



Michael Krenn, BSc

Testen von Rotorlage-Sensoren

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of FSI

Christoph Datlinger, MSc

Graz, November 2017

Vorwort

Schon seit Beginn des Studiums interessiere ich mich für alternative Antriebskonzepte und elektrifizierte Antriebsstränge. Durch die Masterarbeit zum Thema „Testen von Rotorlage-Sensoren“ am Institut für Fahrzeugtechnik erhielt ich die Möglichkeit, einen Einblick in diesen interessanten Themenbereich der Antriebstrangentwicklung zu bekommen.

Mein Dank geht in erster Linie an meinen Betreuer Christoph Datlinger für die gute Zusammenarbeit, die Unterstützung bei den Arbeiten am Prüfstand und den reibungslosen Ablauf. Zudem möchte ich mich bei Andreas Marn vom Institut für Maschinendynamik für den fachlichen Rat zum Thema Schwingungsanalyse und Auswuchten bedanken.

Abschließend danke ich allen Personen am Institut für Fahrzeugtechnik, die mich durch ihren Beitrag beim Fortschritt der Masterarbeit unterstützt haben.

Michael Krenn

Graz, 14. November 2017

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material, which has been quoted either literally or by content from used sources.

.....

(Date)

(Signature)

Abstract

For optimum control of electrical machines in vehicle drives the precise detection of the rotor position is necessary. The present master thesis deals with the evaluation of the rotor position sensors, more precisely resolvers, used for this purpose. A test bench for the characterization of these sensors, which is available at the Institute of Automotive Engineering, is optimized in several areas.

The first milestone is the reduction of electrical interference to increase the measurement accuracy in the area of sensor signal processing. For this purpose, a data acquisition box is designed and manufactured in which all measuring devices are subsequently installed. Influences which falsify the measurement results can thereby be minimized.

In the next step, an analysis of the vibrations occurring during the test operation is carried out. In the case of impermissibly high vibration velocities, suitable countermeasures are developed and subsequently evaluated.

Finally, a methodology is developed to shorten the long waiting times that arise through the development and manufacturing of adapters for new sensor types. Due to the different dimensions of the sensors, a new adapter had to be designed and manufactured for each type of sensor to be installed on the test bench, in order to be able to carry out measurements. To solve this problem, a variable resolver adapter is designed to allow sensors to be tested without expensive custom-made parts. A new type of sensor can therefore be characterized earlier.

Kurzfassung

Für die optimale Regelung von elektrischen Maschinen in Fahrzeugantrieben ist eine präzise Erfassung der Rotorlage notwendig. Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Bewertung der hierfür eingesetzten Rotorlage-Sensoren, respektive Resolvern. Ein am Institut für Fahrzeugtechnik bestehender Prüfstand zur Charakterisierung dieser Sensoren wird in mehreren Bereichen optimiert.

Der erste Meilenstein stellt die Verminderung elektrischer Einstreuungen zur Erhöhung der Messgenauigkeit im Bereich der Sensorsignalverarbeitung dar. Dazu wird ein Datenerfassungsschrank konstruiert und gefertigt, in dem anschließend sämtliche Messeinrichtungen untergebracht werden. Einflüsse, welche die Messergebnisse verfälschen, können dadurch minimiert werden.

Im nächsten Schritt wird eine Analyse der Schwingungen durchgeführt, die während des Prüfbetriebs auftreten. Bei unzulässig hohen Schwinggeschwindigkeiten werden geeignete Gegenmaßnahmen erarbeitet und anschließend evaluiert.

Zuletzt wird eine Methodik entwickelt, um die langen Wartezeiten, die durch Entwicklung und Fertigung von Adaptern für neue Sensortypen entstehen, zu verkürzen. Aufgrund der unterschiedlichen Abmessungen der Sensoren musste bisher zur Montage am Prüfstand für jeden Sensortyp ein neuer Adapter konstruiert und gefertigt werden, um Messungen durchführen zu können. Zur Lösung dieses Problems wird ein variabler Resolveradapter entworfen, der es ermöglicht, Sensoren ohne aufwendige Sonderanfertigungen zu prüfen. Ein neuer Sensortyp kann dadurch effizienter charakterisiert werden.

Inhalt

Vorwort	i
Eidesstattliche Erklärung	ii
Abstract	iii
Kurzfassung	iv
Inhalt.....	v
Abkürzungen	vii
1 Einleitung.....	1
1.1 Prüfstand	1
1.2 Rotorlage-Sensoren.....	2
2 Optimierung des Prüfstands.....	4
2.1 Ausgangszustand	4
2.2 Datenerfassungsschrank	5
2.2.1 Anforderungen	5
2.2.2 Konzepte.....	5
2.2.3 Nutzwertanalyse.....	6
2.2.4 CAD Mock-Up	8
2.2.5 Berechnung	10
2.2.6 Konstruktion	20
2.2.7 Fertigung und Montage.....	32
2.3 Thermobox	36
2.3.1 Aufhängung der Thermoschläuche	36
3 Schwingungsanalyse und Auswuchten.....	38
3.1 Schwingungen	38
3.2 Rotoren.....	40
3.2.1 Rotoren mit starrem Verhalten	40
3.2.2 Rotoren mit nachgiebigem Verhalten	40
3.3 Unwucht	41
3.3.1 Unwuchtarten.....	41
3.4 Auswuchten.....	44
3.4.1 Gütestufen.....	44
3.4.2 Ein-Ebenen-Auswuchten	47
3.4.3 Zwei-Ebenen-Auswuchten.....	47
3.4.4 Mehr-Ebenen-Auswuchten	47

3.5	Bewertung des Schwingungszustands.....	48
3.6	Schwingungsanalyse am Rotorlage-Prüfstand	49
3.6.1	Verwendete Messtechnik.....	50
3.6.2	Offenes Wellenende.....	52
3.6.3	Resolveradapter Tamagawa Version 1.....	53
3.6.4	Resolveradapter Tamagawa Version 2.....	55
3.6.5	Fazit	65
4	Variabler Resolveradapter.....	66
4.1	Variabler Rotoradapter	67
4.2	Variabler Statorhalter.....	72
5	Zusammenfassung.....	76
	Abbildungsverzeichnis.....	I
	Tabellenverzeichnis	IV
	Literaturverzeichnis.....	V
	Anhang	VII

Abkürzungen

b	[Ns/m]	Dämpfungskonstante
B	[m]	Breite Datenerfassungsschrank
c	[N/m]	Federsteifigkeit
D	[-]	Dämpfungsgrad
EMS		Einmassenschwinger
F	[N]	Kraft
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
H	[m]	Höhe Datenerfassungsschrank
K	[m]	Tabellenwert Energiekette
L	[m]	Länge Datenerfassungsschrank
L _{B1} , L _{B2}	[m]	Bohrungsabstände
L _K	[m]	Länge der Energiekette
m	[kg]	Masse
M	[Nm]	Moment
ΔM	[m]	Mittenversatz Energiekette
R	[m]	Biegeradius Energiekette
RA		Resolveradapter
S	[m]	Verfahrweg
t	[s]	Zeit
T	[s]	Periodendauer
u	[kg]	Unwuchtmasse
U	[kgm]	Unwucht
U	[V]	Spannung
v _{eff}	[mm/s]	effektive Schwinggeschwindigkeit
γ	[rad]	Drehwinkel
ω, Ω	[1/s]	Winkelfrequenz

1 Einleitung

Elektrische Antriebe spielen eine immer größer werdende Rolle in unserer Mobilität und ohne diese wäre ein Erreichen der von der EU geforderten CO₂-Grenzwerte nicht machbar. Um die Effizienz von elektrischen Maschinen in KFZ Antrieben steigern zu können und so eine gute CO₂-Bilanz zu erhalten, ist die effiziente Regelung der elektrischen Maschinen in Fahrzeugantrieben von enormer Wichtigkeit. Neben der CO₂-Bilanz sind Punkte wie Fahrkomfort, Geräusch und Reichweite entscheidende Aspekte für eine optimale Regelung des Antriebsstrangs. Die Regelung selbst benötigt eine präzise Erfassung der Rotorlage der elektrischen Maschine. Diese erfolgt über Rotorlage-Sensoren.

1.1 Prüfstand

Am Institut für Fahrzeugtechnik befindet sich ein Prüfstand für die Evaluierung von Drehzahlsensoren elektrischer Traktionsantriebe. In Abbildung 1 ist der Aufbau des Prüfstands schematisch dargestellt. Referenzsensor und Testobjekt sind durch eine durchgehende Welle verbunden. Zwischen ihnen befindet sich die Lagerung. Angetrieben wird die Welle durch einen Elektromotor. Der Antrieb erfolgt direkt, ohne zwischengeschaltetes Getriebe. Die Auswirkungen von Ausrichtungsfehlern können durch ein System zur mechanischen Positionierung des Sensors untersucht werden. Das Testobjekt ist von einer Thermobox umgeben, die auf Temperaturen von -40°C abgekühlt und bis zu +160°C aufgeheizt werden kann. Das Kontrollzentrum bildet der zentrale Prüfstands-PC. Durch diesen erfolgt sowohl die Vorgabe des Antriebsmotors, als auch die Datenerfassung. Der zu bestimmende Messfehler wird durch Differenzenbildung der Signale des Referenzsensors und des Testobjekts ermittelt.

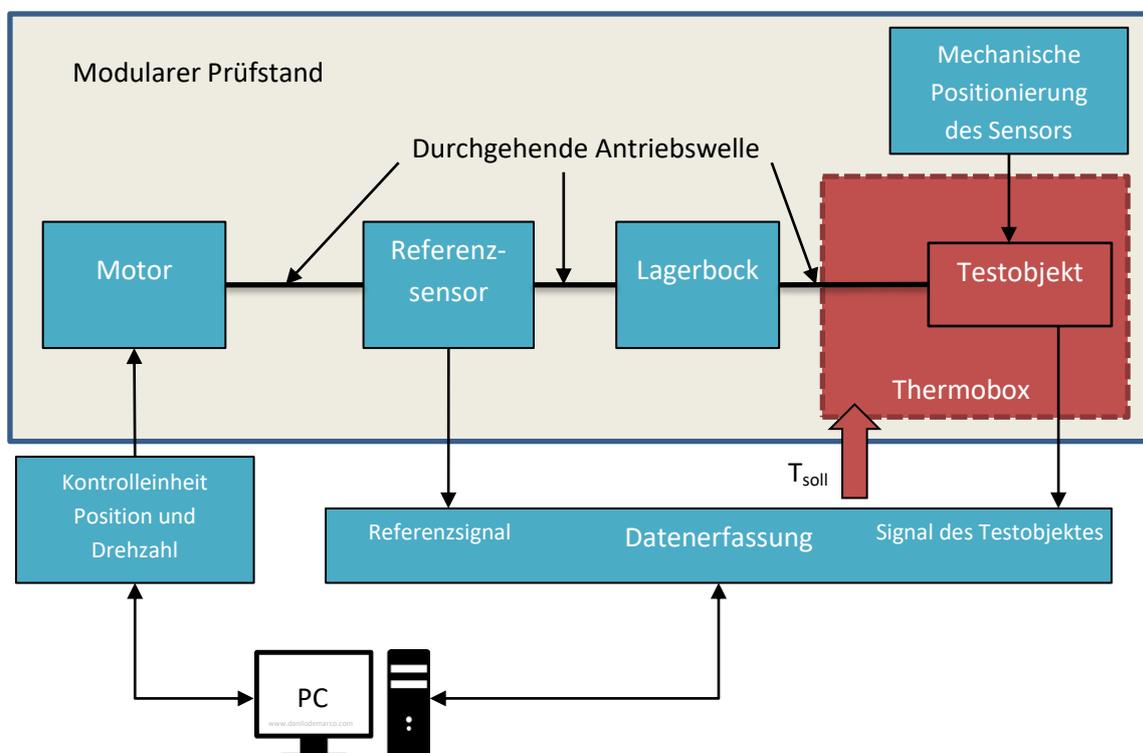


Abbildung 1: Schematischer Aufbau des Prüfstands [1]

1.2 Rotorlage-Sensoren

Rotorlage-Sensoren dienen zur Bestimmung der Absolutlage des Rotors, der Geschwindigkeit und anderer relevanter physikalischer Größen.

Die hier behandelten Resolver sind vom Typ mit variabler Reluktanz. Sie bestehen aus einem Stator und einem Rotor. Am Stator befinden sich Erregerwicklungen und Signalwicklungen, die als Sinus- und Cosinuswicklungen ausgeführt sind. Der Rotor besitzt einen über den Umfang veränderlichen Außendurchmesser. Abbildung 2 zeigt den schematischen Aufbau [25].

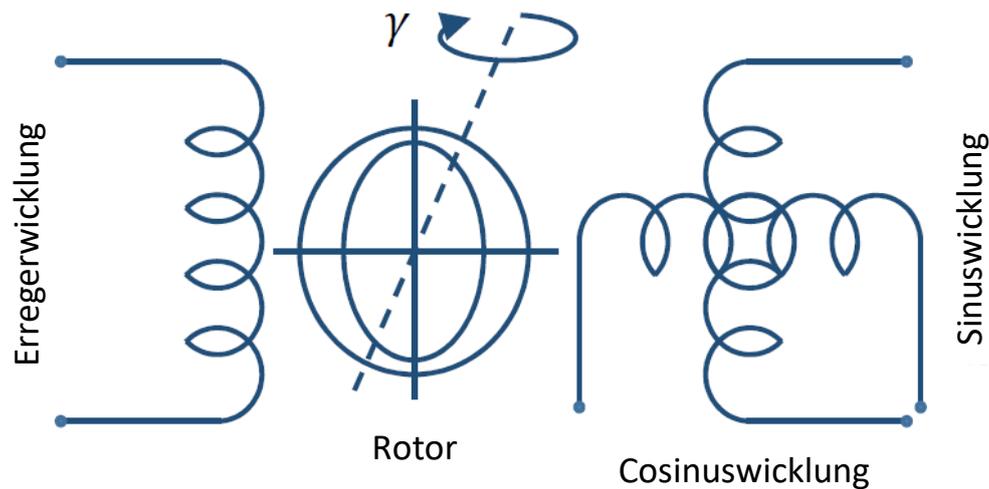


Abbildung 2: Schematischer Aufbau eines Resolvers mit variabler Reluktanz [25]

Vom Funktionsprinzip entspricht ein Resolver mit variabler Reluktanz einem Transformator mit veränderlichem Luftspalt. Der magnetische Fluss der Erreger-, Sinus- und Cosinuswicklungen ist über den Rotor verbunden. An die Erregerwicklung wird ein hochfrequentes, sinusförmiges Signal angelegt. Dreht sich der Rotor, so verändert sich der Luftspalt und damit die Reluktanz. Dadurch werden die Signale der Sinus- und Cosinuswicklung amplitudenmoduliert. Abbildung 3 zeigt die in den Sinus- und Cosinuswicklungen induzierten Spannungen [25].

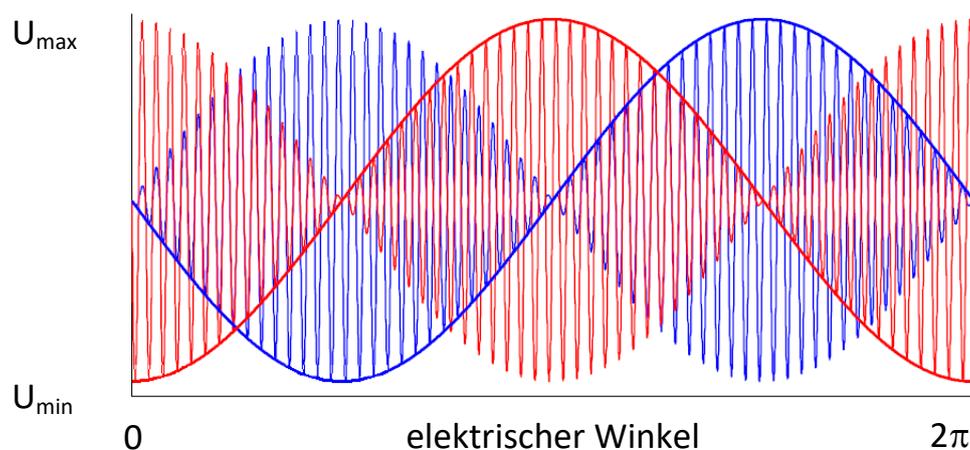


Abbildung 3: Spannungen (U) an den Sinus- und Cosinuswicklungen über eine Umdrehung (elektrisch) [25]

Die Signale E_{sin} und E_{cos} werden durch folgende Gleichungen beschrieben [25]:

$$E_{sin} = \hat{E} * \sin(\omega * t) * \sin(\gamma) \quad (1.1)$$

$$E_{cos} = \hat{E} * \sin(\omega * t) * \cos(\gamma) \quad (1.2)$$

$\sin(\omega * t)$...	Erregersignal	[-]
\hat{E}	...	Amplitude	[V]
γ	...	mechanischer Winkel	[rad]

Abbildung 4 zeigt eine vereinfachte Darstellung eines zehnpoligen Resolvers mit variabler Reluktanz. Am Stator befinden sich 24 Zähne, wobei sich auf einem Zahn bis zu 3 Wicklungen befinden können. Der Rotor besitzt eine sinusförmige Außenkontur [25].

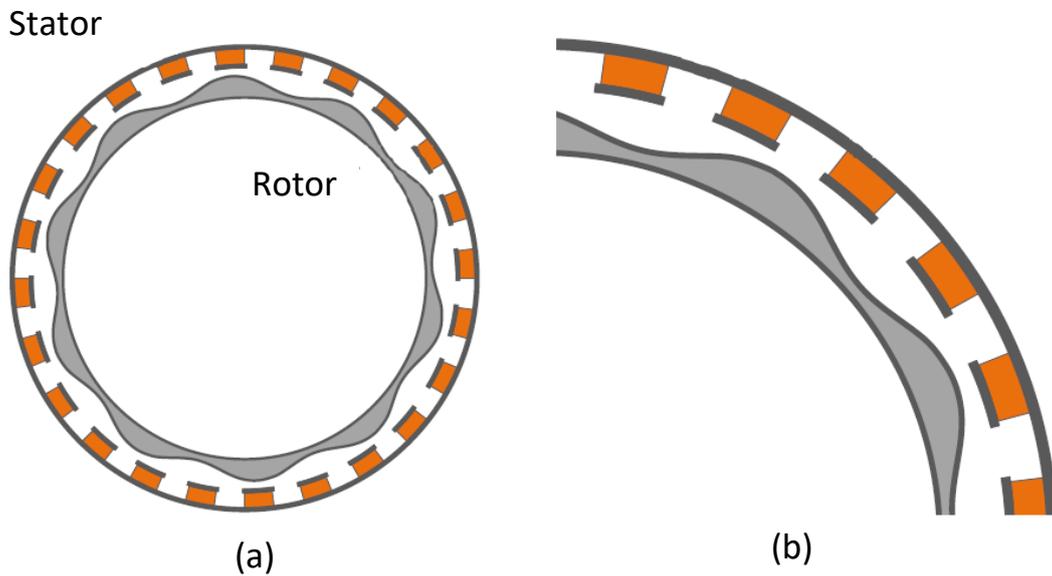


Abbildung 4: Schema zehnpoliger Resolver mit variabler Reluktanz (a) mit Detail (b) [25]

Das Ausgangssignal kann durch verschiedene Einflüsse gestört werden. Dazu gehören elektromagnetische Einflüsse durch die elektrische Maschine, die Kabelführung oder die Signalverarbeitung sowie mechanische Einflüsse wie Abweichungen von der idealen Ausrichtung zwischen Rotor und Stator [25].

