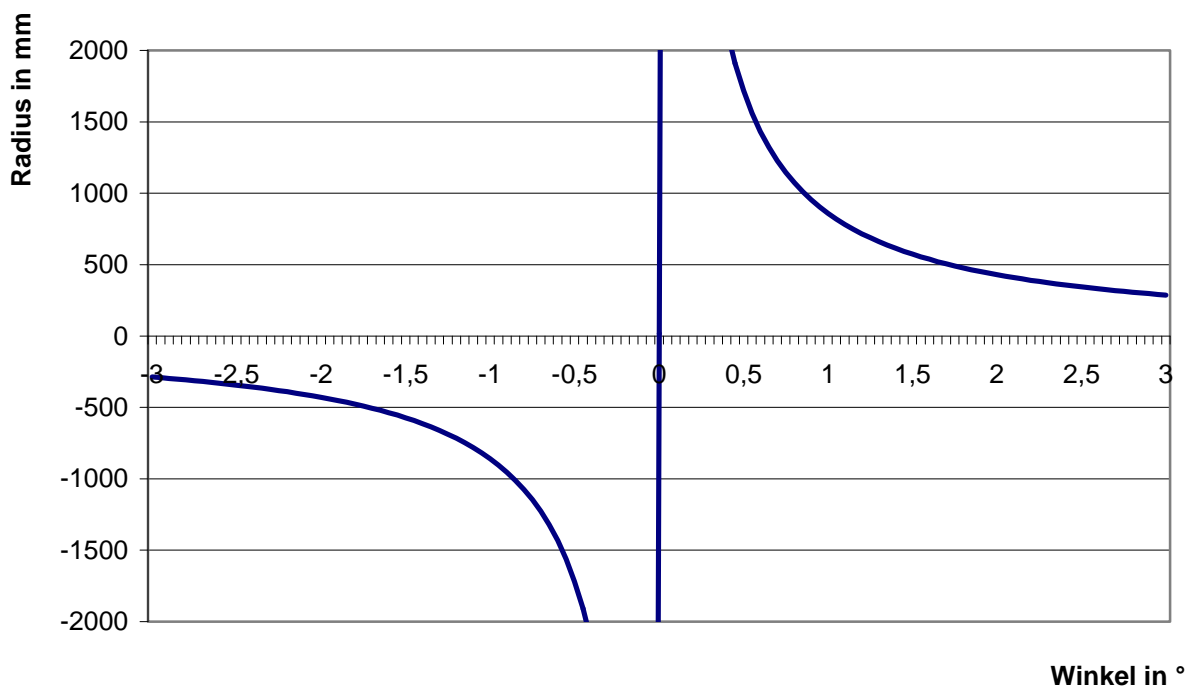
$$J_{\text{Spiegel}}(\alpha) = J_{\text{Spiegel}; \text{Schwerpunktachse}} + m \cdot [r(\alpha)]^2 \quad \text{Gl. 27}$$

Mit :

$$r = \frac{r_{\text{Spiegelführung}}}{\sin(\alpha)} \quad \alpha = -\frac{\angle \text{Spiegelablenkung}}{2} \dots \frac{\angle \text{Spiegelablenkung}}{2} \quad \text{Gl. 28}$$

Bei einem Winkel von 0° ist der Radius unendlich. Der Winkel α wird von den Lagerpunkten bestimmt, die wiederum von der Motorsteuerung abhängen. Ein konstantes Geschwindigkeits-Führungsdurchmesser Verhältnis ist hierbei nicht zwingend erforderlich. Ebenso eine konstante Winkelgeschwindigkeit. Dieses Konzept ist optimal dazu geeignet, nur wenige Strahlen abzulenken und viele ungehindert passieren zu lassen. Dann wäre, je nach Frequenz des Beschleunigers und Beschleunigungsvermögen bis zu einer halben Umdrehung Zeit, um die Reflexionsposition zu erreichen. Fehler in der Winkelposition sind zu dem Winkel 2. Ordnung und treten nur stark reduziert in Erscheinung.

Diagramm 14 - Funktion des Radius' in Abhängigkeit vom Winkel





10 Literaturverzeichnis

Nr. Autor; *Titel*; Auflage, Verlag; Ort (Jahr); ISBN-Nummer

1. Dieter Muhs & Andere; *Roloff/Mattek Maschinenelemente*; 17. Auflage, Vieweg; Wiesbaden 2005; 3-528-17028-X
2. Alfred Böge; *Vieweg Handbuch Maschinenbau*; 18. Auflage, Vieweg; Wiesbaden 2007; 978-3-8348-0110-4
3. Diverse Unterlagen der Firma MicroE
 - a) M2000-3500Si_SmartPrecision_Software_Data_Sheet.pdf
 - b) M2000Vac-3000Vac_Installation_Manual.pdf
 - c) M2000Vac-3000Vac_Interface_dwgs.pdf
 - d) M3500VacSi_Data_Sheet.pdf
 - e) TN-422_Signal_Termination.pdf
 - f) TN-Alignment_of_Rotary_Scales.pdf
 - g) TN-Holder_Design.pdf
 - h) TN-Hub_Design.pdf
 - i) Mercury_Encoders_Brochure.pdf
 - j) Mercury2000,3000,3500setupvideo.wmv

Runtergeladen am 30.04.2009 von den Internetseiten:

- <http://www.microesys.com/m1encoders/notes.html>
- <http://www.microesys.com/m1encoders/data.html>
- <http://www.microesys.com/m1encoders/vacuum.html>