2 Optimierung des Prüfstands

2.1 Ausgangszustand

In der ursprünglichen Prüfstandskonfiguration befand sich ein Teil der Messgeräte und Netzteile direkt auf dem Prüftisch, der andere Teil auf einem Ablagefach darunter. Wie in Abbildung 5 und Abbildung 6 zu sehen ist, wurde bei der Kabelführung keine Trennung der spannungsführenden Leitungen und der Signalleitungen vorgesehen. Elektromagnetische Einstreuungen durch die Spannungsversorgung und sonstige elektrische Einflüsse in den Messleitungen waren die Folge.

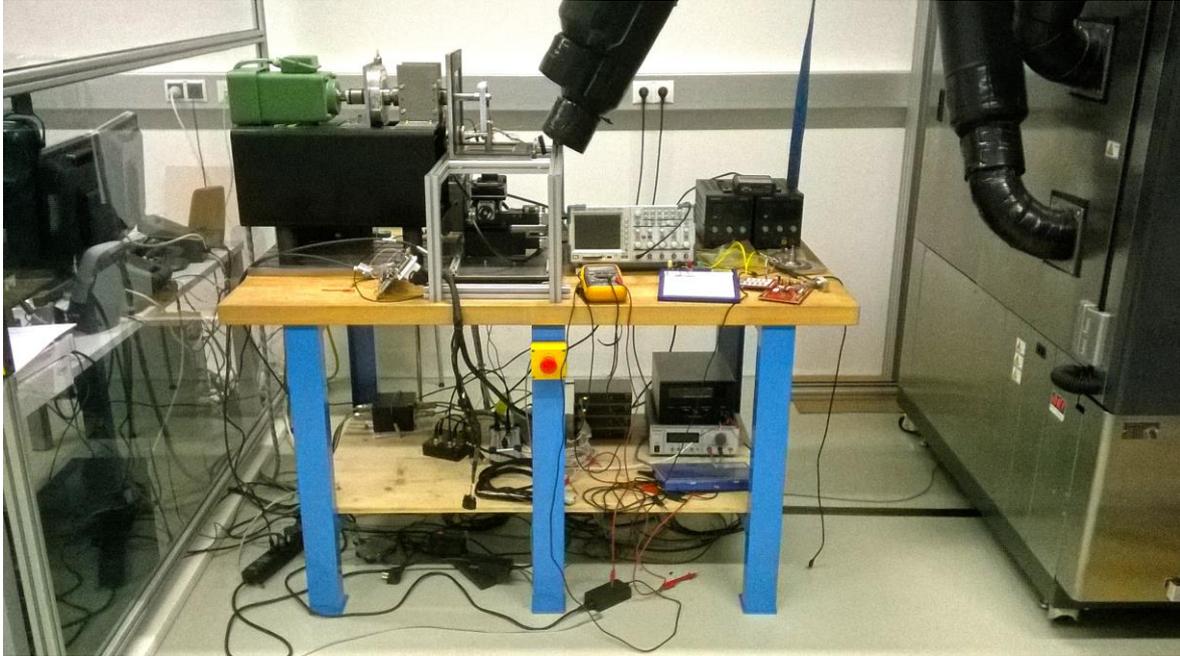


Abbildung 5: Ausgangszustand Prüfstand Vorderansicht

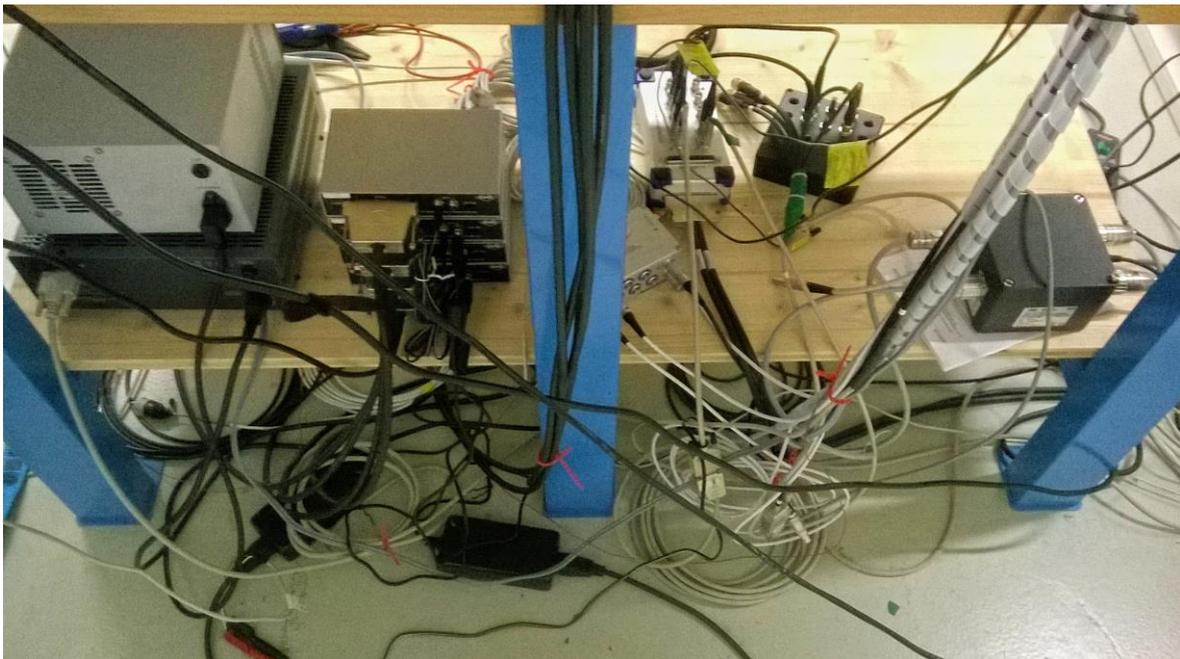


Abbildung 6: Ausgangszustand Prüfstand Rückansicht

2.2 Datenerfassungsschrank

Aufgrund der Anforderung, präzisere Messungen mit kleineren Signalpegeln durchführen zu können, bedarf es einer Minimierung der elektrischen Einstreuungen. Die Folge ist die örtliche Trennung von Messgeräten und Netzteilen. Es soll ein Datenerfassungsschrank konstruiert werden, welcher sämtliche Messgeräte beinhaltet. Das Ablagefach unter dem Prüftisch stellt einen geeigneten Platz zur Unterbringung der Netzteile dar.

2.2.1 Anforderungen

Folgende Anforderungen wurden bei der Auslegung berücksichtigt:

- ausreichend Platz zur Unterbringung aller vorhandenen Messgeräte
- möglichst kleiner Abstand zum Testobjekt, da die Kabellängen an den Resolvern, aufgrund der Anordnung der Komponenten im Fahrzeug, sehr kurz sind
- flexibler Innenaufbau
- Zugänglichkeit von allen Seiten
- hohe Stabilität
- Schwingungsentkopplung vom Prüfstand
- Erweiterbarkeit im Falle eines Umbaus
- rasche Umsetzung

2.2.2 Konzepte

Für die Konstruktion des Datenerfassungsschranks wurde das Aluminiumprofil-Baukastensystem von „item“ verwendet. Die Profile bestehen aus eloxiertem, hochfestem Aluminium [2]. Durch die Vielzahl an verfügbaren Komponenten, die sich modular miteinander kombinieren lassen, ist der Aufbau in sehr kurzer Zeit zu bewerkstelligen. Die Zeitersparnis bei Planung und Fertigung, verglichen mit einer herkömmlichen Schweißkonstruktion aus Stahl- oder Aluprofilen, ist beträchtlich. Zudem können die Anforderungen an die Erweiterbarkeit und Flexibilität des Datenerfassungsschranks mit diesem System einwandfrei erfüllt werden.

Im nächsten Schritt musste festgelegt werden, wie der Datenerfassungsschrank befestigt wird. Dazu wurden vier verschiedene Konzepte erarbeitet, die in Abbildung 7 zu sehen sind.

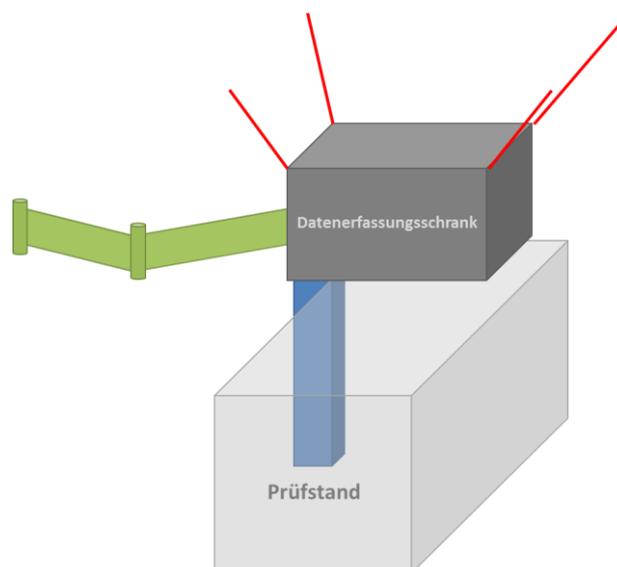


Abbildung 7: Konzepte zur Befestigung des Datenerfassungsschranks

Naheliegender war es, den Datenerfassungsschrank direkt am Prüftisch neben dem Prüfaufbau zu platzieren. Durch die starre Verbindung würden allerdings Schwingungen, die während des Prüfbetriebs auftreten, direkt übertragen werden. Diese können unter Umständen zu Schäden an elektronischen Bauteilen führen. Es bestünde die Möglichkeit den Datenerfassungsschrank durch eine geeignete Lagerung zu entkoppeln, beispielsweise durch eine Luftlagerung. Jedoch wäre der Aufwand für eine solche Lagerung recht hoch. Es müsste ein Kompressor sowie ein Druckspeicher installiert werden, um die notwendige Druckluft bereitzustellen.

Eine sehr einfache Lösung wäre die Befestigung an der Decke mit Hilfe von Stahlseilen (in Abbildung 7 rot gekennzeichnet). Dazu müssten in der Decke lediglich vier Bolzenanker angebracht werden. Allerdings erfolgt die Stabilisierung nur über das Eigengewicht. Es könnte somit zu Schwingungen des Datenerfassungsschranks kommen, welche die Bedienung der Messgeräte erschweren.

Auch eine Wandmontage mittels eines Tragarmes wäre denkbar (in Abbildung 7 grün gekennzeichnet). Der Datenerfassungsschrank könnte durch die Drehgelenke verschoben werden, wodurch eine höhere Flexibilität erreicht wird. Die Kabelführung gestaltet sich bei dieser Variante jedoch als schwierig, da nach wie vor auf kurze Leitungslängen zu achten ist.

Das in Abbildung 7 blau gekennzeichnete Konzept, sieht eine Montage auf einer Plattform vor, die über einen Steher mit dem Boden verbunden ist. Vorteile dieser Variante sind die einfache Montage und die unkomplizierte Kabelführung.

2.2.3 Nutzwertanalyse

Eine bewährte Methode um komplexe Entscheidungen zu treffen, ist die Nutzwertanalyse. In diesem Fall wurde sie angewandt um möglichst objektiv das beste Konzept auswählen zu können. Das Gesamtproblem wird in Teilprobleme aufgeteilt. Durch die Betrachtung und Bewertung der einzelnen Kriterien für jede der vier Lösungen wird die Bevorzugung einer bestimmten Lösung weitestgehend vermieden.

Im ersten Schritt werden Kriterien ausgewählt, anhand deren sich die Konzepte vergleichen lassen. Dabei ist darauf zu achten, dass die Bewertungskriterien das Entscheidungsproblem möglichst vollständig beschreiben [3]. Folgende zehn aussagekräftige Kriterien wurden definiert:

- Zugänglichkeit
- Bedienungsfreundlichkeit
- Schwingungsentkopplung
- Montagefreundlichkeit
- Komplexität
- Kosten
- Kabelführung
- Platzbedarf
- Umsetzungsdauer
- Robustheit

Die Gewichtung der Kriterien wurde durch paarweisen Vergleich ermittelt. Die Idee des paarweisen Vergleichs beruht, ähnlich wie bei der Nutzwertanalyse, auf der Aufteilung der Gesamtaufgabe in Einzelentscheidungen. Konkret werden dabei immer 2 Kriterien miteinander verglichen, wobei die Entscheidung nur darin besteht, ob Kriterium A wichtiger (1 Punkt), gleich (0,5 Punkte) oder

unwichtiger (0 Punkte) als Kriterium B ist. Die Gegenfrage entfällt, denn ist Kriterium A wichtiger als Kriterium B, folgt daraus Kriterium B muss unwichtiger sein als Kriterium A. Ist der Vergleich aller Kriterien abgeschlossen, werden die Punkte addiert. Die Höhe der Summe spiegelt das Gewicht, also die Bedeutsamkeit, der einzelnen Kriterien wieder. Je höher die Summe, desto wichtiger [4]. Das Ergebnis des paarweisen Vergleichs ist Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien

		...wichtiger (1), gleich (0.5) oder unwichtiger (0) als...											
Vergleich der Kriterien		Zugänglichkeit	Bedienungsfreundlichkeit	Schwingungsentkopplung	Montagefreundlichkeit	Komplexität	Kosten	Kabelführung	Platzbedarf	Umsetzungsdauer	Robustheit	Punkte-summe	Rang-folge
Bezüglich Kriterium X ist...	Zugänglichkeit	-	1	1	1	0,5	1	1	1	1	0	7,5	1
	Bedienungsfreundlichkeit	0	-	0,5	1	1	1	1	1	1	0,5	7	2
	Schwingungsentkopplung	0	0,5	-	1	0,5	0,5	1	1	1	0	5,5	4
	Montagefreundlichkeit	0	0	0	-	0,5	0,5	0	0	0	0,5	1,5	10
	Komplexität	0,5	0	0,5	0,5	-	0,5	0	0	0	0	2	9
	Kosten	0	0	0,5	0,5	0,5	-	1	1	1	1	5,5	5
	Kabelführung	0	0	0	1	1	0	-	0,5	1	0,5	4	6
	Platzbedarf	0	0	0	1	1	0	0,5	-	1	0	3,5	7
	Umsetzungsdauer	0	0	0	1	1	0	0	0	-	0	2	8
	Robustheit	1	0,5	1	0,5	1	0	0,5	1	1	-	6,5	3

Zur Bewertung der festgelegten Kriterien ist es notwendig eine Skala zu wählen. Die 10-Punkte Skala ist intuitiv und bietet eine gute Übersichtlichkeit. Um eine einheitliche Bewertung zu gewährleisten und unbewusste Beeinflussung bestmöglich zu vermeiden, ist es sinnvoll, Bewertungskorridore zu definieren. Das bedeutet, den Punktgruppen 0, 1 bis 3, 4 bis 6, 7 bis 9 und 10 wird eine Bedeutung zugewiesen (siehe Tabelle 2) [4].

Tabelle 2: Beschreibung der Bewertungskorridore einer 10 Punkte Skala [4]

Punkte	Beschreibung
0	Kriterium ist nicht erfüllt
1 bis 3	Kriterium ist unzureichend und nur mit erheblichen Mängeln erfüllt
4 bis 6	Kriterium ist hinreichend, aber mit Mängeln erfüllt
7 bis 9	Kriterium ist in gutem Umfang erfüllt
10	Kriterium ist in sehr gutem Umfang erfüllt

Im nächsten Schritt wurde jedes Konzept Kriterium für Kriterium bewertet. Die Bewertungspunkte wurden im Anschluss mit dem normierten Gewicht multipliziert. Jenes Konzept mit der größten Summe der Punktwerte bietet demnach den höchsten Nutzwert. Das Ergebnis der Analyse ist in Tabelle 3 zu sehen.

Tabelle 3: Ergebnis der Nutzwertanalyse

Varianten Bewertungskriterien	Gewichtung	normiertes Gewicht [%]	Montage Prüftisch (Luftlagerung)		Montage Decke (Stahlselle)		Montage Wand (Tragarm)		Montage Boden (Steher)	
			Bewertung	Punktwert	Bewertung	Punktwert	Bewertung	Punktwert	Bewertung	Punktwert
			Zugänglichkeit	7,5	16,67	10	1,67	10	1,67	6
Bedienungsfreundlichkeit	7	15,56	8	1,24	4	0,62	6	0,93	10	1,56
Schwingungsentkopplung	5,5	12,22	4	0,49	10	1,22	9	1,10	8	0,98
Montagefreundlichkeit	1,5	3,33	8	0,27	6	0,20	7	0,23	9	0,30
Komplexität	2	4,44	2	0,09	10	0,44	5	0,22	8	0,36
Kosten	5,5	12,22	3	0,37	10	1,22	3	0,37	8	0,98
Kabelführung	4	8,89	9	0,80	4	0,36	7	0,62	9	0,80
Platzbedarf	3,5	7,78	10	0,78	10	0,78	4	0,31	7	0,54
Umsetzungsdauer	2	4,44	2	0,09	8	0,36	7	0,31	6	0,27
Robustheit	6,5	14,44	3	0,43	7	1,01	6	0,87	9	1,30
Summe (max. Summe = 10)				6,22		7,88		5,97		8,74
Rang				3		2		4		1

Die Entscheidung wurde zugunsten jenes Konzepts getroffen, bei dem der Datenerfassungsschrank auf einer Plattform montiert wird, die über einen Steher mit dem Boden verbunden ist.

2.2.4 CAD Mock-Up

Um die Abmessungen des Datenerfassungsschranks festlegen zu können, wurden im ersten Schritt alle Komponenten, die darin verbaut werden sollen, vermessen. Mit den abgenommenen Maßen wurden mittels CAD Platzhalter konstruiert. Die Komponenten und Maße sind Tabelle 4 zu entnehmen. Die Anordnung der Komponenten wurde so gewählt, dass möglichst wenige Kabel von einer Ebene zur anderen verlegt werden müssen. Als Hilfestellung diente ein Schemabild der Verschaltung des Messaufbaus (siehe Abbildung 8).

Tabelle 4: Abmessungen der Messtechnik-Komponenten

Komponente	Abmessungen [mm]		
	Länge	Breite	Höhe
Fahrzeug ECU	200	135	20 (80)
Evaluation ECU	165	165	25
Dewetron Messkarte	180	94	65 (150)
Filter analog	120	120	65 (120)
Dewetron Zusatzmodul	130	75 (160)	55
Vector Serial Base Module	115	170	35 (105)
Baumer Hübner Sensorbox	120 (270)	120	85

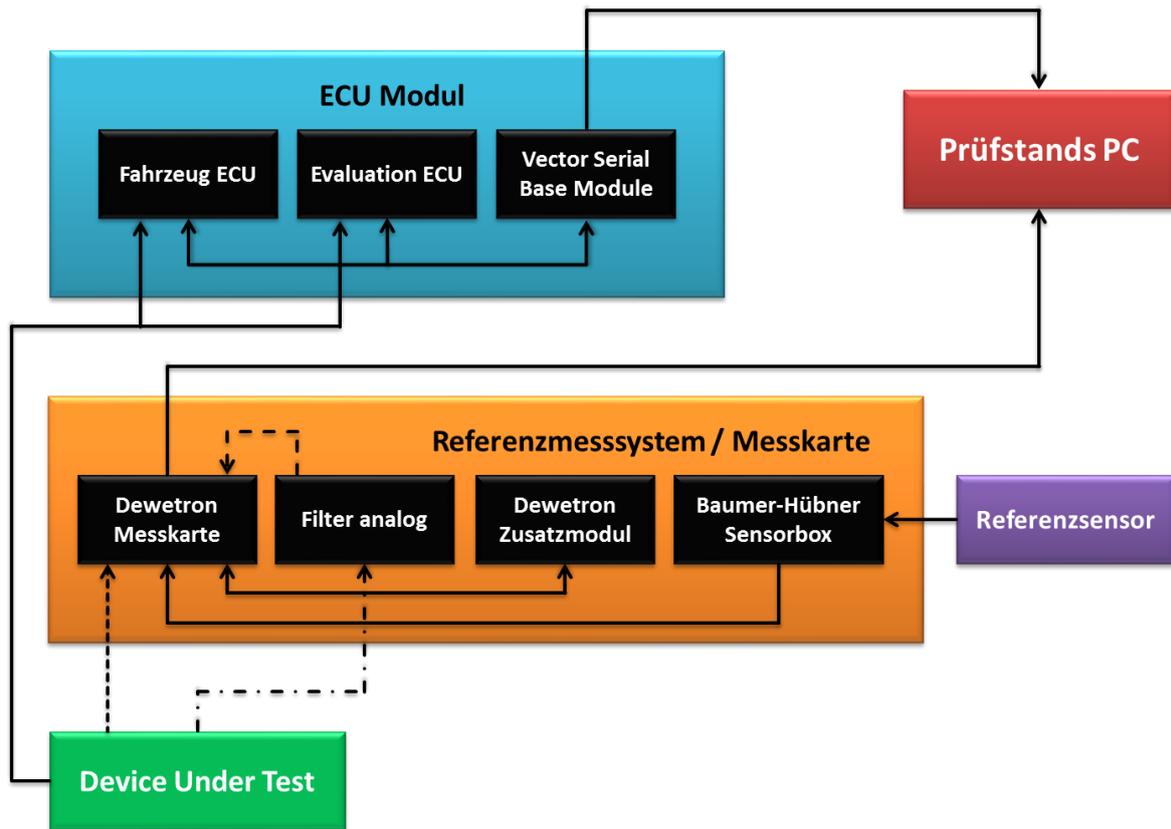


Abbildung 8: Schemabild Messaufbau

Der Datenerfassungsschrank beinhaltet 3 Ebenen, eine für das ECU Modul, eine für das Referenzmesssystem und die dritte Ebene dient als Reserve für eventuelle Erweiterungen des Prüfstands. Daraus wurde eine erforderliche Höhe von 460 mm ermittelt. Um den vorhandenen Platz optimal auszunutzen, war es sinnvoll Länge und Breite entsprechend der freien Fläche am Prüftisch zu wählen. Das Ergebnis des ersten Mock-Ups ist in Abbildung 9 zu sehen.

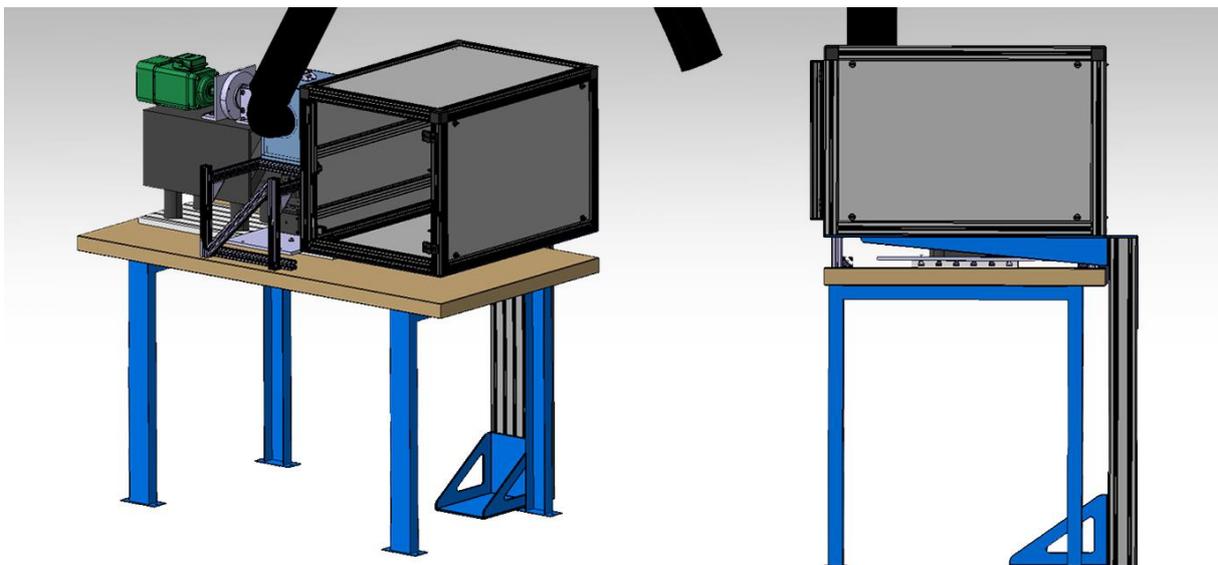


Abbildung 9: Erstes CAD Mock-Up

Bei genauer Betrachtung der Platzverhältnisse wurde klar, dass es für die Umrüstung des Prüfstands von Vorteil wäre, den Datenerfassungsschrank verschiebbar auszuführen. Durch den geringen Abstand zwischen Messschrank und der Halterung der Thermobox wäre die Zugänglichkeit bei Arbeiten am Prüfling oder am Verstell-System stark eingeschränkt.

Folglich musste eine Möglichkeit gefunden werden, um den Datenerfassungsschrank verschieben zu können, ohne die gute Zugänglichkeit und die hohe Stabilität des Konzepts zu verschlechtern.

2.2.5 Berechnung

Durch die geänderten Anforderungen war es notwendig, die bestehende Konstruktion zu modifizieren. Die vorhandene Baugruppe wurde in zwei Unterbaugruppen aufgeteilt. Eine am Boden verankerte Trägerkonstruktion bildet die Unterbaugruppe „Halterung Datenerfassungsschrank“. Sie besteht aus zwei Aluminiumprofilen als Stehern, die mit Stahlwinkeln am Boden verschraubt werden. Wie in Abbildung 10 zu sehen ist, werden die beiden Steher mit den Führungsprofilen der Laufrollen verbunden, auf denen der Datenerfassungsschrank gelagert ist. Der Datenerfassungsschrank selbst bildet die zweite Unterbaugruppe, an der die Laufrollen befestigt werden.

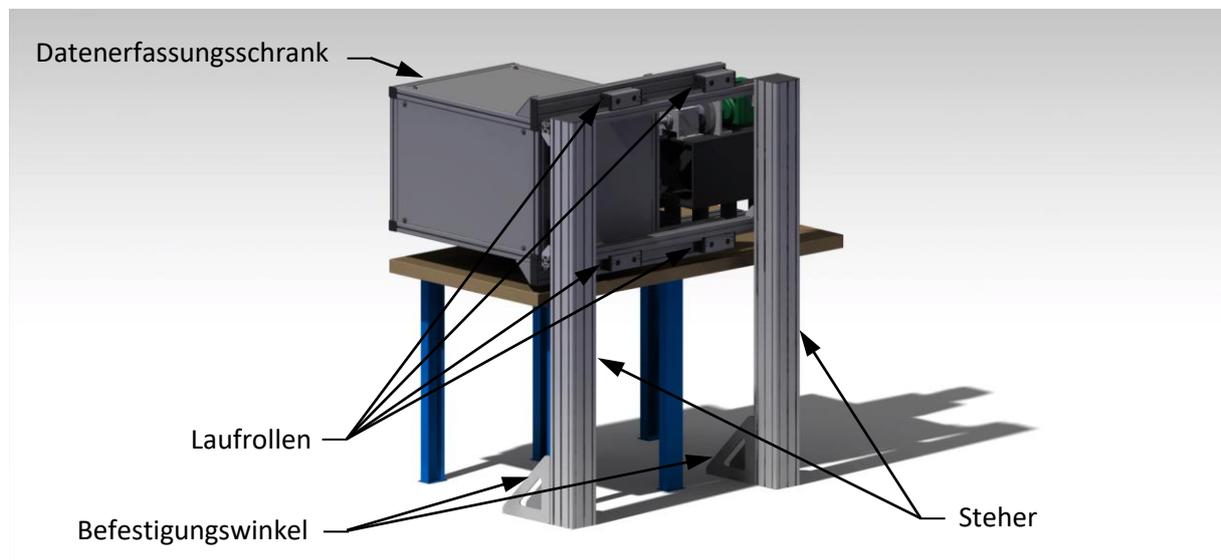


Abbildung 10: Rückansicht Datenerfassungsschrank verschiebbar

2.2.5.1 Laufrollen

Um das richtige Modell auszuwählen, musste die Belastung auf die Laufrollen berechnet werden. Dazu wurde aus dem realen System ein vereinfachtes Rechenmodell abstrahiert (siehe Abbildung 11).

Folgende Annahmen liegen der Berechnung zugrunde:

- Der Schwerpunkt des Körpers wurde in Raummitte des Quaders angenommen.
- Die Kraftangriffspunkte liegen genau an den Ecken des Quaders.
- Da die Gesamtmasse des Datenerfassungsschranks nicht bekannt war, wurde eine Auslegungsmasse definiert, die sich aus Eigenmasse der Sensorbox, den Einbauten, den verbauten Kabeln und einer Masse, die aus unsachgemäßen Gebrauch resultiert, zusammensetzt.

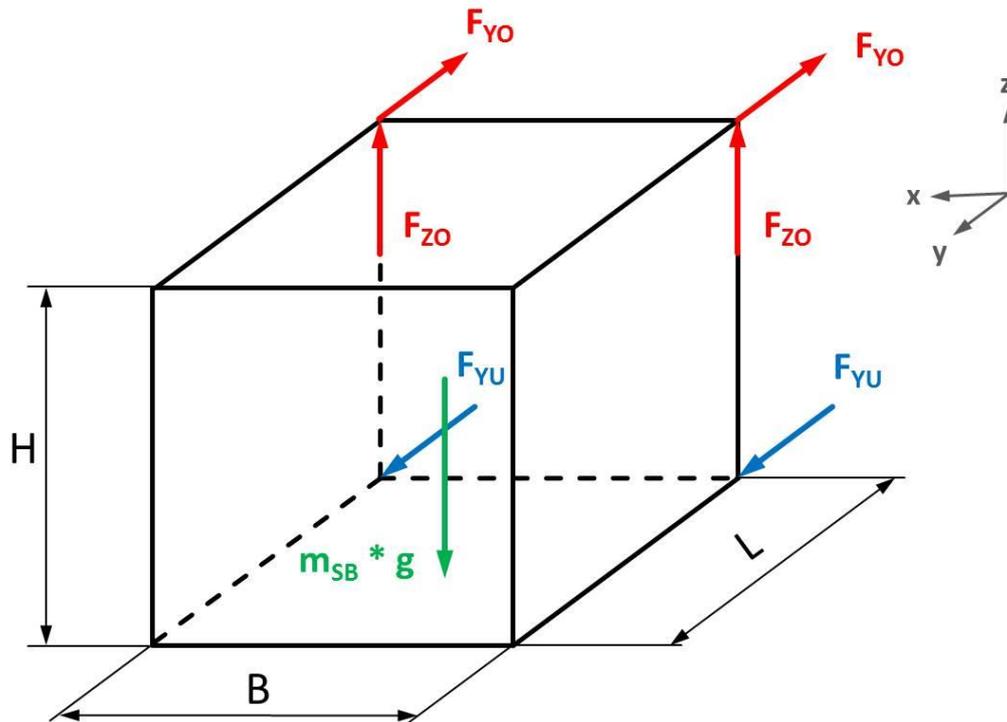


Abbildung 11: Abstraktion zur Laufrollenberechnung

Aus der Auslegungsmasse m_{SB} und den Abmessungen wurden die unbekanntes Auflagerkräfte in y- und z-Richtung ermittelt:

$$\sum F_z = 0 = -m_{SB} * g + 2 * F_{zo} \quad (2.1)$$

$$\sum M_{xo} = 0 = m_{SB} * g * \frac{L}{2} - 2 * F_{yu} * H \quad (2.2)$$

$$\sum F_y = 0 = -2 * F_{yo} + 2 * F_{yu} \quad (2.3)$$

Die Lösung des Gleichungssystems führt zu:

$$\text{aus (2.4)} \quad F_{zo} = \frac{1}{2} * m_{SB} * g \quad (2.5)$$

$$\text{aus (2.6)} \quad F_{yu} = \frac{1}{4} * m_{SB} * g * \frac{L}{H} \quad (2.7)$$

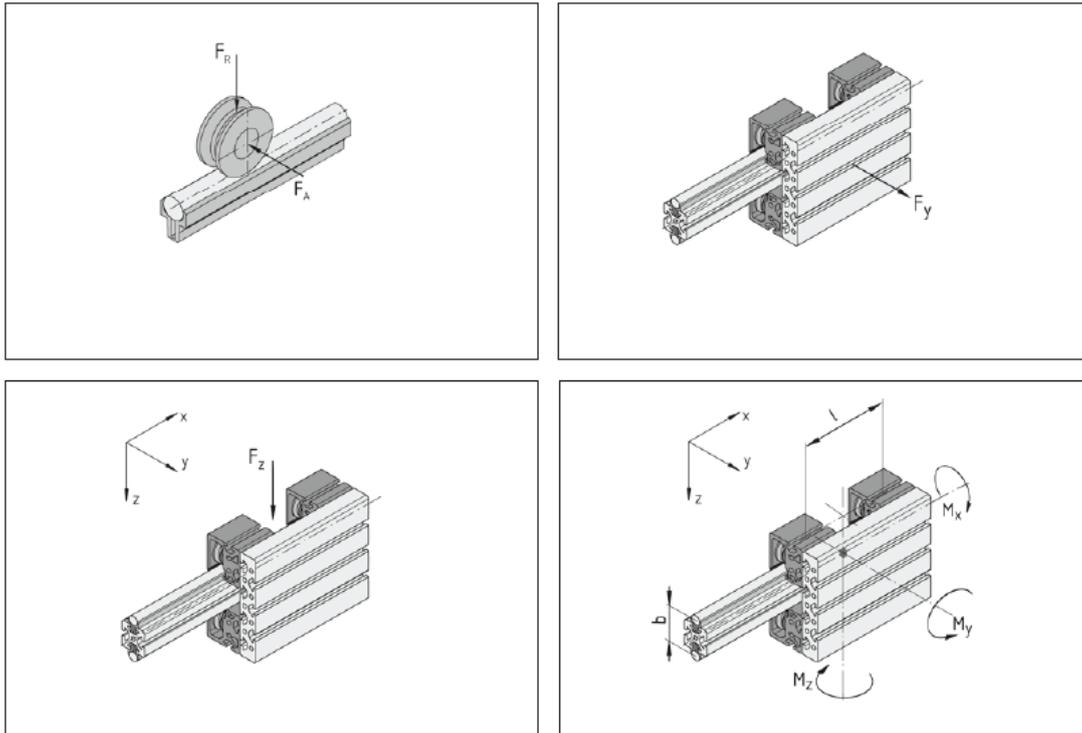
$$\text{aus (2.8)} \quad F_{yo} = F_{yu} \quad (2.9)$$

Das auf ein Doppellagerpaar wirkende Moment berechnet sich aus der Auslegungsmasse und dem Hebelarm bezüglich der x-Achse:

$$M_{xDLE} = m_{SB} * g * \frac{L}{2} \quad (2.10)$$

Abbildung 12 zeigt die Angaben für die höchstzulässigen Belastungen der item Doppellagereinheiten.

Anmerkung: g bezeichnet die Erdbeschleunigung und wurde mit einem Wert von $9,81 \text{ m/s}^2$ in der Berechnung berücksichtigt.



	5 D6 / 8 D6	8 D10	8 D14	8 D25
F_A	80 N	220 N	400 N	1300 N
F_R	200 N	650 N	1200 N	3800 N
F_y	320 N	880 N	1600 N	5200 N
F_z	400 N	1300 N	2400 N	7600 N
M_x	160 N × b	440 N × b	800 N × b	2600 N × b
M_y	200 N × l	650 N × l	1200 N × l	3800 N × l
M_z	160 N × l	440 N × l	800 N × l	2600 N × l

Laufstrecke bei max. Belastung: 10.000 km
max. Geschwindigkeit: 10 m/s

Längenangaben b und l in m

Bei Verwendung von rostfreien Wellen und Laufrollen sind die zulässigen Belastungswerte um 25% zu reduzieren!

Abbildung 12: Belastungsangaben für item Doppellagereinheiten [5]

Für die Berechnung der zuvor hergeleiteten Gleichungen wurde in Excel ein Berechnungsblatt erstellt. Das Ergebnis ist der Tabelle 5 zu entnehmen. Die kritische Größe für die Auswahl der Doppellagereinheiten ist das, aufgrund des großen Hebelarms der angreifenden Kräfte, wirkende Moment. Die Wahl fiel auf die Lagereinheit „8D14“. Deren Belastungsfähigkeit deckt sich am besten mit den gestellten Anforderungen.

Tabelle 5: Berechnungsergebnisse für die Auslegung der Doppellagereinheiten

Technische Daten		Annahmen zur Auslegungsmasse m_{SB}	
Länge	L= 800 mm	Eigenmasse der Sensorbox	60 kg
Breite	B= 600 mm	Einbauten	10 kg
Höhe	H= 550 mm	Kabel	10 kg
Auslegungsmasse	m_{SB} = 160 kg	Belastung durch Hantieren	80 kg
		Summe	160 kg

Auflagerkräfte und Momente		Zulässige Werte (für Doppellagereinheit)			
		8D10	8D14	8D25	
Lager oben	F_{Y0} = 571 N	Seitenkraft F_Y = 440	800	2600	N
	F_{Z0} = 785 N	Traglast F_Z = 1300	2400	7600	N
Lager unten	F_{YU} = 571 N	Moment M_X = 242	440	1430	Nm
Moment (pro DLE)	M_{XDLE} = 314 Nm				

2.2.5.2 Steher und Befestigungswinkel

Die Berechnung der Steher erfolgte nach dem Kriterium der maximalen Verformung. Der Datenerfassungsschrank sollte bei Nennlast am äußersten Punkt eine Verschiebung von maximal 0,5 mm aufweisen. Um die notwendigen Kabelführungskomponenten am Steher befestigen zu können, wurde eine minimale Seitenlänge des Profils von 120 mm definiert. Für den ersten Iterationsschritt wurde ein item-Profil der Reihe 8 mit einem Querschnitt von 120 x 120 mm gewählt (siehe Abbildung 13).

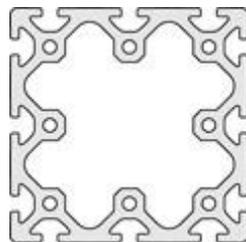


Abbildung 13: Profil 8, 120 x 120 [6]

Bei den Befestigungswinkeln handelt es sich um Schweißkonstruktionen aus Stahlblech. Die Befestigungswinkel für die Montage am Boden weisen eine Materialstärke von 5 mm auf. Bei den Montagewinkeln der Führungsprofile beträgt die Materialstärke 4 mm.