4. Diverse Unterlagen der Firma GPM - Antriebselemente
ACC.pdf

Runtergeladen am 30.04.2009 von der Internetseite

<http://www.gpm-antriebselemente.de/ProduktbeschreibungACC.htm>



10 Literaturverzeichnis

5. Diverse Unterlagen der Firma Nanomotion
Runtergeladen am 30.04.2009 von der Internetseite
<http://www.nanomotion.com/>

6. Diverse Unterlagen der Firma IME GmbH
Runtergeladen am 30.04.2009 von der Internetseite
<http://www.ime-gmbh.de/produkte/index.html>

7. Diverse Unterlagen der Firma GMP (General Microtechnology & Photonics)
GMP_DuraMotorSeries.pdf
http://www.gmp.ch/index.php?main_page=product_info&cPath=230_233_236&products_id=710

8. Diverse Unterlagen von BESSY, Berlin – Adlershof
Runtergeladen am 16.06.2009 von der Internetseite
<http://fel2006.bessy.de/proceedings/PAPERS/TUPPH064.PDF>

11 Bilderverzeichnis

Abbildung 1 - Prinzipskizze von FLASH [2].....	9
Abbildung 2 - Aufbau eines CF-Flansches [4].....	12
Abbildung 3 - Membranbalg der Firma Vacom [5]	13
Abbildung 4 - Drehdurchführung mit Magnetofluid [6].....	14
Abbildung 5 - Drehdurchführung durch UHV-Katzenschwanz [7].....	15
Abbildung 6 - Elektrische Durchführung [7]	15
Abbildung 7 - Turbomolekularpumpe [10].....	16
Abbildung 8 - Prinzip einer Ionengetterpumpe [12]	17
Abbildung 9 - Schnitt durch eine Ionengetterpumpe [13].....	17
Abbildung 10 - Piezokristallmotor von Nanomotion HR 8 [8].....	19
Abbildung 11 - Schraube nach ISO 4762, Festigkeitsklasse 8.8 [16].....	40
Abbildung 12 - Schraube mit Entgasungsbohrung und -senkung [17]	41
Abbildung 13 - Encoder (M3000) mit Skalen [18]	42
Abbildung 14 - Schiene RSDE-ACC von Precisie Metaal	43
Abbildung 15 - untere Baugruppe	44
Abbildung 16 - Grundplatte	45
Abbildung 17 - Tisch für Encoderhalterung unten.....	46
Abbildung 18 - Tisch Encoderhalterung, Mitte	47
Abbildung 19 - Kabelklemme Encoderkabel	48
Abbildung 20 - Kabelklemme FEM Spannungen	49
Abbildung 21 - Encoderhalterung, oben <=> unten.....	50
Abbildung 22 - Anlegestift (Benching Pin) für die Encoderhalterung	51
Abbildung 23 - Benching Pin für die Skala	52
Abbildung 24 - Encoderhalterung, unten	53
Abbildung 25 - Kabelhalterung.....	54
Abbildung 26 - Kabelführungshülse	55
Abbildung 27 - Druckschraubenfeder	56
Abbildung 28 - auf Seite liegendes Fragezeichen.....	56
Abbildung 29 - Mittlere Baugruppe im Zusammenhang	57
Abbildung 30 - mittlere Baugruppe (Isometrische Ansicht).....	58



11 Bilderverzeichnis

Abbildung 31 - Sandwichplatte.....	59
Abbildung 32 - Querschnitt der Sandwichplatte mit FEM-Analyse	60
Abbildung 33 - Halterung Encoder Oben \Leftrightarrow Mitte	62
Abbildung 34 - Halterung Encoderskala.....	63
Abbildung 35 - obere Baugruppe mit Nutzlast	64
Abbildung 36 - Halterung der Nutzlast	65
Abbildung 37 - Halterung der Nutzlast von der Seite.....	66
Abbildung 38 - Baugruppe Faserhalterung (Isometrische Ansicht).....	67
Abbildung 39 - Baugruppe Faserhalterung (Blick von vorn)	67
Abbildung 40 - Faserhalterung.....	68
Abbildung 41 - Verschiebung in der Faserhalterung (FEM)	69
Abbildung 42 - Faserklemme für eine Faser (Faser & Halterung rot hervorgehoben).....	70
Abbildung 43 - Faserständer	72
Abbildung 44 - Messaufbau	77
Abbildung 45 - alter Wirescanner im Schnitt, mit Magnetfedern.....	81
Abbildung 46 - Kreuzen von Drähten	82
Abbildung 47 - Gabel des alten Wirescanners	85
Abbildung 48 - Prinzipskizze des Fast Shutters, veraltet [20]	87
Abbildung 49 - Entwurf Schaltspiegel, translatorisch	91
Abbildung 50 - Verschiebung durch Klemmkräfte in Reflexionsebene	93
Abbildung 51 - Verschiebung durch Klemmkräfte, gesamt	94
Abbildung 52 - Verschiebung während der Bewegung, gesamter Betrag	94
Abbildung 53 - Prinzip eines Rotationsspiegels	95
Abbildung 54 - Herleitung des Messfehlers bei Verdrehen des Wirescanners ($\alpha = 30^\circ$; $\beta = 25^\circ$)	112
Abbildung 55 - Herleitung des Messfehlers, Ansicht von oben	112



12 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Einteilung Vakuum nach Druck [3].....	12
Tabelle 2 - Maximale Betriebszeiten des Motor [14]	23
Tabelle 3 - Quellenverzeichnis.....	103
Tabelle 4 - Zeichnungsnummern.....	117