Die Verformungen wurden mit Hilfe der Finiten Elemente Methode berechnet. Das Grundprinzip beruht auf einer Aufteilung des Körpers in eine endliche Anzahl an Teilkörpern (finiten Elementen). Innerhalb dieser Teilkörper werden Ansatzfunktionen definiert, mit denen das physikalische Verhalten, aufgrund der einfachen Geometrie, gut berechnet werden kann. Die Diskretisierung erfolgt automatisch mit Hilfe eines Software Pakets. Für die Berechnung dieses Modells wurde das FEM-Tool von CATIA V5R19 [26] verwendet. Dazu wurden zuerst alle notwendigen Komponenten mittels CAD modelliert. Nach dem Importieren in das FEM-Tool wurden die Kontaktbedingungen zwischen den Bauteilen definiert. Anschließend erfolgten das Hinzufügen der Nahtschweißverbindungen und die Definition der Randbedingungen. Die Verbindung von Befestigungswinkel und Boden wurde durch eine starre Einspannung modelliert. Die an den Montagewinkeln der Führungsprofile angreifenden Kräfte entsprechen den Schnittkräften aus Tabelle 5. Um das Auslegungskriterium, also die Verschiebung der vordersten Kante des

Datenerfassungsschranks, überprüfen zu können, wurde ein starrer Zeiger modelliert. Dieser wurde am oberen Montagewinkel positioniert und entspricht in der Länge den Abmessungen des Datenerfassungsschranks. Für die Vernetzung der Körper wurden parabolische Tetraeder gewählt. Diese bieten, im Vergleich zu linearen Tetraedern, den Vorteil der besseren mathematischen Näherung. Der Datenerfassungsschrank wurde bei dieser Betrachtung vernachlässigt bzw. als starr angenommen. Aufgrund der sehr steifen Konstruktion des Datenerfassungsschranks ist der dadurch verursachte Fehler sehr klein und die Vereinfachung zulässig.

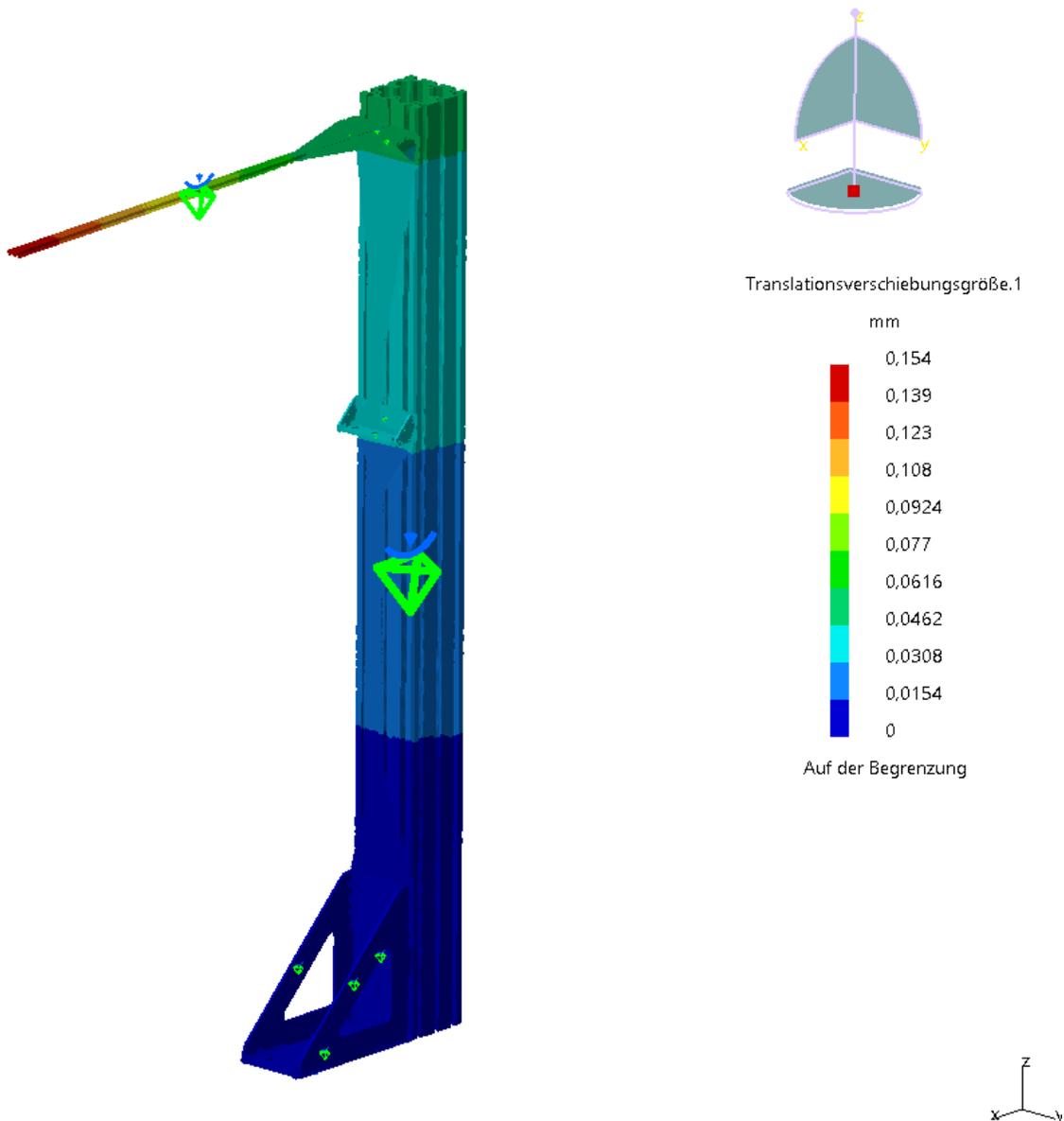


Abbildung 14: Ergebnis der FE-Berechnung, Verschiebungen

Abbildung 14 zeigt die mit Hilfe der Finiten Elemente Methode berechneten Verschiebungen. Ausschlaggebend für die Beurteilung der Konstruktion war die Verschiebung am äußersten Ende des starren „Zeigers“, die 0,154 mm beträgt. Der geforderte Grenzwert von 0,5 mm wurde somit deutlich unterboten und ein weiterer Iterationsschritt war somit überflüssig.

Die Genauigkeit der FE-Berechnung hängt unter anderem stark von der Netzfeinheit ab. Je kleiner die finiten Elemente sind, desto genauer die Ergebnisse. Allerdings steigt der Rechenaufwand mit

sinkender Elementgröße stark an. Um diesem Problem entgegenzuwirken, wurden zur Ermittlung der Spannungen in den Befestigungswinkeln die Baugruppen abstrahiert. Die für die Festigkeitsberechnung relevanten Bauteile sind die Versteifungsbleche der Befestigungswinkel. Die Schweißnähte und die Befestigungsbleche wurden in der Berechnung vernachlässigt. Ziel der Berechnung war die Ermittlung der maximalen Spannung bzw. der Spannungsverteilung. Abbildung 15 und Abbildung 16 zeigen die Ergebnisse der Berechnung. Bei dem Versteifungsblech des Bodenbefestigungswinkels sind die Spannungen erwartungsgemäß sehr gering. Die Höchstwerte liegen im Bereich von 15 N/mm^2 . Das Versteifungsblech des Befestigungswinkels der Führungsprofile zeigt ein ähnliches Verhalten. Die Belastung ist hier geringfügig höher mit Höchstwerten im Bereich von 35 N/mm^2 . Da es sich um eine weitgehend statische Belastung handelt, sind diese Werte völlig unbedenklich. Die zulässige Höchstbelastung des verwendeten Werkstoffs (E355) liegt für diesen Lastfall bei 100 N/mm^2 [18].

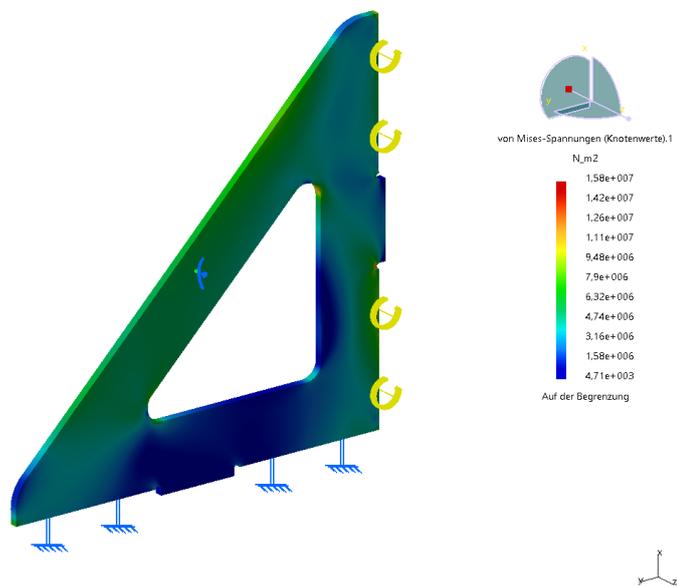


Abbildung 15: Spannungen im Versteifungsblech der Bodenbefestigungswinkel

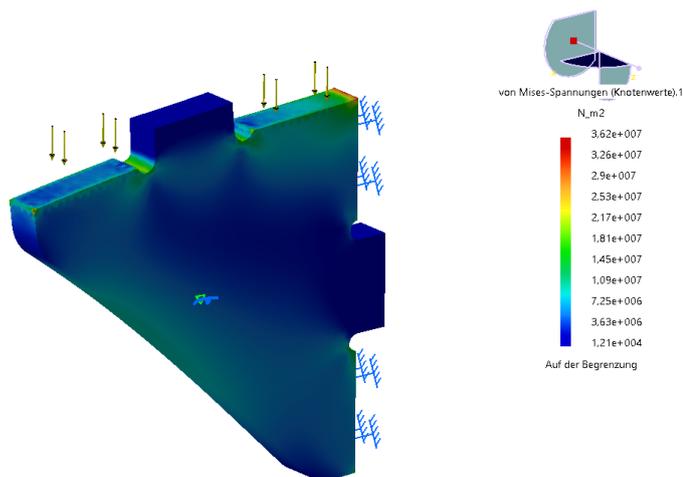


Abbildung 16: Spannungen im Versteifungsblech der Befestigungswinkel der Führungsprofile

Der letzte Teil der Berechnung umfasste die Auslegung der Schwerlastanker, mit denen die Befestigungswinkel im Boden befestigt wurden. Die wirkenden Kräfte wurden mittels eines vereinfachten Modells berechnet. Folgende Annahmen wurden getroffen:

- Der Schwerpunkt des Körpers wurde in der Mitte des Datenerfassungsschranks angenommen.
- Als Belastung wurde, wie bereits zur Berechnung der Laufrollen, die Auslegungsmasse m_{SB} herangezogen.
- Um das Worst-Case-Szenario abzubilden, wirkt die Belastung nur auf einen der beiden Steher. Aufgrund der ungleichmäßigen Verteilung der Kräfte auf die Steher beim Verschieben des Datenerfassungsschranks, stellt dies eine gute Näherung dar.

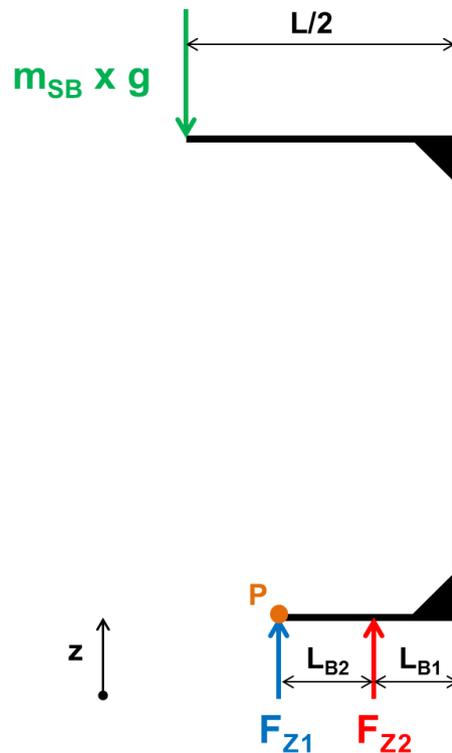


Abbildung 17: Skizze zur Auslegung der Schwerlastanker

Aus der Auslegungsmasse und den gegebenen Abmessungen sollen die unbekanntnen Schraubenkräfte F_{Z1} und F_{Z2} berechnet werden. Das in Abbildung 17 dargestellte System führt auf folgendes Gleichungssystem:

$$\sum F_Z = 0 = -m_{SB} * g + F_{Z2} + F_{Z1} \quad (2.11)$$

$$\sum M_P = 0 = m_{SB} * g * \left(\frac{L}{2} - L_{B1} - L_{B2} \right) + F_{Z2} * L_{B2} \quad (2.12)$$

Die Lösung des Gleichungssystems führt zu:

$$\text{aus (2.13)} \quad F_{Z1} = m_{SB} * g - F_{Z2} \quad (2.14)$$

$$\text{aus (2.15)} \quad F_{Z2} = -m_{SB} * g * \left(\frac{L}{2} - L_{B1} - L_{B2} \right) * \frac{1}{L_{B2}} \quad (2.16)$$

Tabelle 6 zeigt die Angaben für die höchstzulässige Belastung der Schwerlastanker.

Tabelle 6: Charakteristische Werte für die Tragfähigkeit der verwendeten Schwerlastanker [7]

Dübelgröße			M6	M8	M10	M12	
Stahlversagen							
Charakt. Zugtragfähigkeit	Stahl 8.8	$N_{Rk,s}$	[kN]	16,1	29,3	46,4	67,4
Teilsicherheitsbeiwert		γ_{Ms}			1,5		
Herausziehen							
Charakt. Tragfähigkeit im ungerissenen Beton		$N_{Rk,p}$	C20/25	7,5	12	20	25
Erhöhungsfaktoren für $N_{Rk,p}$ im ungerissenen Beton	ψ_c		C30/37		1,22		
			C40/50		1,41		
			C50/60		1,55		
Teilsicherheitsbeiwert		γ_{Mp}			1,5 ¹⁾		
Betonausbruch und Spalten							
Effektive Verankerungstiefe	h_{ef}	[mm]	40	45	55	70	
Achsabstand (Betonausbruch)	$s_{cr,N}$	[mm]	120	135	220	210	
Randabstand (Betonausbruch)	$c_{cr,N}$	[mm]	60	68	110	105	
Achsabstand (Spalten)	$s_{cr,sp}$	[mm]	120	180	330	420	
Randabstand (Spalten)	$c_{cr,sp}$	[mm]	60	90	165	210	
Teilsicherheitsbeiwert		γ_{Mp}			1,5 ¹⁾		

¹⁾ In diesem Wert ist der Teilsicherheitsbeiwert $\gamma_2 = 1,0$ enthalten

Für die Berechnung der zuvor hergeleiteten Gleichungen wurde ein Berechnungsblatt in Excel erstellt. Das Ergebnis ist Tabelle 7 zu entnehmen. Es zeigt sich, dass lediglich die Schraubverbindung an der Stelle der Kraft F_{Z2} bei Nennlast auf Zug beansprucht ist. Wird diese Kraft durch die Anzahl der belasteten Schrauben dividiert, erhält man die Belastung pro Schraube. Das Ergebnis für diese Größe liegt bei 916 N. Die charakteristische Größe für die Auswahl der Schwerlastanker ist der Widerstand gegen das Herausziehen des Ankers. Wie Tabelle 6 zu entnehmen ist, würde bereits die Größe M6 den Anforderungen gerecht werden. Da zur Verbindung von Steher und Befestigungswinkel M8 Schrauben verwendet werden, wurde bei dem Schwerlastankern ebenfalls die Größe M8 gewählt. Dadurch entfällt beim Zusammenbau der Werkzeugwechsel.

Tabelle 7: Berechnungsergebnisse für die Auslegung der Schwerlastanker

Technische Daten	
Länge	L= 800 mm
Bohrungsabstand 1	L_{B1} = 75 mm
Bohrungsabstand 2	L_{B2} = 150 mm
Auslegungsmasse	m_{SB} = 160 kg
Auflagerkräfte	
Lager 1	F_{Z1} = 3401 N
Lager 2	F_{Z2} = -1831 N
Auswahl	
Anzahl der belasteten Schrauben	n= 2
Belastung pro Schraube	F_S = 916 N

2.2.5.3 *Energiekette*

Die Verschiebbarkeit des Datenerfassungsschranks stellt hohe Anforderungen an die Kabelführung. Die Kabel müssen unter Einhaltung eines bestimmten Mindestbiegeradius beweglich geführt werden. Für Problemstellungen dieser Art werden Energieketten verwendet. Sie werden zwischen einem feststehenden und einem beweglichen Teil montiert und verhindern die frühzeitige Zerstörung der Kabel.

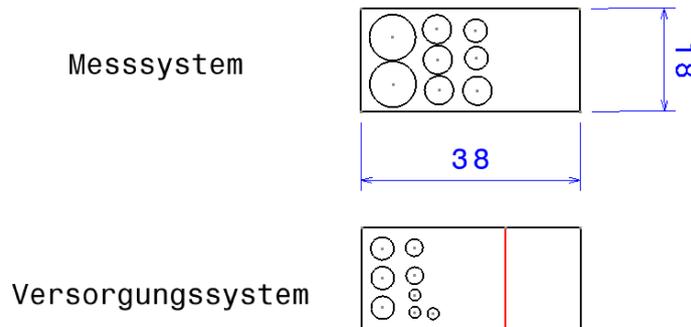


Abbildung 18: Querschnittsauslegung

Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, müssen, zur Erreichung der geforderten Messgenauigkeit Mess- und Versorgungsleitungen getrennt geführt werden. Daher werden zwei Energieketten mit verschiedenen Biegeradien benötigt. Die Ketten werden jeweils an der Außen- bzw. Innenkante des Stehers montiert. Dadurch ergibt sich die Wahl der Biegeradien zu 28 mm und 75 mm. Für die Ermittlung des notwendigen Querschnitts wurden alle in den Datenerfassungsschrank verlaufenden Kabel vermessen. Der sich ergebende Querschnitt wurde mit einem Sicherheitsfaktor von 1,6 (für Zusatzgeräte oder zukünftige Umbauten) multipliziert. Daraus ergeben sich die Innenabmessungen der Energiekette von 38 mm x 18 mm. Abbildung 18 zeigt eine Darstellung der Größenverhältnisse. Die Auslegung der Energiekettenlänge erfolgt nach den Herstellervorgaben.

Liegt der Festpunkt der Energiekette außerhalb der Mitte des Fahrweges gilt folgende Formel [12]:

$$L_K = \frac{S}{2} + \Delta M + K \quad (2.17)$$

L_K	...	Kettenlänge	[mm]
S	...	Verfahrweg	[mm]
R	...	Biegeradius	[mm]
K	...	Tabellenwert	[mm] (siehe Tabelle 8)

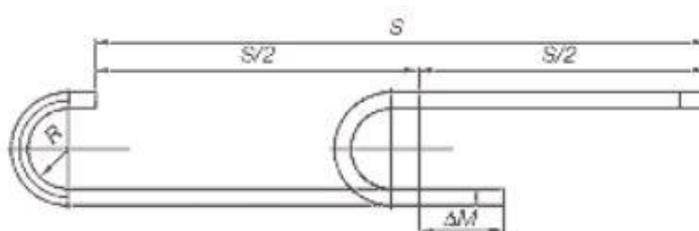


Abbildung 19: Skizze Kettenlänge [12]

Tabelle 8: Einbaumaße Energiekette [13]

<i>R</i>	028	038	048	075	100	125
<i>H</i>	81	101	121	175	225	275
<i>D</i>	86	96	106	133	158	183
<i>K</i>	150	185	215	300	380	455

Der Verfahrenweg *S* beträgt 400 mm, die Strecke ΔM 121 mm. Der Faktor *K* beträgt für die Energiekette mit 28 mm Biegeradius 150 mm, für die Energiekette mit 75 mm Biegeradius 300 mm.

Daraus ergeben sich die Längen:

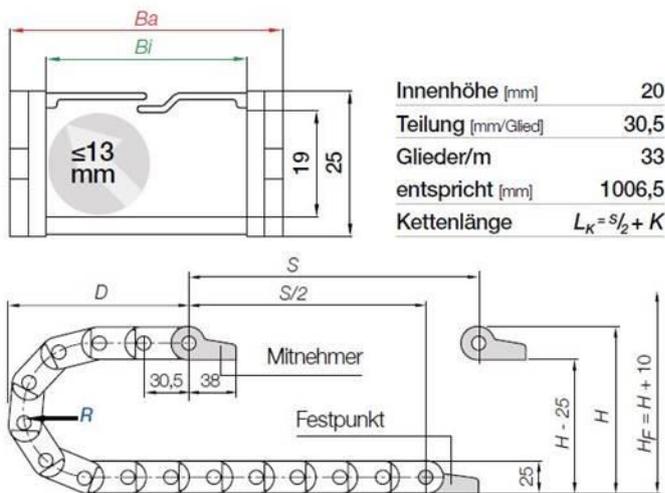
$$L_{K28} = 471 \text{ mm} \quad L_{K75} = 621 \text{ mm}$$

Aus den errechneten Längen ergibt sich die Anzahl der benötigten Kettenglieder, mit den Werten aus Abbildung 20, durch den Zusammenhang:

$$n_K = \frac{L_K}{T_K} \tag{2.18}$$

- n_K ... Anzahl der Kettenglieder [-]
- L_K ... Kettenlänge [mm]
- T_K ... Teilung der Energiekette [mm/Glied]

$$n_{K28} = 15,44 \rightarrow 16 \text{ Glieder} \quad n_{K75} = 20,36 \rightarrow 21 \text{ Glieder}$$



Art. Nr.	Art. Nr.	<i>Bi</i>	<i>Ba</i>	<i>R</i> lieferbare Biegeradien	Gewicht
Version E	Version Z	[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m]
E14.1 .R.0	Z14.1 .R.0	15	27	028 038 048 075 100 125	≈ 0,31
E14.2 .R.0	Z14.2 .R.0	25	37	028 038 048 075 100 125	≈ 0,32
E14.3 .R.0	Z14.3 .R.0	38	50	028 038 048 075 100 125	≈ 0,40
E14.4 .R.0	Z14.4 .R.0	50	62	028 038 048 075 100 125	≈ 0,44

Abbildung 20: Datenblatt Energiekette [13]

2.2.6 Konstruktion

2.2.6.1 Grundrahmen

Der Grundrahmen des Datenerfassungsschranks und dessen Halterung bestehen aus item - Aluminiumprofilen. Die Einteilung der Profile erfolgt nach der Nutbreite, d.h. bei Profilen der Reihe 8 beträgt die Breite der Nut 8 mm. Die Profile 8 eignen sich für Konstruktionen aller Art und bieten die größte Auswahl an Zubehör und Anbauteilen. Den tragenden Rahmen bilden Profile der Reihe 8 mit einer Seitenlänge von 40 mm. Der Einbau der Messgeräte erfordert die Zugänglichkeit der Rückseite des Datenerfassungsschranks. Daher war es notwendig, die Führungsprofile auf gleicher Höhe der waagrecht Profile des Datenerfassungsschranks verlaufen zu lassen. Um die Laufrollen entsprechend dieser Anforderung montieren zu können, wurden an der Rückseite des Datenerfassungsschranks breitere Profile mit den Abmessungen 40 mm x 120 mm gewählt. Zugleich konnten dadurch an den 4 Ecken Versteigungswinkel montiert werden, um die Verformung bei Belastung zu reduzieren. Abbildung 21 und Abbildung 22 zeigen die beschriebenen Konstruktionsmerkmale.

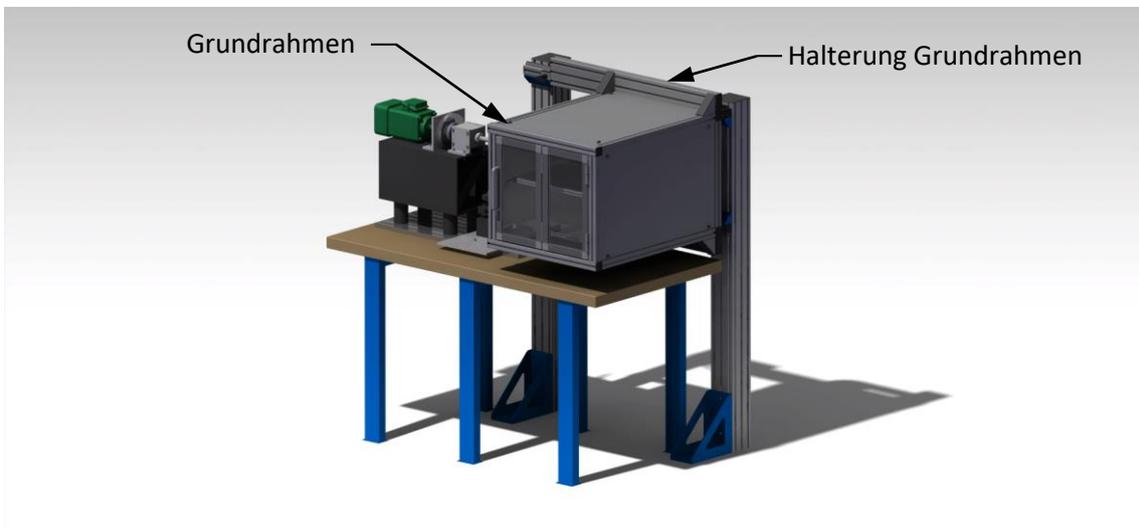


Abbildung 21: Datenerfassungsschrank Vorderseite

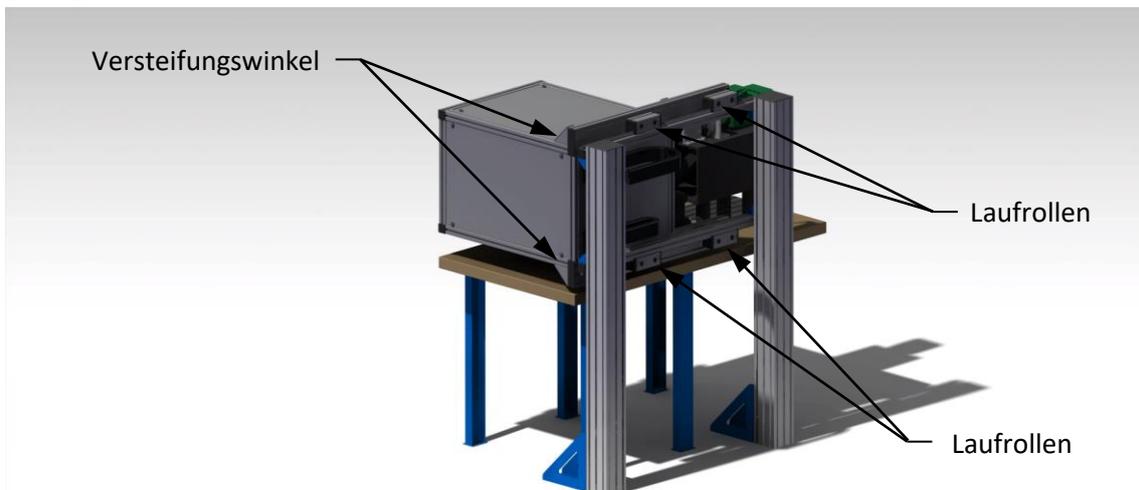


Abbildung 22: Datenerfassungsschrank Rückseite

2.2.6.2 Lagerung

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse durfte die Konstruktion nicht über den Rand des Prüftisches hinausragen (siehe dazu Abbildung 5 und Abbildung 25). Um trotzdem den, durch den Abstand zum Klimaschrank beschränkten, maximalen Verfahrweg von 400 mm erreichen zu können, wurden die Laufrollen nicht an den Kanten des Datenerfassungsschranks, sondern mit 300 mm Versatz montiert. Abbildung 23 zeigt den Versatz (rot gekennzeichnet). Dazu wurde das Profil an der Rückseite des Datenerfassungsschranks dementsprechend verlängert. Die Führungsprofile der Laufrollen schließen dadurch mit den Stehern bündig ab und die Durchgangsbreite zwischen Prüftisch und Klimaschrank bleibt unverändert (siehe dazu Abbildung 25).

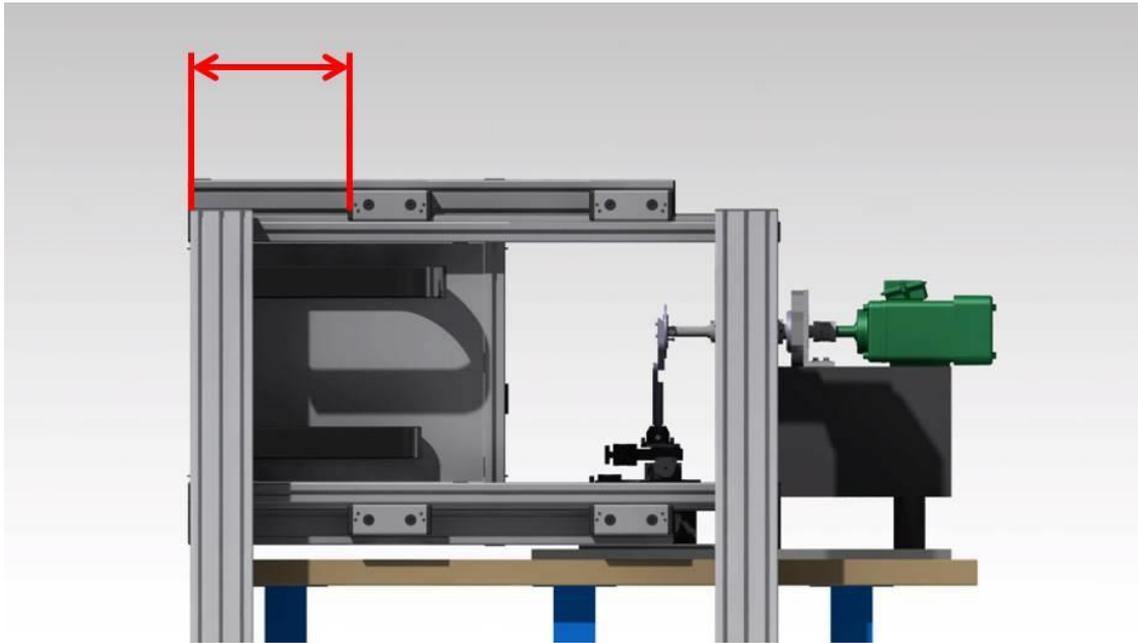


Abbildung 23: Versatz der Laufrollen

Bei den Lagereinheiten der Laufrollen kommen paarweise die Ausführungen D14z und D14e zum Einsatz. Die Typen e (exzentrisch) und z (zentrisch) unterscheiden sich in der Geometrie der Bolzen. Die exzentrischen Bolzen können nachträglich eingestellt werden, so dass eine spielfreie Führungseinheit realisiert werden kann [8].

Für die oberen Laufrollen wurden die Lagereinheiten D14z gewählt, für die unteren D14e. Diese Wahl erleichtert die Einstellung des Spiels in der Führung, da beim Verdrehen des Exzenters nicht der Datenerfassungsschrank angehoben wird. Die Vierlochmuttern in den Lagereinheiten werden mit einem Stirnlochschlüssel festgezogen, der in Abbildung 24 zu sehen ist.

Die Lagereinheiten wurden zudem mit einem Abstreif- und Schmiersystem versehen, um vorzeitigen Verschleiß zu vermeiden (siehe Abbildung 24) [8].

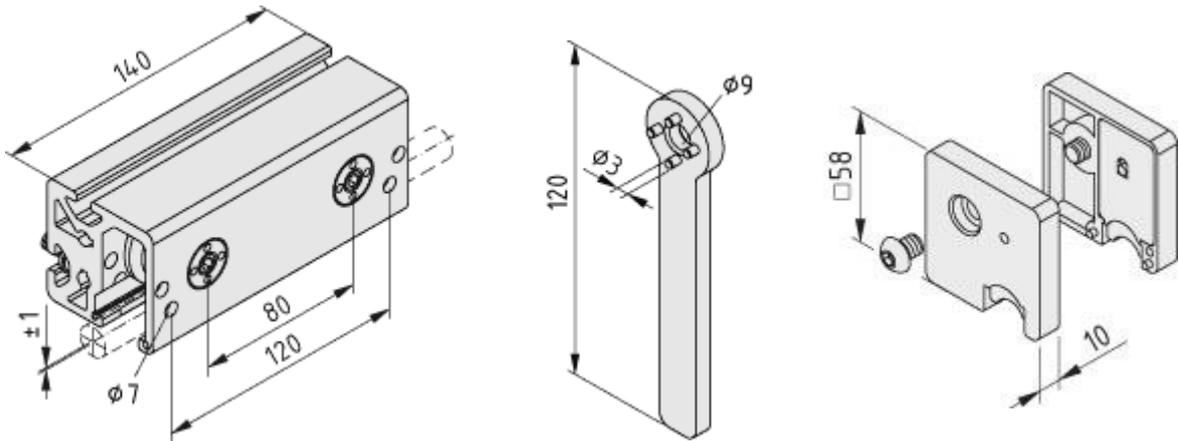


Abbildung 24: Lagereinheit D14e mit Zubehör (Stirnlochschlüssel und Abstreif- / Schmiersystem, v.l.n.r) [8], [9], [10]

In Abbildung 25 sind die Endpositionen des Datenerfassungsschranks und somit der maximale Verfahrensweg zu sehen. Diese Variabilität bringt einige Vorteile mit sich:

- 1) Kleinstmöglicher Abstand vom Datenerfassungsschrank zum Device-Under-Test
- 2) Ausreichend Platz für Reparatur-/Wartungsarbeiten am Prüfstand
- 3) Einfache Montage der Thermobox

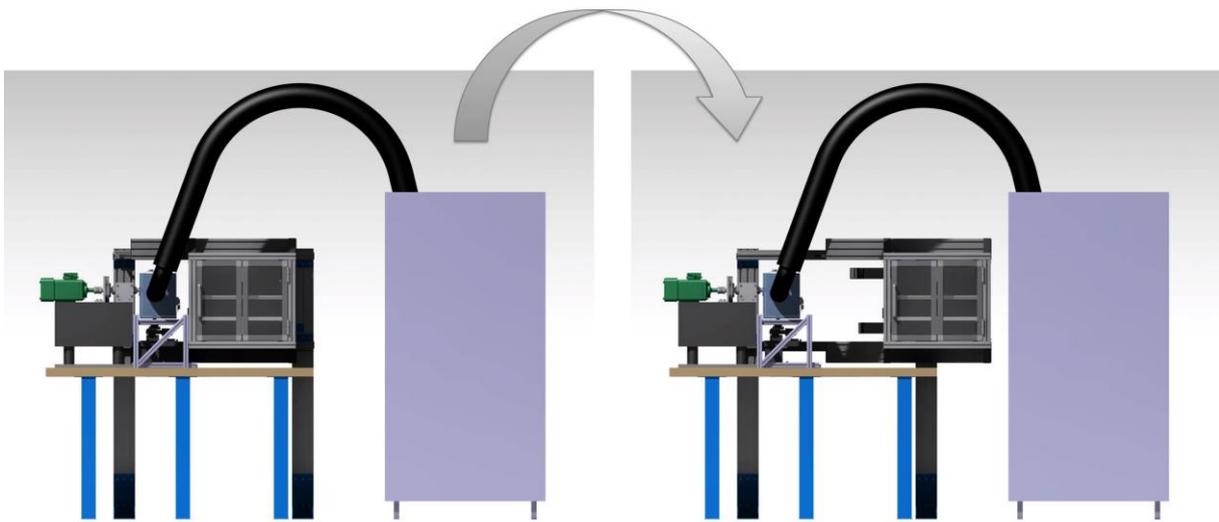


Abbildung 25: Darstellung des Verfahrensweges

Während des Prüfbetriebs darf es zu keiner Verschiebung des Datenerfassungsschranks kommen, da die Kabellängen der Resolver sehr kurz sind und dadurch z.B. Steckverbindungen gelöst werden könnten. Durch Drehen des in Abbildung 26 dargestellten Hebels wird der Grundrahmen mit dem Führungsprofil kraftschlüssig verbunden und der Datenerfassungsschrank kann nicht mehr bewegt werden.

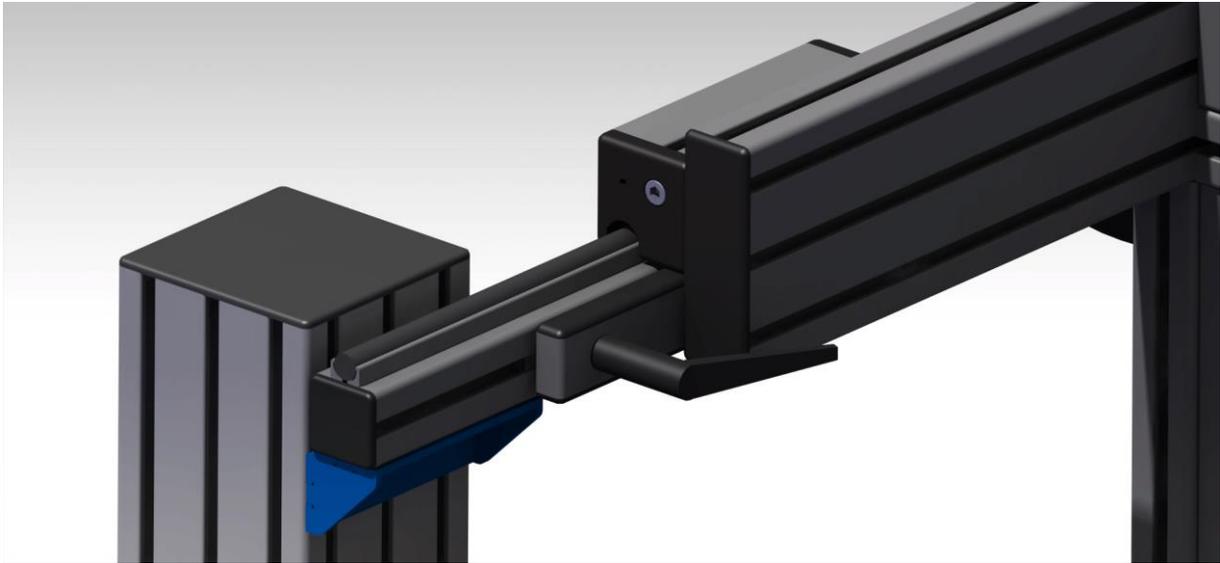


Abbildung 26: Klemmung zur festen Positionierung während des Prüfbetriebs

Für die sichere Verwendung ist es wichtig, dass die Laufrollen nicht über das Ende der Führungsprofile hinausfahren können. Dazu wurden zwei mechanische Endanschläge verbaut. Dieser besteht jeweils aus zwei Nutensteinen und einer dazwischenliegenden Kunststofffeder. Einer der Nutensteine wird mittels eines Gewindestifts in der Profilmutter fixiert, der andere ist gleitend gelagert und wird durch eine federvorgespannte Kugel spielfrei geführt. Im Grundrahmen wird ein Stift befestigt der in die Profilmutter des feststehenden Führungsprofils hineinragt. Trifft der Stift auf den gleitenden Nutenstein wird die Bewegung bis zum Stillstand abgebremst. Abbildung 27 veranschaulicht den beschriebenen Aufbau.