13 Verzeichnis der Diagramme

Diagramm 1 - Geschwindigkeits-Spannungs-Diagramm [15].....	20
Diagramm 2 - Kraft-Geschwindigkeitskennlinien [14]	23
Diagramm 3 - Leistungs-Geschwindigkeits-Diagramm	31
Diagramm 4 - Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm Rampe einer Ebene	32
Diagramm 5 - Geschwindigkeits-Weg-Diagramm Rampe einer Ebene	32
Diagramm 6 - Theoretischer Weg bei maximaler Beschleunigung	34
Diagramm 7 - Reinform der Besthorn-Sinoide und ihre Ableitungen 1-3.....	36
Diagramm 8 - Besthorn-Sinoide mit linearem Zwischenstück	37
Diagramm 9 - Verteilung der Messabweichung, obere Platte	78
Diagramm 10 - Verteilung der Messabweichung, untere Platte	79
Diagramm 11 - Verteilung der Messabweichung bei der kombinierten Bewegung.....	80
Diagramm 12 - Sinoide nach Besthorn bei Schaltspiegel	91
Diagramm 13 - Gegenüberstellung Klemmkraft und Schraubenkraft	93
Diagramm 14 - Funktion des Radius' in Abhängigkeit vom Winkel	96



14 Gleichungsverzeichnis

Gl. 1.....	21
Gl. 2.....	21
Gl. 3.....	24
Gl. 4.....	30
Gl. 5.....	31
Gl. 6.....	33
Gl. 7.....	33
Gl. 8.....	33
Gl. 9.....	33
Gl. 10.....	33
Gl. 11.....	34
Gl. 12.....	35
Gl. 13.....	35
Gl. 14.....	36
Gl. 15.....	36
Gl. 16.....	36
Gl. 17.....	39
Gl. 18.....	45
Gl. 19.....	63
Gl. 20.....	77
Gl. 21.....	82
Gl. 22.....	86
Gl. 23.....	90
Gl. 24.....	90
Gl. 25.....	92
Gl. 26.....	95
Gl. 27.....	96
Gl. 28.....	96



15 Quellenverzeichnis



15 Quellenverzeichnis

Tabelle 3 - Quellenverzeichnis

[1]	http://zms.desy.de/forschung/beschleuniger/index_ger.html	
[2]	http://flash.desy.de/	Bild
[3]	http://onlinecatalog.pfeiffer-vacuum.de/de/tec1.2.1/technology.do	Tabelle
[4]	http://onlinecatalog.pfeiffer-vacuum.de/de/tec6.3/technology.do	Bild
[5]	http://www.vacom.de/de/2/8/index.php	
[6]	http://www.vacom.de/de/2/5/index.php	
[7]	http://onlinecatalog.pfeiffer-vacuum.de/de/tec6.6/technology.do	Bild
[8]	http://www.gmp.ch/index.php?main_page=product_info&cPath=230_233_236&products_id=710	Bild
[9]	http://de.wikipedia.org/wiki/Vakuumpumpe#Turbomolekularpumpe_.28TMP.29	
[10]	http://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Cut_through_turbomolecular_pump.jpg	
[11]	http://de.wikipedia.org/wiki/Ionengerterpumpe	
[12]	http://www.vias.org/tmanalytik_germ/img/hl_ionengerterpumpe.png	Bild
[13]	http://www.physik.uzh.ch/lectures/MC2009/cd/exercises/kworkquark/de/lexikon/lexikon.ionengerterpumpe/2/index.html	Bild
[14]	GMP_DuraMotorSeries.pdf (3. in Kapitel 10, Seite 97)	Tabelle
[15]	HR8 Motor User Manual_1.pdf	Diagramm

Wird fortgesetzt.



15 Quellenverzeichnis



Tabelle 3 - Quellenverzeichnis (Fortsetzung)

[16]	http://www.gpm-antriebselemente.de/ProduktbeschreibungACC.htm	Bild
[17]	http://www.alma-driving.de/deutsch/download/pdf/Prospekt_Vakuumschrauben_DE.pdf	Bild
[18]	M2000Vac-3000Vac_Installation_Manual.pdf	Bild
[19]	http://www.schrauben-pruever.de/product_info.php?info=p795_ZYLINDER---INNENSECHSKANTSCHRAUBEN---DIN912-StVz-8-8-BR-8-x-16-mm.html&XTCsid=887423b6e0761a79a5063daa236c649d 26.12.08 18:10:12	Bild
[20]	http://fel2006.bessy.de/proceedings/PAPERS/TUPPH064.PDF	Bild

16 Anhang

16.1 Herleitungen

16.1.1 Steifigkeit (Gl. 3)

$$\sigma_{\text{Druck}} = E \cdot \varepsilon_{\text{Druck}} = \frac{F}{A_{\text{Spannung}}}; \quad \varepsilon_{\text{Druck}} = 1 - \frac{\Delta l}{l_0} \quad c = \frac{F}{\Delta l}$$

$$E \cdot \left(1 - \frac{\Delta l}{l_0}\right) = \frac{F}{A_{\text{Spannung}}} \quad \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$E \cdot A_{\text{Spannung}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta l}{l_0}\right) = F \quad N$$

$$\frac{E \cdot A_{\text{Spannung}}}{l_0} = \frac{F}{l_0 - \Delta l} \quad \frac{N}{[l_0; \Delta l]}$$

$$\frac{l_0}{E \cdot A_{\text{Spannung}}} = \frac{l_0}{F} - \frac{\Delta l}{F} \quad \frac{[l_0; \Delta l]}{N}$$

$$\frac{\Delta l}{F} = \frac{l_0}{F} - \frac{l_0}{E \cdot A_{\text{Spannung}}} \quad \frac{[l_0; \Delta l]}{N}$$

$$\frac{F}{\Delta l} = \frac{1}{\frac{l_0}{F} - \frac{l_0}{E \cdot A_{\text{Spannung}}}} \quad \frac{N}{[l_0; \Delta l]}$$

$$\frac{F}{\Delta l} = \frac{F \cdot E \cdot A_{\text{Spannung}}}{l_0 \cdot (E \cdot A_{\text{Spannung}} - F)} \quad \frac{N}{[l_0; \Delta l]}$$