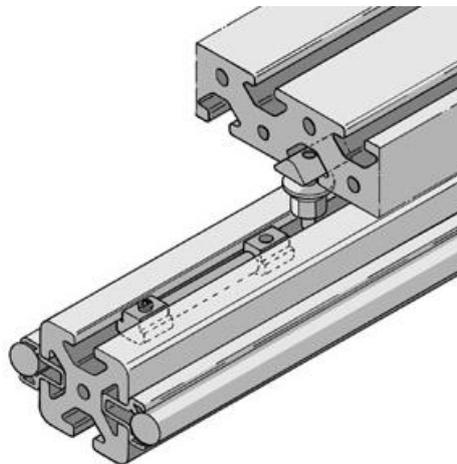


Abbildung 27: Endanschlag [11]

2.2.6.3 *Einschubfächer*

Die Einschubfächer des Datenerfassungsschranks bestehen aus item – Aluminiumprofilen der Reihe 5. Als Fachboden wurde ein 2 mm Aluminiumblech gewählt. Es bietet eine leicht zu reinigende Oberfläche sowie einfache Bearbeitbarkeit falls Komponenten im Datenerfassungsschrank verschraubt werden sollen.

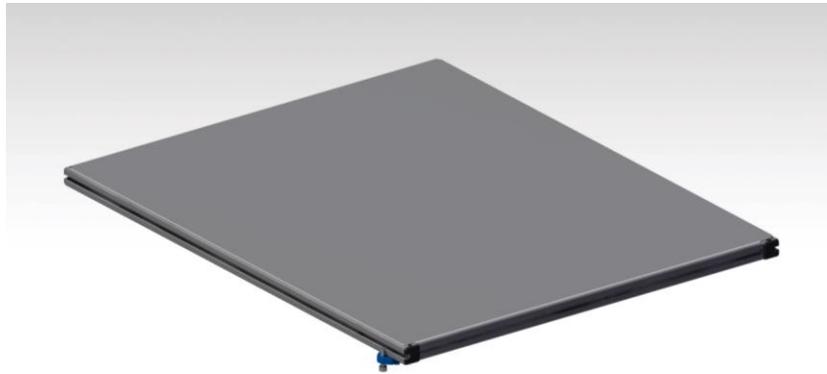


Abbildung 28: Einschubfach

Die Einschubfächer können stufenlos verschoben werden. Als Gleitführung dienen die Nuten der Profile (siehe Abbildung 29). Das Gegenstück der Führung bildet ein Aluminium-Winkelprofil mit den Seitenlängen 40 mm und 20 mm sowie einer Materialstärke von 4 mm. Die Winkelprofile werden am Grundrahmen mit einem Aluminiumwinkel durch Nutensteine befestigt (siehe Abbildung 30). Sie können stufenlos in der Höhe verstellt werden, wodurch maximale Flexibilität bei der Gestaltung des Innenaufbaus geboten wird. Das Führungsspiel von 1 mm garantiert selbst bei relativ ungenauer Höheneinstellung der Winkelprofile ein verkantungsfreies Verschieben der Einschubfächer.



Abbildung 29: Gleitführung der Einschubfächer



Abbildung 30: Befestigung der Winkelprofile

Die Position der Einschubfächer entlang der Winkelprofile kann mit einer Klemmvorrichtung fixiert werden. Diese besteht aus einem, am Einschubfach verschraubten, Stahlblech und einer Klemmschraube. Um die Klemmschraube gut erreichen zu können, wurde die Klemmvorrichtung am vorderen Rand des Einschubfachs angebracht (siehe Abbildung 31). Wie in Abbildung 32 zu sehen ist, wird beim Anziehen der Klemmschraube die Nut des Einschubfachs gegen das Winkelprofil gedrückt und erzeugt so eine kraftschlüssige Verbindung. An den sichtbaren Stirnseiten der Aluminiumprofile der Einschubfächer wurden Abdeckkappen angebracht.

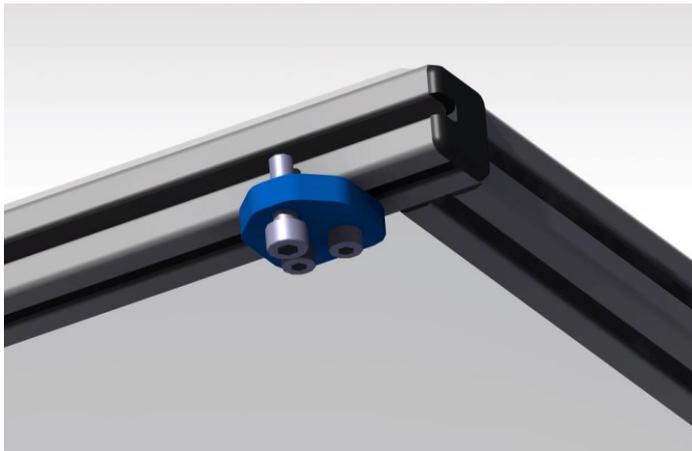


Abbildung 31: Lage der Klemmvorrichtung

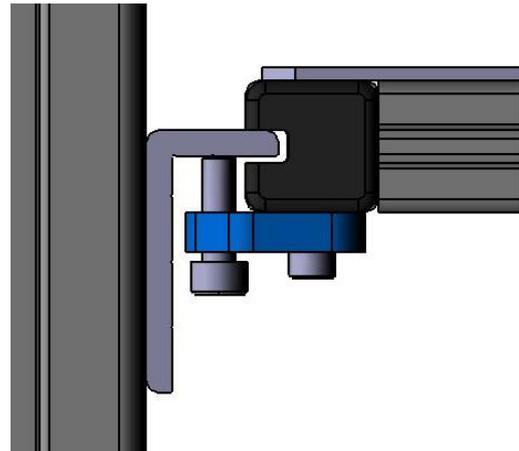


Abbildung 32: Prinzip der Klemmvorrichtung

2.2.6.4 Abdeckungen und Tür

Um die Messgeräte im Datenerfassungsschrank vor Staub zu schützen, werden alle Seiten mit Flächenelementen verschlossen. Als Werkstoff wird ein leichtes Aluminium-Polyethylen-Verbundmaterial verwendet. Der Aufbau des Verbundmaterials besteht aus 3 unlösbar miteinander verbundenen Schichten (0,5 mm Aluminium; 3,0 mm Polyethylen; 0,5 mm Aluminium). Die Aluminiumdeckbleche sorgen für eine hohe Biege- und Knickfestigkeit. Die mattgebeizte und eloxierte Oberfläche ist zudem optisch sehr ansprechend.

Zur Einführung der Kabel und Leitungen in den Datenerfassungsschrank befinden sich an der Seite des Prüfstands, an der Unterseite sowie an den Enden der beiden Energieketten Kabeldurchlässe mit Bürstenleisten. Abbildung 33 zeigt einen der an der Seite des Prüfstands verbauten Kabeldurchlässe. Sie dienen zugleich als Abschirmung gegen Staub und als Kantenschutz für die Kabel am Ausschnitt des Flächenelements. Zusätzlich ist dadurch eine hohe Modularität gegeben. Die Lage der Kabeldurchlässe ist in Abbildung 34 rot gekennzeichnet.



Abbildung 33: icotek Kabeldurchlass KEL-BES 24 [22]

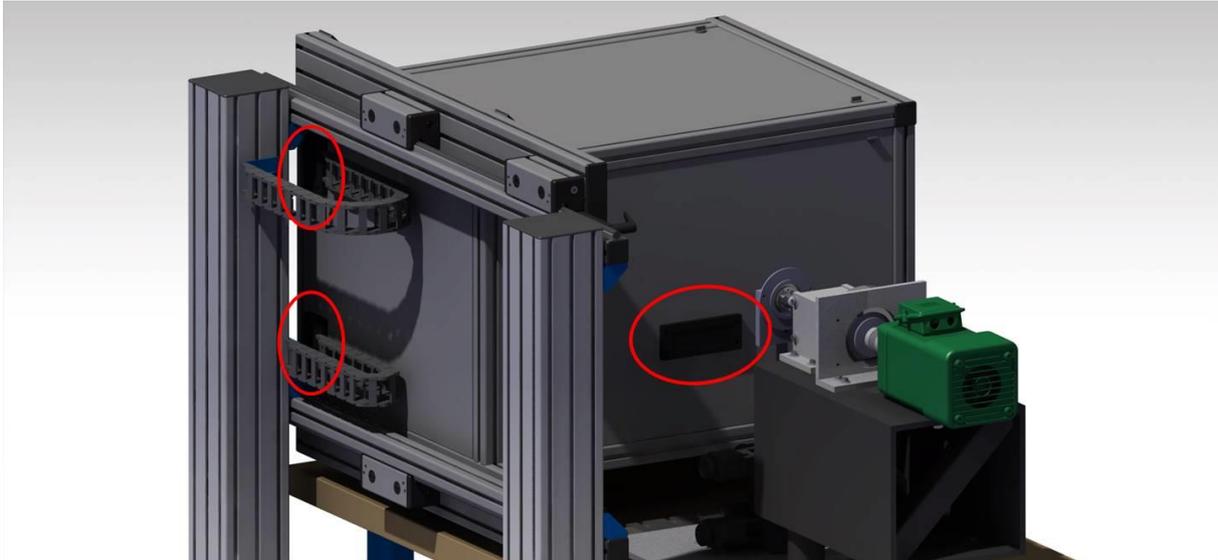


Abbildung 34: Lage der Kabeldurchlässe

Schnellverschlüsse, welche in Abbildung 35 dargestellt sind, ermöglichen die rasche und werkzeuglose Demontage der Flächenelemente. Zum Verriegeln wird der Knebelzapfen um 90° verdreht.



Abbildung 35: Schnellverschlüsse mit Knebelzapfen

An der Vorderseite des Datenerfassungsschranks befindet sich eine Tür, über die alle Messgeräte zugänglich sind. Um den Platzbedarf bei offener Tür und den Bewegungsradius beim Öffnen zu reduzieren, wurde diese zweiteilig gestaltet. Nach dem Öffnen lässt sich die Tür in der Mitte falten und um bis zu 180° drehen. Durchsichtige Kunststoffelemente in den tragenden Türrahmen ermöglichen den Einblick ins Innere des Datenerfassungsschranks (siehe Abbildung 36).

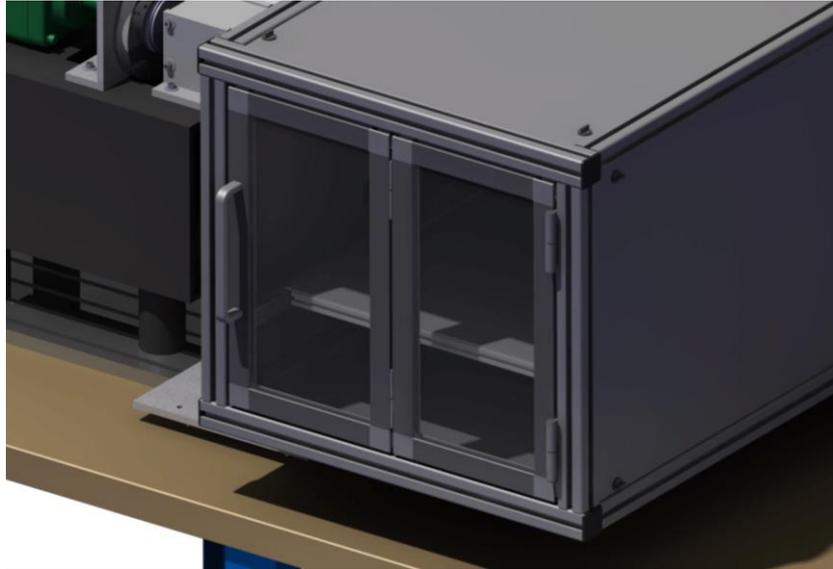


Abbildung 36: Falttür

2.2.6.5 *Energieketten*

Wie in Kapitel 2.2.5.3 bereits beschrieben werden aufgrund der Verschiebbarkeit des Datenerfassungsschranks Energieketten zur Kabelführung eingesetzt. Die verschiedenen Ausführungen werden nach folgenden Kriterien eingeteilt:

- offen / geschlossen
- Art der Bewegung (1D, 2D, 3D, Drehbewegung)
- Werkstoff (Kunststoff, Metall)
- Befüllen der Kette (Außenradius, Innenradius)

Abbildung 37 zeigt die ausgewählte Energiekette, welche folgende Spezifikationen aufweist:

- Kunststoffkette
- offen (Verschmutzung spielt bei dieser Anwendung keine Rolle)
- 1 Freiheitsgrad (lineare Bewegung)
- Kette im Innenradius zu befüllen (einfacher, aufgrund der Befestigung am Flächenelement)



Abbildung 37: Energiekette

2.2.6.6 Befestigungswinkel

Die Befestigungswinkel stellen die Verbindung zwischen dem Boden, den Stehern und den Führungsprofilen her. Zu Beginn der Konstruktion wurden folgende Anforderungen definiert:

- hohe Steifigkeit
- fertigungsgerechte Gestaltung
- einfacher Toleranzausgleich

Schweißkonstruktionen aus Stahlblech eignen sich sehr gut für kleine Stückzahlen und sind zudem kostengünstig. Die meisten Gestaltungsmöglichkeiten ergeben sich, wenn die Bauteile computergesteuert zugeschnitten werden. So ist es einfach, in die Bauteile Elemente zu integrieren, mit denen sich die Baugruppe vor dem Schweißen ohne aufwendiges Messen fixieren lässt.

Die Befestigungswinkel bestehen jeweils aus zwei Trägerblechen und zwei Versteifungsblechen. Die Versteifungsbleche besitzen Rastzapfen, die vor dem Verschweißen in die dafür vorgesehenen Ausschnitte der Trägerbleche geschoben werden. Dadurch wird die Position der Bauteile fixiert. Aufwändiges Einrichten vor dem Anbringen der Heftnähte wird somit überflüssig. Abbildung 38 und Abbildung 39 zeigen die Bauteile der beiden Schweißbaugruppen.

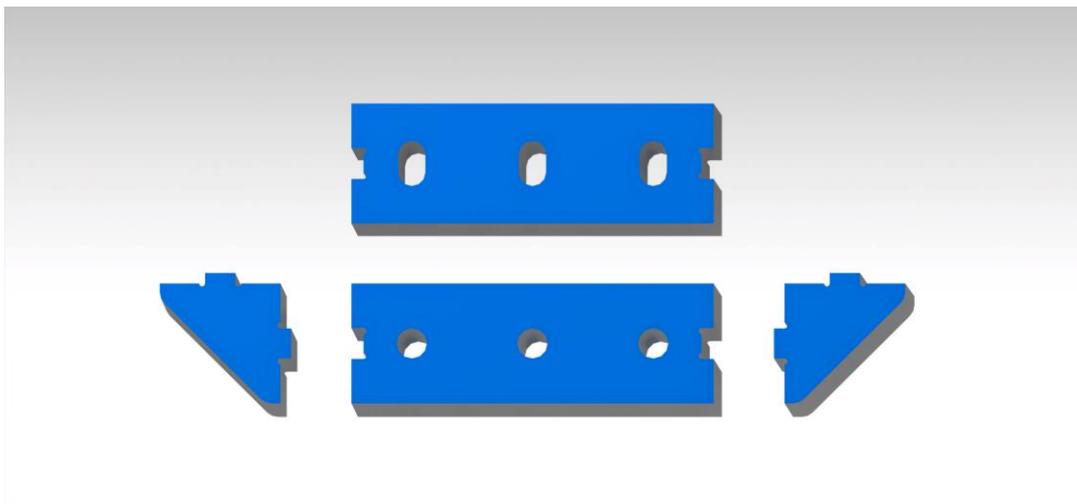


Abbildung 38: Bauteile des Befestigungswinkels für die Führungsschienen

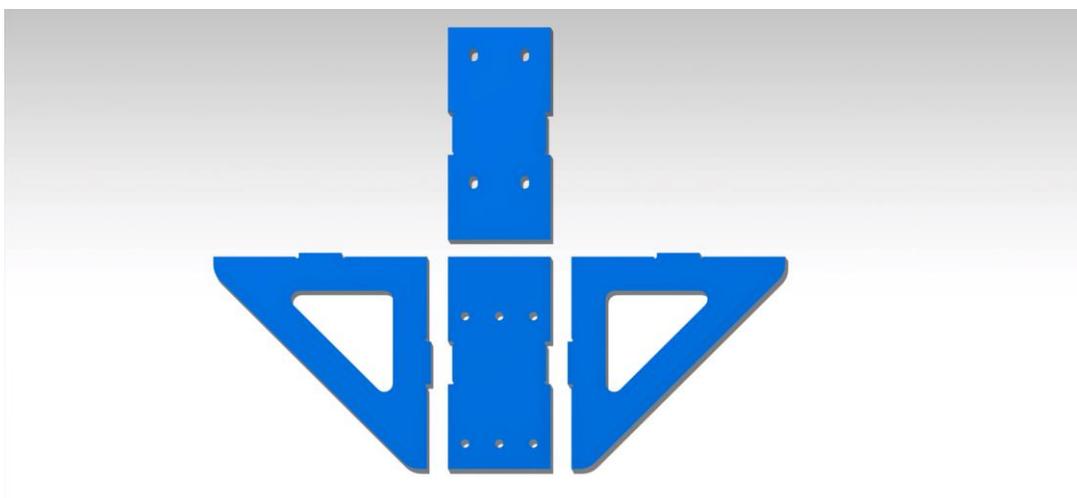


Abbildung 39: Bauteile des Befestigungswinkels für die Steher

Die Versteifungsbleche der Befestigungswinkel des Stehers weisen dreieckige Öffnungen auf. Zum einen wird dadurch Gewicht eingespart, zum anderen erleichtern die Öffnungen das Verschweißen der Bauteile, indem mehr Platz für die Führung des Schweißbrenners zur Verfügung steht. Der Fügevorgang vor dem Verschweißen wird am Beispiel zweier Bleche in Abbildung 40 und Abbildung 41 dargestellt.



Abbildung 40: Vormontage Befestigungswinkel Boden

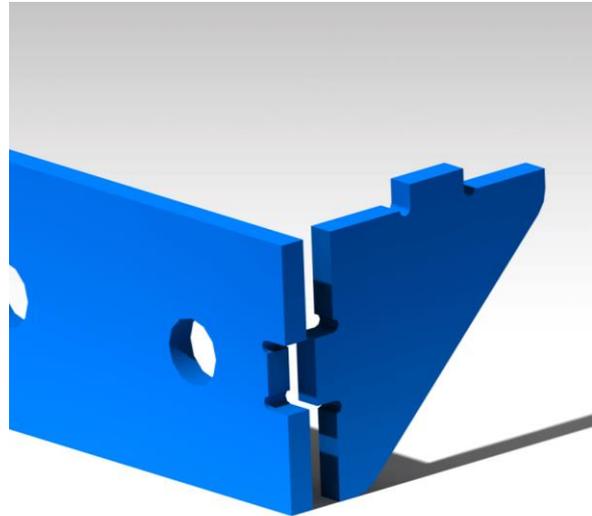


Abbildung 41: Vormontage Befestigungswinkel Führung

Die Steifigkeit der Konstruktion wurde durch Berechnung der Verformung bei Nennlast mit Hilfe der Finiten Elemente Methode nachgewiesen.

Für die optimale Funktion der Laufrollen ist die exakte Ausrichtung der Führungsprofile wichtig. Sowohl Fertigungstoleranzen als auch die Unebenheit des Bodens müssen berücksichtigt werden. Um die Führungsprofile ausrichten zu können, wurden verschiedene Möglichkeiten zur Verstellung geschaffen. Zur Erläuterung des Toleranzausgleichs dient Abbildung 42, in der das Koordinatensystem des Prüfstands dargestellt ist.