16.1.2 Gleichungen Motorkraft und Beschleunigung über Geschwindigkeit

$$F_{Motor}(v) = av + b$$

$$F_{Motor}(v=0) = a \cdot 0 + b = F_{max} \quad \Rightarrow b = F_{max}$$

$$F_{Motor}(v=v_{max}) = a \cdot v_{max} + F_{max} = 0 \quad \Rightarrow a = -\frac{F_{max}}{v_{max}}$$

$$F_{Motor}(v) = -\frac{F_{max}}{v_{max}} \cdot v + F_{max}$$

$$F_{Motor}(v) = F_{max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) = m \cdot a(v)$$

$$a(v) = \frac{F_{max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right)$$

16.1.3 Gleichungen Rampe, Weg über Geschwindigkeit und Geschwindigkeit

$$s = \frac{a}{2} t^2 \quad a(v) = \frac{F_{max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right)$$

$$s(v;t) = \frac{F_{max}}{2 \cdot m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) \cdot t^2$$

$$v(v;t) = a \cdot t \quad a(v) = \frac{F_{max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right)$$

$$v(v;t) = a \cdot t = \frac{F_{max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) \cdot t \quad \Rightarrow \quad v = \frac{F_{max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{max}}\right) \cdot t \quad \Rightarrow$$

$$v = \frac{F_{max} \cdot t}{m} - \frac{F_{max} \cdot t}{m} \cdot \frac{v}{v_{max}} \quad \Rightarrow \quad 1 = \frac{F_{max} \cdot t}{m \cdot v} - \frac{F_{max} \cdot t}{m} \cdot \frac{1}{v_{max}} \quad \Rightarrow$$

$$\frac{F_{max} \cdot t}{m} \cdot \frac{1}{v} - 1 = \frac{F_{max} \cdot t}{m} \cdot \frac{1}{v_{max}} \quad \Rightarrow \quad \frac{1}{v} - \frac{m}{F_{max} \cdot t} = \frac{1}{v_{max}} \quad \Rightarrow$$

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{v_{max}} + \frac{m}{F_{max} \cdot t} \quad \Rightarrow \quad v = \frac{1}{\frac{1}{v_{max}} + \frac{m}{F_{max} \cdot t}} = \frac{F_{max} \cdot t \cdot v_{max}}{F_{max} \cdot t + v_{max} \cdot m}$$

16.1.4 Herleitung des benötigten Weges bei einer Geschwindigkeitsrampe

$$\begin{aligned}
 s &= \frac{F_{\max}}{2 \cdot m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right) \cdot t^2 & v &= \frac{F_{\max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right) \cdot t \\
 t &= \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot s}{F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)}} & t &= \frac{v \cdot m}{F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)} \\
 \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot s}{F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)}} &= \frac{v \cdot m}{F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)} & | t = t \\
 \frac{2 \cdot m \cdot s}{F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)} &= \frac{(v \cdot m)^2}{\left(F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)\right)^2} & | \cdot \frac{F_{\max}}{m} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right) \\
 2 \cdot s &= \frac{v^2 \cdot m}{F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{v}{v_{\max}}\right)} = \frac{v^2 \cdot m}{F_{\max} \cdot \left(\frac{v_{\max} - v}{v_{\max}}\right)} = \frac{v^2 \cdot m \cdot v_{\max}}{F_{\max} \cdot (v_{\max} - v)} & | \cdot \frac{1}{2} \\
 s &= \frac{v^2 \cdot m \cdot v_{\max}}{2 \cdot F_{\max} \cdot (v_{\max} - v)}
 \end{aligned}$$

Weg und Geschwindigkeit bei $v = v_{\max}$ sind unendlich, da die Kraft theoretisch nie ausreicht, um auf maximale Geschwindigkeit zu beschleunigen. Über die Formel kann man jetzt aber mit einem Vorfaktor (zum Beispiel: $v = 0,95 \cdot v_{\max}$) rechnen, beziehungsweise die maximale Geschwindigkeit erhöhen.

16.1.5 Extremwerte der Ableitungen der Bestehorn-Sinoide

Extremwerte sind gegeben, wenn die 1. Ableitung der Funktion an dieser Stelle eine Nullstelle ist, und die 2. Ableitung ungleich null ist. Ist die 2. Ableitung positiv, so handelt es sich bei dem Extremum um ein Minimum. Ist die 2. Ableitung negativ, so handelt es sich um ein Maximum. Wenn die 1. und die 2. Ableitung an der vermuteten Extremstelle null sind, so handelt es sich um einen Sattelpunkt, der keinen Extrempunkt darstellt.

16.1.5.1 Originalform der Bestehorn-Sinoide und Ihre Ableitungen

$$\begin{aligned}
 s\left(\frac{t}{T}\right) &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \left[\frac{t}{T} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \right] \\
 \dot{s}\left(\frac{t}{T}\right) = v\left(\frac{t}{T}\right) &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \left[\frac{1}{T} - \frac{2 \cdot \pi}{2 \cdot \pi \cdot T} \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \right] \\
 &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \left[1 - \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \right] \\
 \ddot{s}\left(\frac{t}{T}\right) = a\left(\frac{t}{T}\right) &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T^2} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 \ddot{\dot{s}}\left(\frac{t}{T}\right) = k\left(\frac{t}{T}\right) &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{T}\right)^2 \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 &= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 \ddot{\dot{\dot{s}}}\left(\frac{t}{T}\right) = \dot{k}\left(\frac{t}{T}\right) &= -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{T}\right)^3 \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 &= -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{8 \cdot \pi^3}{T^4} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 \frac{d^5 s}{dt^5}\left(\frac{t}{T}\right) = \dot{\dot{k}}\left(\frac{t}{T}\right) &= -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{1}{T} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{T}\right)^4 \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \\
 &= -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{16 \cdot \pi^4}{T^5} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right)
 \end{aligned}$$

16.1.5.2 Extremwerte der Geschwindigkeit

$$v\left(\frac{t}{T}\right) = s_{Bestehorn} \cdot \frac{1}{T} \cdot \left[1 - \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right)\right]$$

$$a\left(\frac{t}{T}\right) = s_{Bestehorn} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T^2} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0 \quad \Rightarrow \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0$$

$$k\left(\frac{t}{T}\right) = s_{Bestehorn} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \neq 0 \quad \Rightarrow \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \neq 0$$

$$\sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0$$

$$\frac{t}{T} = \frac{\arcsin(0)}{2 \cdot \pi} = \frac{n \cdot \pi}{2 \cdot \pi} = \frac{n}{2} \quad n \in \mathbb{Z}$$

$$\cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{2}\right) = \cos(n \cdot \pi) = +1 \neq 0 \quad > 0 \Rightarrow \text{Minimum} \quad n = 2 \cdot m; m \in \mathbb{Z}$$

$$= \cos(n \cdot \pi) = -1 \neq 0 \quad < 0 \Rightarrow \text{Maximum} \quad n = 2 \cdot m + 1; m \in \mathbb{Z}$$

$$v\left(\frac{n}{2}\right) = \frac{s_{Bestehorn}}{T} \cdot \left[1 - \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{2}\right)\right] = v_{\max; Motor} \quad n = 2 \cdot m + 1; m \in \mathbb{Z}$$

$$\frac{s_{Bestehorn}}{T} \cdot [1 - \cos(n \cdot \pi)] = v_{\max; Motor} \quad \cos(n \cdot \pi) = -1; n = 2 \cdot m + 1; m \in \mathbb{Z}$$

$$\frac{s_{Bestehorn}}{T} \cdot 2 = v_{\max; Motor}$$

$$T = \frac{2 \cdot s_{Bestehorn}}{v_{\max; Motor}}$$

16.1.5.3 Extremwerte der Beschleunigung

$$a\left(\frac{t}{T}\right) = s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T^2} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right)$$

$$k\left(\frac{t}{T}\right) = s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0 \quad \Rightarrow \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0$$

$$\dot{k}\left(\frac{t}{T}\right) = -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{8 \cdot \pi^3}{T^4} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \neq 0 \quad \Rightarrow \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \neq 0$$

$$\cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0$$

$$\frac{t}{T} = \frac{\arccos(0)}{2 \cdot \pi} = \frac{(2 \cdot n + 1) \cdot \pi}{2} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot n + 1}{4} \quad n \in \mathbb{Z}$$

$$\ddot{a}\left(\frac{2 \cdot n + 1}{2}\right) = -8 \cdot \pi^3 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \left[\frac{2 \cdot n + 1}{4}\right]\right) \quad n \in \mathbb{Z}$$

$$= -8 \cdot \pi^3 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot \sin\left([2 \cdot n + 1] \cdot \frac{\pi}{2}\right) \quad n \in \mathbb{Z}$$

$$= -8 \cdot \pi^3 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot 1 < 0 \quad \Rightarrow \text{Maximum} \quad n = 2 \cdot m; m \in \mathbb{Z}$$

$$= -8 \cdot \pi^3 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot (-1) > 0 \quad \Rightarrow \text{Minimum} \quad n = 2 \cdot m + 1; m \in \mathbb{Z}$$

$$a\left(\frac{2 \cdot n + 1}{2}\right) = s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T^2} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{2 \cdot n + 1}{2}\right)$$

$$= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T^2} \cdot \sin\left([2 \cdot n + 1] \cdot \pi\right)$$

$$= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{T^2} \cdot (\pm 1)$$

$$= \pm 2 \cdot \pi \cdot \frac{s_{\text{Bestehorn}}}{T^2}$$

16.1.5.4 Extremwerte des Ruckes

$$k\left(\frac{t}{T}\right) = s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right)$$

$$\dot{k}\left(\frac{t}{T}\right) = -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{8 \cdot \pi^3}{T^4} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0 \quad \Rightarrow \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0$$

$$\ddot{k}\left(\frac{t}{T}\right) = -s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{16 \cdot \pi^4}{T^5} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \neq 0 \quad \Rightarrow \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) \neq 0$$

$$\sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = 0$$

$$\frac{t}{T} = \frac{\arcsin(0)}{2 \cdot \pi} = \frac{n \cdot \pi}{2 \cdot \pi} = \frac{n}{2}$$

$$\ddot{k}\left(\frac{n}{2}\right) = -(2 \cdot \pi)^4 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{2}\right) \neq 0 \quad n \in \mathbb{Z}$$

$$= -(2 \cdot \pi)^4 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot \cos(n \cdot \pi) \quad n \in \mathbb{Z}$$

$$= -(2 \cdot \pi)^4 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot 1 < 0; \text{Maximum} \quad n = 2 \cdot m; m \in \mathbb{Z}$$

$$= -(2 \cdot \pi)^4 \cdot s_{\text{Bestehorn}} \cdot (-1) > 0; \text{Minimum} \quad n = 2 \cdot m + 1; m \in \mathbb{Z}$$

$$k\left(\frac{n}{2}\right) = s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{2}\right)$$

$$= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot \cos(n \cdot \pi)$$

$$= s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3} \cdot (\pm 1)$$

$$= \pm s_{\text{Bestehorn}} \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{T^3}$$