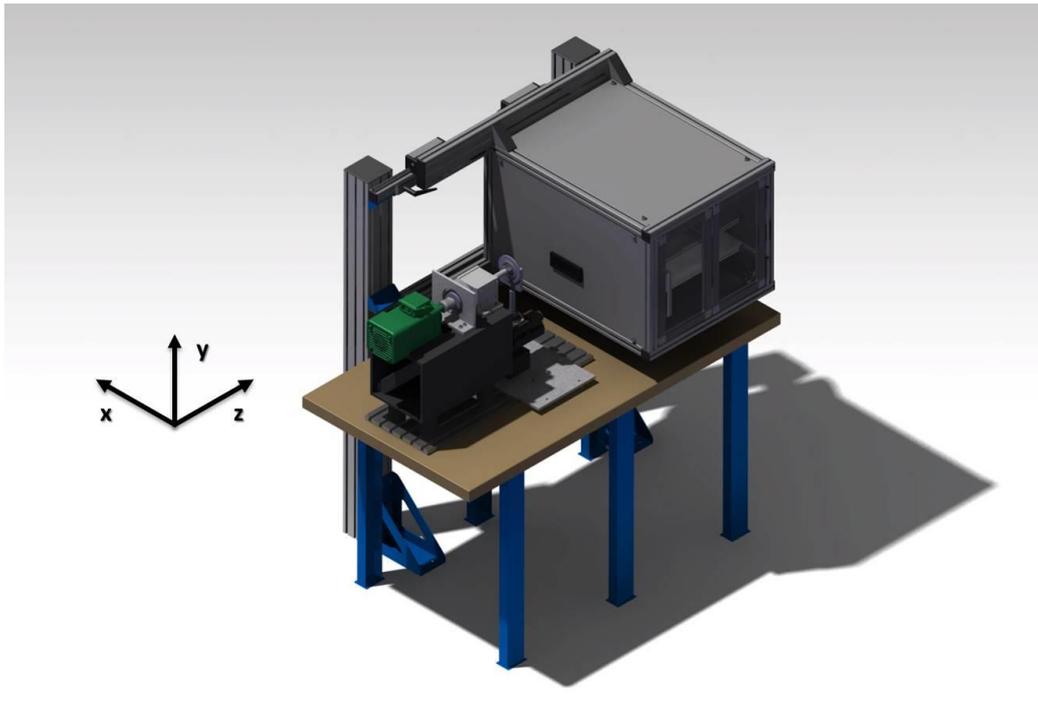


Abbildung 42: Koordinatensystem des Prüfstands

Durch Langlöcher an den Bodenblechen der Befestigungswinkel der Steher können Abweichungen in x-Richtung ausgeglichen werden (siehe Abbildung 44). Die Neigung der Steher um die z-Achse kann durch die Beilage von Fühlerlehrenband zwischen dem Befestigungswinkel und dem Steher berichtigt werden. Die Neigung der Steher um die x-Achse ist weitgehend unkritisch, kann aber durch das Spiel zwischen den Befestigungsnuten des Stehers und den Befestigungsschrauben korrigiert werden. Für die vertikale Ausrichtung der Steher ist eine Abweichung von 0,75 mm/m zulässig. Parallelitätsabweichungen der beiden Steher werden durch Langlöcher in der Befestigungswinkeln der Führungsprofile ausgeglichen (siehe Abbildung 43). Die Parallelität der beiden Führungsprofile in y-Richtung sowie bündige Ausrichtung in x-Richtung ist von besonders großer Bedeutung für die Funktion des Verschiebesystems und kann durch Verschieben der Nutensteine in den Nuten des Stehers bzw. durch die Langlöcher in den Befestigungswinkeln des Führungsprofils garantiert werden. Für die parallele Ausrichtung der Führungsprofile in y-Richtung ist eine Abweichung von 0,1 mm/m zulässig. Für die bündige Ausrichtung in x-Richtung liegt die Toleranz bei +/- 0,5 mm.

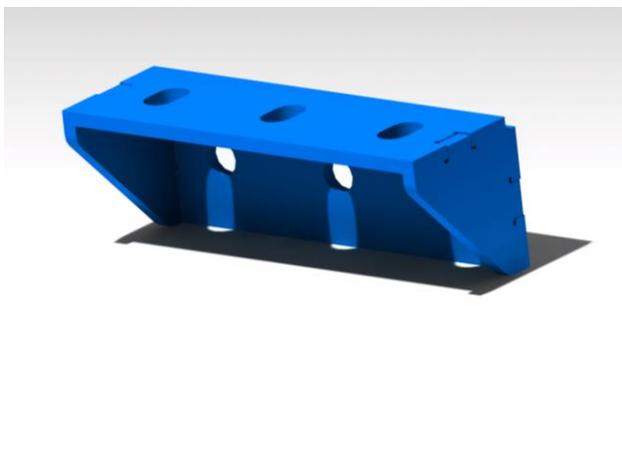


Abbildung 43: Befestigungswinkel Führungsprofil

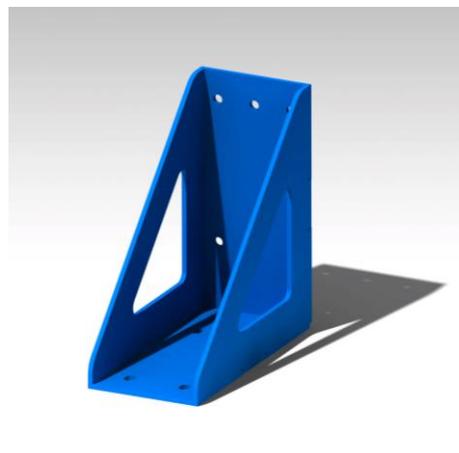


Abbildung 44: Befestigungswinkel Boden

2.2.6.7 *Elektrostatische Entladungen und Erdung*

Isolierende Siliziumschichten und Sperrschichten in modernen Halbleiter können bei Berührung mit elektrostatisch aufgeladenen Gegenständen oder Personen beschädigt werden. Die Ursache sind unzulässig hohe elektrostatische Entladungen (ESD; engl.: Electrostatic Discharge). Als Schutzmaßnahme kann der Ladungsausgleich auf Wegen außerhalb des Halbleiters herbeigeführt werden [14]. Die notwendigen Anforderungen zum Schutz elektronischer Komponenten werden in der Norm DIN EN 61340-5-1 (2017-07) behandelt.

Um elektrostatische Aufladungen und elektrische Störungen in den Eingängen der Messtechnik abzuleiten, wird der Datenerfassungsschrank in das Schutzleitersystem einbezogen. Die Verbindung wird über einen, im Aluminiumprofil befestigten Erdungsanschluss, hergestellt (siehe Abbildung 45). Die Montage erfolgt durch Eindrehen eines Gewindestifts in den Nutgrund. Die dauerhafte Kontaktierung erfolgt durch definierte Zerstörung der Eloxalschicht [15].

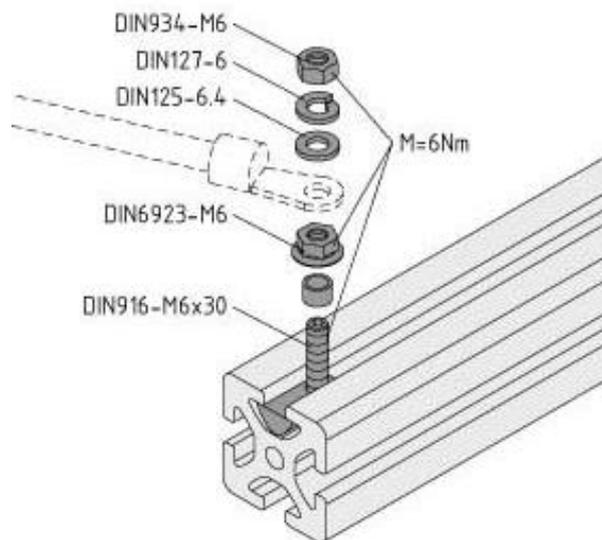


Abbildung 45: Erdungsanschluss [15]

Um elektrostatische Aufladungen über alle Profile des Grundrahmens ableiten zu können, wurden diese miteinander leitend verbunden. Der dazu eingesetzte Kontaktstift ist in Abbildung 46 zu sehen. Dieser wird als zusätzliches Bauteil in den Profilverbindungen eingesetzt. Eingepresst in die Kernbohrung des Aluminiumprofils stellt der Kontaktstift die elektrische Verbindung der Profile beim Anziehen der Verbindungsschrauben her. Die isolierende Eloxalschicht in der Kernbohrung bzw. Profilverbindung der verbundenen Profile wird unterbrochen [16].

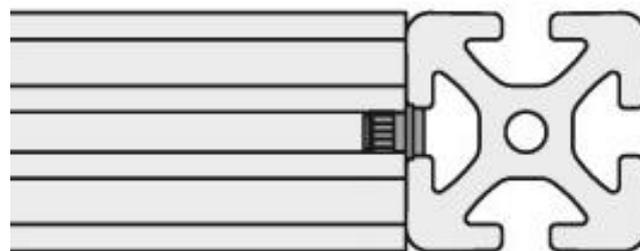


Abbildung 46: Kontaktstift [16]

2.2.7 Fertigung und Montage

2.2.7.1 Befestigungswinkel

Unter Schweißen versteht man das unlösbare Vereinigen von Grundwerkstoffen unter Anwendung von Wärme oder von Druck oder von beidem, mit oder ohne Schweißzusätze. Beim Schweißen müssen die drei Einflussgrößen Werkstoff, Konstruktion und Fertigung aufeinander abgestimmt sein [17].

Nach Killing [23] können Schmelzschweißprozesse entsprechend Abbildung 47 eingeteilt werden:

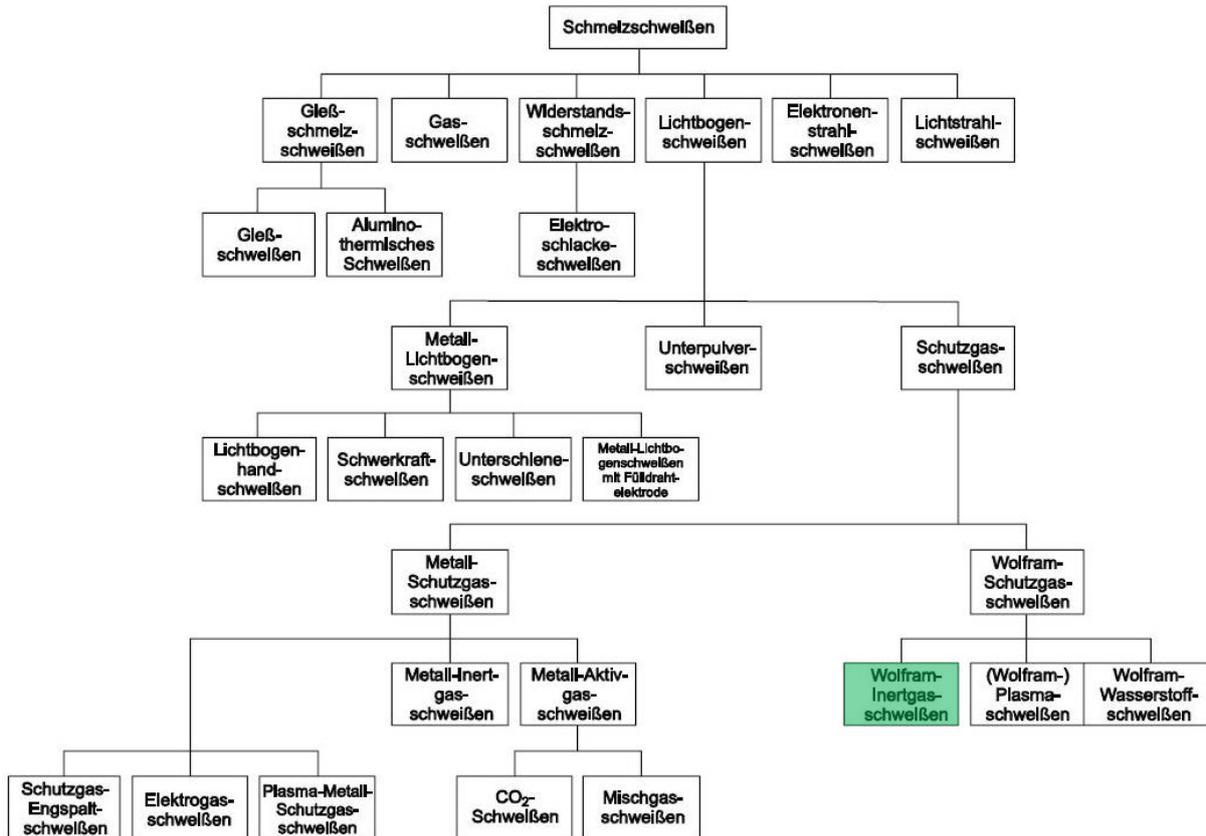


Abbildung 47: Einteilung der Schmelzschweißprozesse [17]

Die einzelnen Bauteile der Befestigungswinkel wurden mit dem WIG-Schweißverfahren verbunden. Das Verfahren gehört zur Gruppe der Lichtbogenschweißverfahren und ist in Abbildung 47 durch eine grüne Markierung hervorgehoben. Beim WIG-Schweißen (Wolfram Inert Gas) brennt der Lichtbogen zwischen einer nicht abschmelzenden Wolframelektrode und dem Werkstück. Die Zugabe von Werkstoff erfolgt in der Regel von Hand mittels Schweißstäben. Das Schutzgas strömt durch eine konzentrisch um die Wolframelektrode angeordnete Düse und schirmt Elektrode, Lichtbogen und Schmelzbad gegen die Atmosphäre ab. Um die Wolframelektrode ist konzentrisch eine Düse angeordnet, durch die das Schutzgas ausströmt und Elektrode, Lichtbogen und Schmelzbad gegen die Atmosphäre abschirmt (siehe Abbildung 48). Als Schutzgas wird in den meisten Fällen Argon verwendet. [17]

Die Vorteile dieses Schweißverfahrens sind:

- hohe Qualität der Schweißnaht
- konzentrierter stabiler Lichtbogen
- glatte und ebene Schweißnaht
- keine Spritzer oder Schlacke

Als Nachteile ergeben sich jedoch die geringe Abschmelzleistung und die erforderliche große Handfertigkeit, weshalb aus wirtschaftlichen Gründen oft andere Verfahren vorgezogen werden. [17]

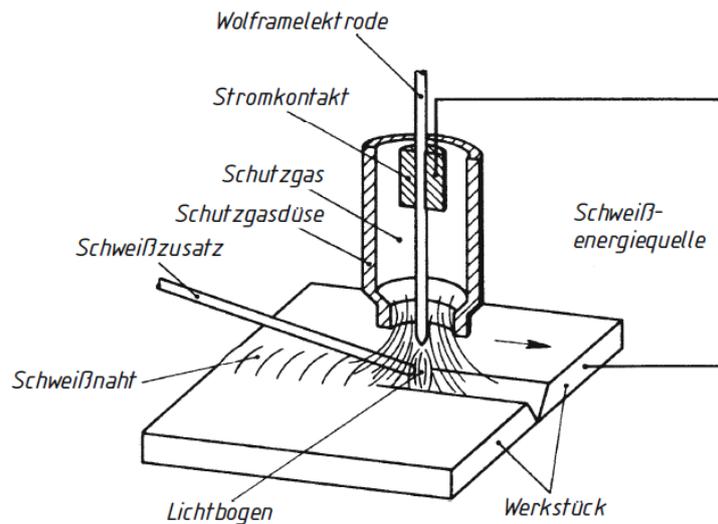


Abbildung 48: Wolfram-Inertgas-Schweißen [17]

Der Schweißarbeitsplatz zur Fertigung der Befestigungswinkel ist in Abbildung 49 zu sehen. Beim Schweißen ist das Tragen eines Schweißhelms und geeigneter Schutzhandschuhe zwingend erforderlich. Stahlblöcke und Winkellehre helfen beim Setzen der Heftnähte und beim Kontrollieren der Rechtwinkligkeit.

Der Befestigungswinkel wurde mit unterbrochenen Kehlnähten verbunden. Dadurch wird die in das Bauteil eingebrachte Wärme reduziert und die Fertigungszeit verkürzt. Die Kehlnähte wurden nicht bis in die Ecken durchgeschweißt. Nahtkreuzungen können einen dreiachsigen Spannungszustand erzeugen, der dann auch bei zähen Werkstoffen zu Spröbruch führen kann [17]. Abbildung 50 zeigt den fertig verschweißten Befestigungswinkel.



Abbildung 49: Arbeitsplatz mit Schweißbaugruppe



Abbildung 50: Befestigungswinkel (fertig verschweißt)

2.2.7.2 *Aufbau und Montage*

Im ersten Schritt wurden die Befestigungswinkel der Steher mit Schwerlastankern im Boden verschraubt (siehe Abbildung 51). Nach dem Ausrichten und Verschrauben der Steher mit den Befestigungswinkeln konnten die Führungsprofile montiert werden. Das obere der beiden Profile wurde mit Hilfe einer Präzisionswasserwaage ausgerichtet und fest verschraubt. Die Abweichung von der Waagrechten beträgt weniger als 0,2 mm/m. Abbildung 52 zeigt die beiden vormontierten Führungsprofile.



Abbildung 51: Montage der Boden-Befestigungswinkel

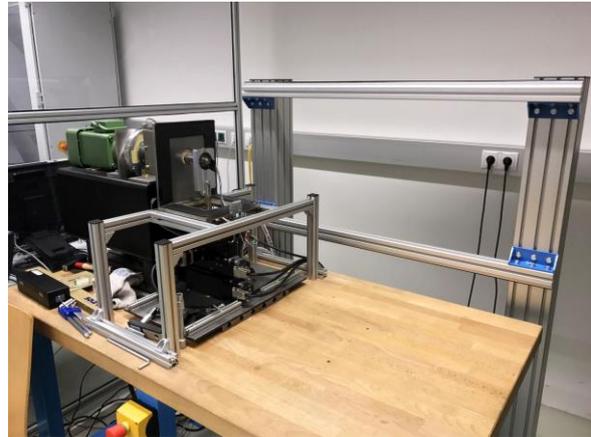


Abbildung 52: Aufbau der Steher und Führungsprofile

Das untere Profil wurde vorerst nur durch handfestes Anziehen der Schrauben in Position gehalten, um den Grundrahmen des Datenerfassungsschranks einhängen zu können. Danach wurde das untere Führungsprofil auf die gleiche Weise ausgerichtet. Im nächsten Schritt wurden die Laufrollen des Datenerfassungsschranks spielfrei eingestellt. Nach Montage der Gleitführungen und der Einschubfächer wurden die Flächenelemente befestigt. Im letzten Arbeitsschritt wurde die zweiteilige Falttür eingebaut.