16.1.6 Herleitung des Messfehlers

Genutzt wird die Formel für den räumlichen Pythagoras, wobei die Hypotenuse (a) den Draht darstellt und somit konstant bleiben muss. Die Koordinaten sind mit x , y und z angegeben, wobei z die Verschiebung durch schiefen Einbau symbolisiert. In welche Richtung falsch gedreht wurde ist nicht relevant, da der Betrag und die Richtung des Messfehlers wichtig sind. Diese sind unabhängig von der Richtung der Verdrehung (zum Strahl oder vom Strahl weg) Die X-Y-Ebene ist senkrecht zum Strahl. In **Abbildung 54** ist der Messfehler grau dargestellt, die ideale Drahtlage ist etwas dicker in rot abgebildet. **Abbildung 55** zeigt die geometrische Herleitung von oben.

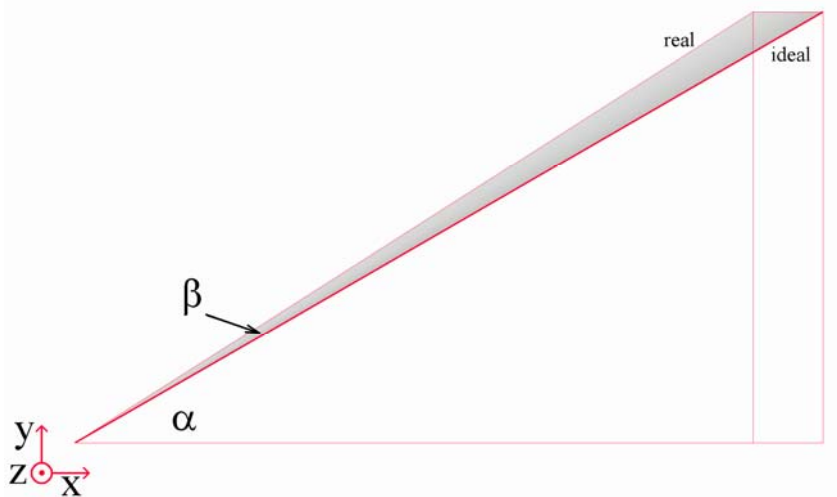


Abbildung 54 - Herleitung des Messfehlers bei Verdrehen des Wirescanners ($\alpha = 30^\circ$; $\beta = 25^\circ$)

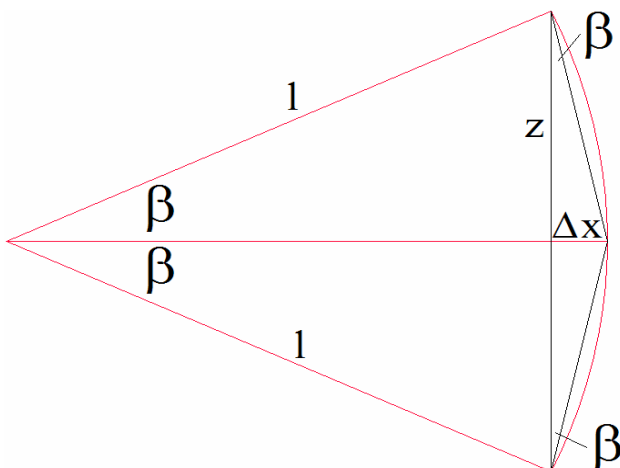


Abbildung 55 - Herleitung des Messfehlers, Ansicht von oben

$$\cot(\alpha) = \frac{x_{ideal}}{y_{ideal}} \Leftrightarrow y_{ideal}(x) = \frac{x_{ideal}}{\cot(\alpha)} = x_{ideal} \cdot \tan(\alpha) \quad \alpha = 60^\circ$$

$$\cot(\beta) = \frac{z}{x_{ideal}} \Leftrightarrow z(x) = \frac{x_{ideal}}{\cot(\beta)} = x_{ideal} \cdot \tan(\beta) \quad \beta = 1^\circ$$

$$\hat{y}_{schräg} = \hat{y}_{ideal}$$

$$l_{Draht} = \sqrt{\hat{x}_{ideal}^2 + \hat{y}_{ideal}^2} = \sqrt{\hat{x}_{schräg}^2 + \hat{y}_{schräg}^2 + z^2} = const.$$

$$\hat{x}_{ideal}^2 + \hat{y}_{ideal}^2 = \hat{x}_{schräg}^2 + \hat{y}_{ideal}^2 + z^2$$

$$\hat{x}_{ideal}^2 = \hat{x}_{schräg}^2 + z^2 \quad \Leftrightarrow \quad z^2 = \hat{x}_{ideal}^2 - \hat{x}_{schräg}^2$$

$$\tan(\beta) = \frac{\hat{x}_{ideal} - \hat{x}_{schräg}}{z} \quad \Leftrightarrow \quad z = \frac{\hat{x}_{ideal} - \hat{x}_{schräg}}{\tan(\beta)} = \sqrt{\hat{x}_{ideal}^2 - \hat{x}_{schräg}^2}$$

$$\left(\frac{\hat{x}_{ideal} - \hat{x}_{schräg}}{\tan(\beta)} \right)^2 = \hat{x}_{ideal}^2 - \hat{x}_{schräg}^2$$

$$\frac{\hat{x}_{ideal}^2 - 2 \cdot \hat{x}_{ideal} \cdot \hat{x}_{schräg} + \hat{x}_{schräg}^2}{\tan^2(\beta)} = \hat{x}_{ideal}^2 - \hat{x}_{schräg}^2$$

$$\hat{x}_{ideal}^2 \cdot (1 - \tan^2(\beta)) + \hat{x}_{schräg}^2 \cdot (1 + \tan^2(\beta)) = 2 \cdot \hat{x}_{ideal} \cdot \hat{x}_{schräg}$$

$$\frac{\hat{x}_{ideal}^2 \cdot (1 - \tan^2(\beta)) + \hat{x}_{schräg}^2 \cdot (1 + \tan^2(\beta))}{\hat{x}_{ideal} \cdot \hat{x}_{schräg}} = 2 = \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot (1 - \tan^2(\beta)) + \frac{\hat{x}_{schräg}}{\hat{x}_{ideal}} \cdot (1 + \tan^2(\beta))$$

$$\frac{1}{\frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot (1 + \tan^2(\beta))} = \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot (\tan^2(\beta) - 1) + 2$$

$$1 = \left[\frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot (\tan^2(\beta) - 1) + 2 \right] \cdot \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot \frac{1}{(1 + \tan^2(\beta))}$$

$$\frac{(\tan^2(\beta) - 1)}{(1 + \tan^2(\beta))} \cdot \left(\frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \right)^2 + 2 \cdot \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot \frac{1}{(1 + \tan^2(\beta))} - 1 = 0$$

$$\left(\frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}}\right)^2 + 2 \cdot \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} \cdot \frac{(1 + \tan^2(\beta))}{(\tan^2(\beta) - 1)} \cdot \frac{1}{(1 + \tan^2(\beta))} - \frac{(1 + \tan^2(\beta))}{(\tan^2(\beta) - 1)} = 0$$

$$\left(\frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}}\right)^2 + \frac{2}{(\tan^2(\beta) - 1)} \cdot \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg}} - \frac{(1 + \tan^2(\beta))}{(\tan^2(\beta) - 1)} = 0 \qquad \frac{2}{(\tan^2(\beta) - 1)} \cdot \left(-\frac{1}{2}\right) = \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))}$$

$$\begin{aligned} \frac{\hat{x}_{ideal}}{\hat{x}_{schräg \ 1;2}} &= \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{(\tan^2(\beta) - 1)}\right)^2 + \frac{(1 + \tan^2(\beta))}{(\tan^2(\beta) - 1)}} \\ &= \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))} \pm \sqrt{\frac{1}{(\tan^2(\beta) - 1)^2} + \frac{(1 + \tan^2(\beta))}{(\tan^2(\beta) - 1)}} \\ &= \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))} \pm \sqrt{\frac{1 + (\tan^2(\beta) - 1) \cdot (1 + \tan^2(\beta))}{(\tan^2(\beta) - 1)^2}} \\ &= \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))} \pm \frac{1}{(\tan^2(\beta) - 1)} \cdot \sqrt{1 + (\tan^2(\beta) - 1) \cdot (1 + \tan^2(\beta))} \\ &= \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))} \pm \frac{1}{(\tan^2(\beta) - 1)} \cdot \sqrt{1 + \tan^2(\beta) + \tan^4(\beta) - 1 - \tan^2(\beta)} \\ &= \frac{1}{(1 - \tan^2(\beta))} \pm \frac{\tan^2(\beta)}{(\tan^2(\beta) - 1)} \\ &= \frac{(\tan^2(\beta) - 1) \pm \tan^2(\beta) \cdot (1 - \tan^2(\beta))}{(1 - \tan^2(\beta)) \cdot (\tan^2(\beta) - 1)} \\ &= \frac{\tan^2(\beta) \pm (\tan^2(\beta) - \tan^4(\beta)) - 1}{2 \cdot \tan^2(\beta) - \tan^4(\beta) - 1} \end{aligned}$$

$$\hat{x}_{schräg} = \frac{2 \cdot \tan^2(\beta) - \tan^4(\beta) - 1}{\tan^2(\beta) \pm (\tan^2(\beta) - \tan^4(\beta)) - 1} \cdot \hat{x}_{ideal}$$

Fallunterscheidung:

$$\frac{2 \cdot \tan^2(\beta) - \tan^4(\beta) - 1}{\tan^2(\beta) + (\tan^2(\beta) - \tan^4(\beta)) - 1} = \frac{2 \cdot \tan^2(\beta) - \tan^4(\beta) - 1}{2 \cdot \tan^2(\beta) - \tan^4(\beta) - 1} = 1$$

$$\frac{2 \cdot \tan^2(\beta) - \tan^4(\beta) - 1}{\tan^2(\beta) - (\tan^2(\beta) - \tan^4(\beta)) - 1} = \frac{-\tan^4(\beta) + 2 \cdot \tan^2(\beta) - 1}{\tan^4(\beta) - 1} = \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)}$$

$$\hat{x}_{\text{schräg}} = \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot \hat{x}_{\text{ideal}}$$

$$y_{\text{ideal}}(x) = \frac{x_{\text{ideal}}}{\cot(\alpha)} = x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha) \quad \alpha = 60^\circ$$

$$y_{\text{schräg}}(x) = \frac{x_{\text{schräg}}}{\cot(\alpha)} = x_{\text{schräg}} \cdot \tan(\alpha) = \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha)$$

Messfehler:

$$\begin{aligned} \Delta y &= |y_{\text{schräg}}(x) - y_{\text{ideal}}(x)| \\ &= \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha) - x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha) \\ &= \left(\frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} - 1 \right) \cdot x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha) \\ &= \left(\frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1 - 1 + \tan^4(\beta)}{1 - \tan^4(\beta)} \right) \cdot x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha) \\ &= 2 \cdot x_{\text{ideal}} \cdot \tan(\alpha) \cdot \tan^2(\beta) \cdot \left(\frac{\tan^2(\beta) - 1}{1 - \tan^4(\beta)} \right) \end{aligned}$$

$$x_{\text{schräg}} = \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot x_{\text{ideal}}$$

Messfehler in Prozent:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta x}{x_{\text{ideal}}} &= \frac{|x_{\text{schräg}} - x_{\text{ideal}}|}{x_{\text{ideal}}} \cdot 100\% \\ &= \frac{\left| \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot x_{\text{ideal}} - x_{\text{ideal}} \right|}{x_{\text{ideal}}} \cdot 100\% \\ &= \frac{\left| \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} - 1 \right| \cdot x_{\text{ideal}}}{x_{\text{ideal}}} \cdot 100\% \\ &= \left| \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1}{1 - \tan^4(\beta)} - 1 \right| \cdot 100\% \\ &= \left| \frac{\tan^4(\beta) - 2 \cdot \tan^2(\beta) + 1 - 1 + \tan^4(\beta)}{1 - \tan^4(\beta)} \right| \cdot 100\% \\ &= \frac{|-2 \cdot \tan^2(\beta)|}{|1 - \tan^4(\beta)|} \cdot 100\% \quad 0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ \\ &= \frac{2 \cdot \tan^2(\beta)}{1 - \tan^4(\beta)} \cdot 100\% \quad \forall \beta < 45^\circ; \quad 1 - \tan^4(\beta) = 0 \Leftrightarrow \beta = \arctan(\sqrt[4]{1}) = 45^\circ \\ &= \frac{2 \cdot \tan^2(\beta)}{\tan^4(\beta) - 1} \cdot 100\% \quad \forall \beta > 45^\circ; \\ \frac{\Delta x}{x_{\text{ideal}}}(1^\circ) &= \frac{2 \cdot \tan^2(1^\circ)}{1 - \tan^4(1^\circ)} \cdot 100\% = 0,061\% \end{aligned}$$



16 Anhang

16.2 Zeichnungen

Tabelle 4 - Zeichnungsnummern

Zeichnungs- nummer	Bezeichnung Teil/HBG/UBG
XFEL - TV 00.00.000.000 (2) 00	Tandemversuchsstand, komplett
XFEL - TV 01.00.000.000 (2) 00	Konstruktion, untere Ebene
XFEL - TV 01.00.000.001 (2) 00	Grundplatte
XFEL - TV 01.00.000.002 (3) 00	Schiene GPM-Antriebselemente ACC-3150
XFEL - TV 01.00.000.003 (3) 00	Tisch Encoderhalterung
XFEL - TV 01.00.000.004 (3) 00	Halterung Encoder oben <=> unten
XFEL - TV 01.00.000.005 (4) 00	Kabelklemme Encoderkabel
XFEL - TV 01.00.000.006 (4) 00	Benching Pin (Anlegestift) Encoderhalterung
XFEL - TV 01.00.000.007 (3) 00	Halterung Encoder unten
XFEL - TV 01.01.000.000 (4) 00	Motor Nanomotion HR8-U (IME GmbH)
XFEL - TV 01.02.000.000 (4) 00	Encoder Mercury M3500V (IME GmbH)
XFEL - TV 02.00.000.000 (2) 00	Konstruktion, mittlere Ebene
XFEL - TV 02.00.000.001 (2) 00	Platte Sandwich
XFEL - TV 02.00.000.002 (4) 00	Keramik für Motor HR8 150 mm
XFEL - TV 02.00.000.003 (3) 00	Halterung Encoder oben
XFEL - TV 02.00.000.004 (3) 00	Skala für Encoder M3500V
XFEL - TV 02.00.000.005 (4) 00	Halterung für Skala für Encoder M3500V
XFEL - TV 03.00.000.000 (2) 00	Konstruktion, obere Ebene
XFEL - TV 03.00.000.001 (3) 00	Halterung Nutzlast
XFEL - TV 03.01.000.000 (2) 00	Nutzlast Faseraufbau
XFEL - TV 03.01.000.001 (3) 00	Faserhalterung
XFEL - TV 03.01.000.002 (4) 00	Faserklemme
XFEL - TV 03.01.000.003 (3) 00	Faserständer
XFEL - TV 03.01.000.004 (4) 00	Kohlenstofffaser



16 Anhang

Die Zeichnungsnummer setzt sich wie folgt zusammen:

XFEL – TV 01.02.003.004 (5) 06

XFEL = Gruppe

TV = Abkürzung für Projekt (Tandemversuchsstand)

01 = Hauptbaugruppennummer

02 = Unterbaugruppennummer in Hauptbaugruppe

003 = Unter-Unterbaugruppennummer in Unterbaugruppe

004 = Bauteilnummer in Unter-Unterbaugruppe

(5) = Blattgröße in DIN A...

06 = Änderungszustand