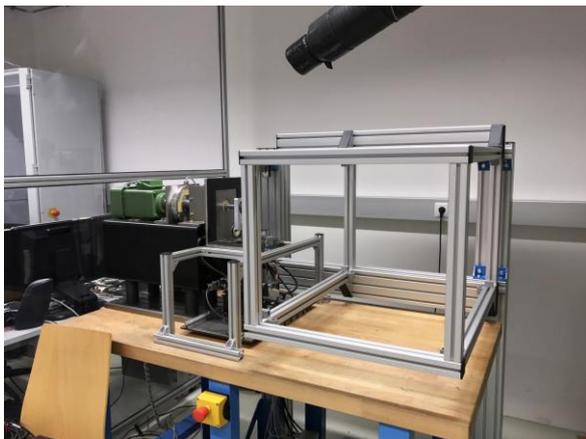


Abbildung 53: Montage des Grundrahmens

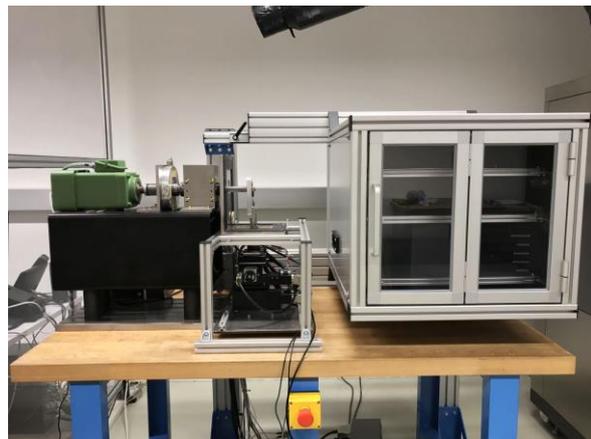


Abbildung 54: Montage der Falttür

Den fertiggestellten Aufbau mit geöffneter Falttür zeigt Abbildung 55.

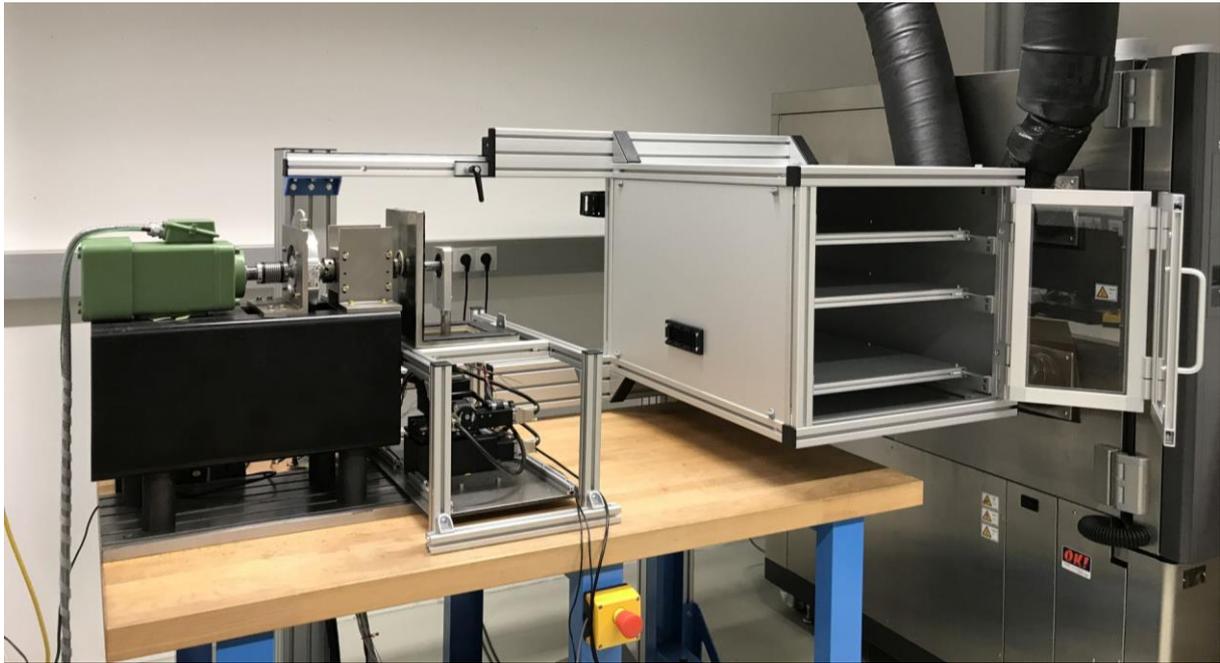


Abbildung 55: Fertiggestellter Aufbau

Die Zusammenbauzeichnungen der Baugruppen „Datenerfassungsschrank“ und „Halterung Datenerfassungsschrank“ sind im Anhang zu finden.

2.3 Thermobox

2.3.1 Aufhängung der Thermoschläuche

Die über dem Device-Under-Test angebrachte Thermobox und der Klimaschrank werden durch zwei Thermoschläuche miteinander verbunden. Sie verlaufen in hohem Bogen, um den Durchgang zwischen Prüftisch und Klimaschrank zu ermöglichen. Zur Aufhängung der Thermoschläuche wurde bisher ein Zurring verwendet, welcher an der Deckenleuchte befestigt war. Dieser ist in Abbildung 56 in Blau ersichtlich.

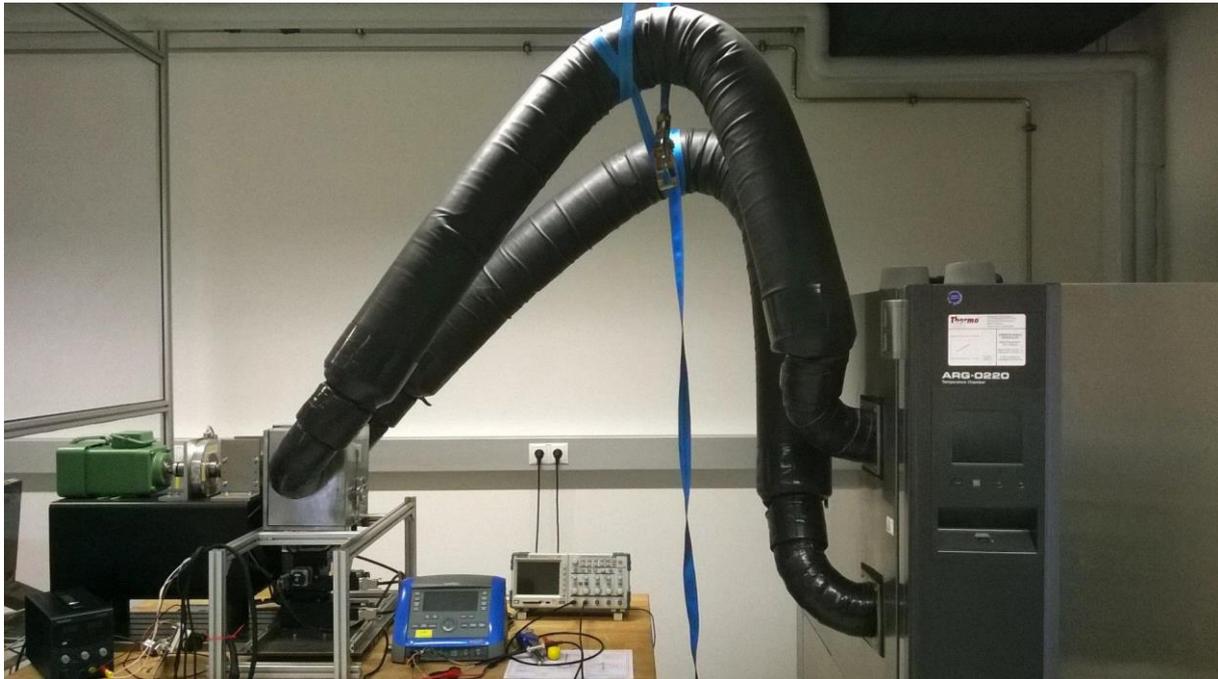


Abbildung 56: Aufhängung der Thermoschläuche mittels Zurring im bisherigen Zustand

Da beide Schläuche mit einem Gurt befestigt wurden, gestaltete sich das Hantieren mit den Schläuchen bei Montage und Demontage der Thermobox als schwierig. In der verbesserten Version der Aufhängung, wurden beide Schläuche getrennt befestigt (siehe Abbildung 57). Jeder Schlauch hängt mit einem Stahlseil mit Gummiummantelung an einer, in der Decke verankerten, Gewindeöse. Die Distanzstücke zwischen den Gewindeösen und der Decke sorgen für ausreichenden Abstand der Befestigungsseile zu der Deckenlampe.

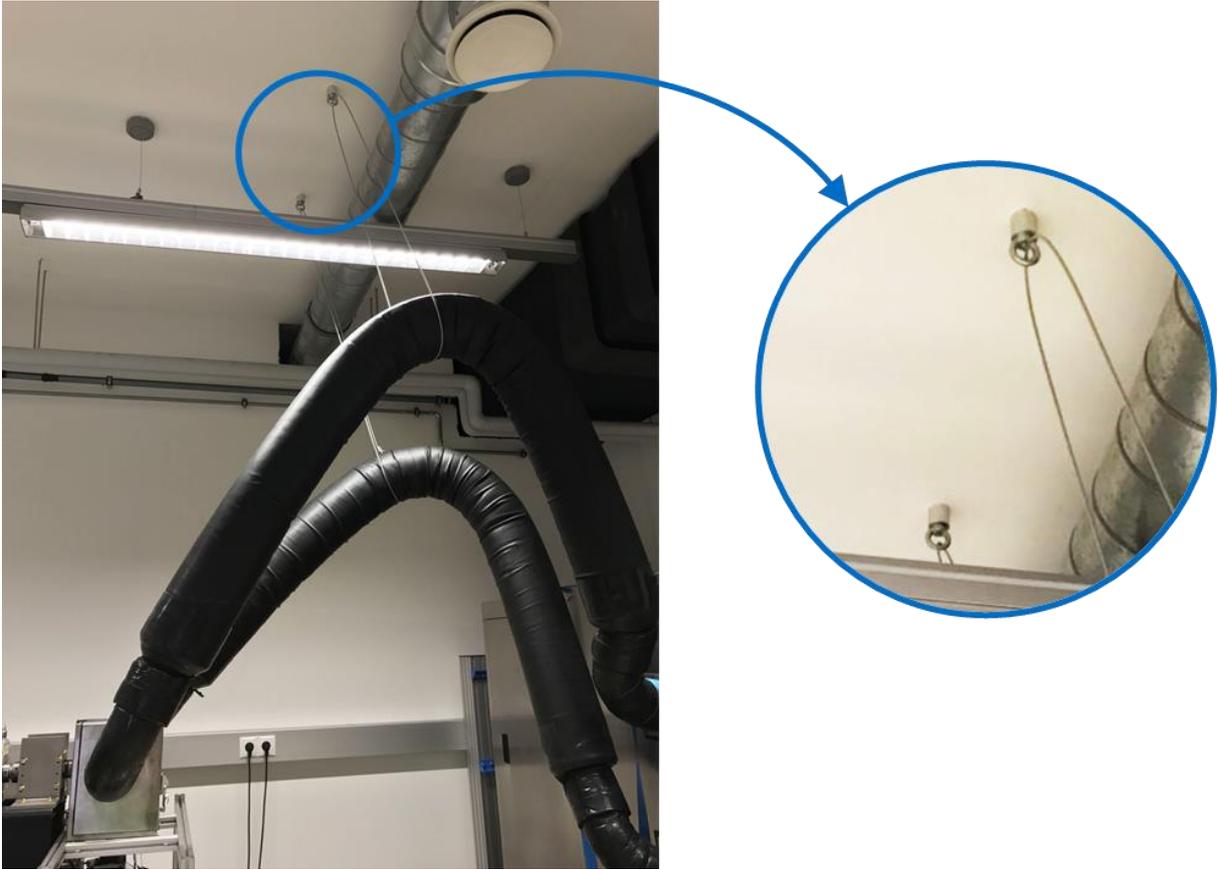


Abbildung 57: Aufhängung der Thermoschläuche mittels Stahlseilen und neuer Befestigungseinrichtung (Gewindeösen)

3 Schwingungsanalyse und Auswuchten

3.1 Schwingungen

Eine Schwingung ist die wiederholte Veränderung einer physikalischen Größe mit der Zeit. Kann deren Verlauf durch eine Sinusfunktion beschrieben werden, wird sie als harmonische Schwingung bezeichnet. Nach einer Periodendauer befindet sich das System wieder im selben Schwingungszustand [19].

Zur anschaulichen Erklärung der wichtigen Begriffe wird das Beispiel des in Abbildung 58 dargestellten Einmassenschwingers (kurz EMS) mit Fliehkraftanregung herangezogen.

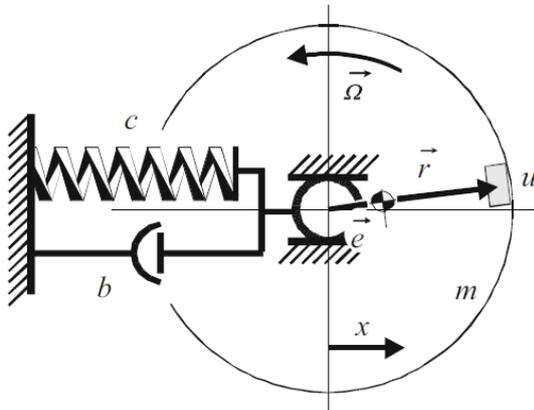


Abbildung 58: EMS mit Fliehkraftanregung [19]

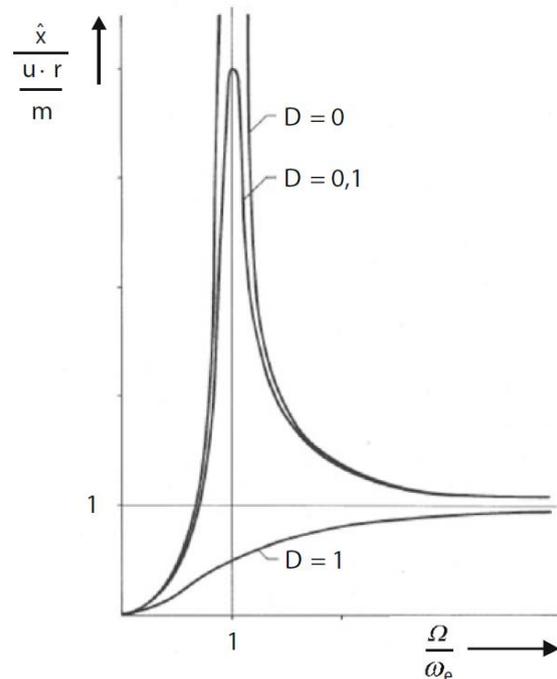


Abbildung 59: Amplitudenverlauf des EMS [19]

Die linear geführte Masse m , die sich mit der veränderlichen Winkelfrequenz $\vec{\Omega}$ dreht, ist über eine Feder mit der Steifigkeit c und einem geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer b mit dem Dämpfungsgrad D abgestützt. Am Radius \vec{r} befindet sich eine Unwuchtmasse u , die für die Anregung verantwortlich ist [19].

Über der Drehzahl aufgetragen, zeigt die bezogene Amplitude den in Abbildung 59 dargestellten charakteristischen Verlauf. Für den Dämpfungsgrad $D = 0$ steigt die bezogene Amplitude von 0 ausgehend zuerst quadratisch, dann immer stärker an (unterkritischer Bereich), geht bei $\Omega/\omega_e = 1$ gegen unendlich (kritischer Bereich/ Resonanzgebiet) und nähert sich anschließend dem Wert 1 (überkritischer Bereich). ω_e bezeichnet die Eigenwinkelfrequenz des freischwingenden, ungedämpften Systems. Mit einem Dämpfungsgrad von 0,1 stellt sich bereits eine endliche maximale Amplitude ein. Zu bemerken ist, dass sich mit steigendem Dämpfungsgrad die maximale Amplitude von $\Omega/\omega_e = 1$ immer weiter in Richtung $\Omega/\omega_e > 1$ verlagert [19].

Den über der Drehzahl aufgetragenen Verlauf der Winkellage zwischen der erregenden Fliehkraft und der Schwingung zeigt Abbildung 60. In der Resonanz eilt die Schwingung der erregenden Fliehkraft, unabhängig vom Dämpfungsgrad, um 90° hinterher. Mit steigendem Dämpfungsgrad wird lediglich der Frequenzbereich, in dem der Umschlag stattfindet, breiter [19].

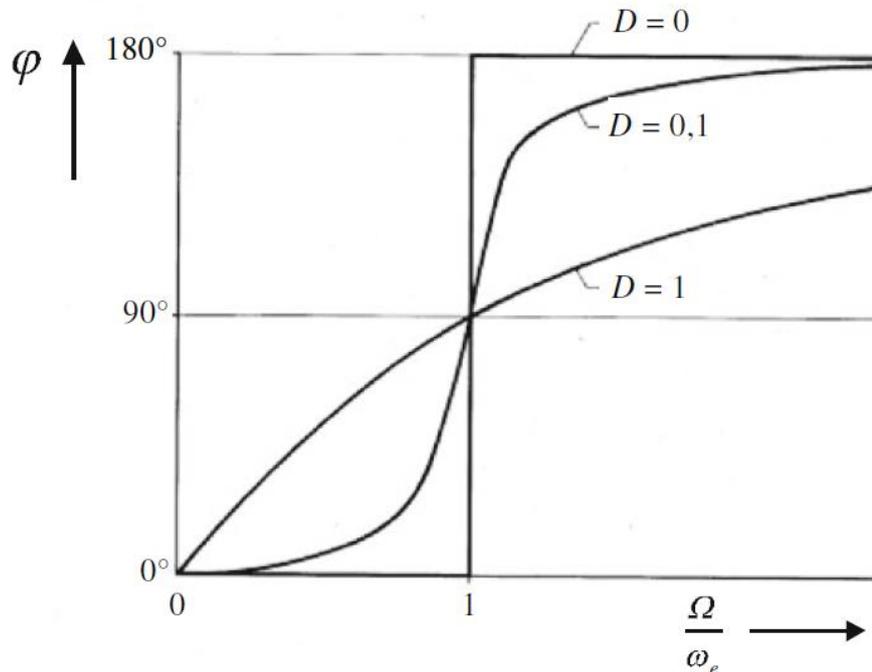


Abbildung 60: Nachlaufwinkel der Schwingung gegenüber der Erregung [19]

Die Anzahl an Eigenfrequenzen eines Körpers kann durch dessen Anzahl an Freiheitsgraden bestimmt werden. Der Einmassenschwinger im oben angeführten Beispiel weist einen Freiheitsgrad, nämlich die Translation in x-Richtung, auf und besitzt demnach auch nur eine Eigenfrequenz.

Ein starrer Körper in Raum besitzt 6 Freiheitsgrade. Er kann in 3 voneinander unabhängige Richtungen verschoben und um 3 voneinander unabhängigen Achsen gedreht werden. Besteht ein Körper aus mehreren Massen, die durch elastische Elemente verbunden werden, erhöht sich die Anzahl an Freiheitsgraden [19].

Ein kontinuierliches Gebilde stellt eine gemeinsame Verteilung von Massen und Steifigkeiten dar. Es weist unendlich viele Freiheitsgrade und somit auch unendlich viele Eigenfrequenzen auf [19].

3.2 Rotoren

Per ISO-Definition ist ein Rotor ein rotierender Körper mit Lagerzapfen, die in Lagern gehalten werden [19]. Sie werden in zwei Gruppen eingeteilt, Rotoren mit starrem Verhalten und Rotoren mit nachgiebigem Verhalten.

3.2.1 Rotoren mit starrem Verhalten

Ist die Änderung des Unwuchtzustands und/oder der Form bis zur Betriebsdrehzahl vernachlässigbar, so spricht man von Rotoren mit starrem Verhalten. Während der Rotation können auch starre Rotoren Bewegungen aufgrund nachgiebiger Lagerung zeigen, jedoch keine Durchbiegung des Rotors selbst [19].

3.2.2 Rotoren mit nachgiebigem Verhalten

Ist die Änderung des Unwuchtzustands und/oder der Form bis zur Betriebsdrehzahl nicht vernachlässigbar, so spricht man von Rotoren mit nachgiebigem Verhalten. Dazu gehören Rotoren mit wellenelastischem Verhalten, körperelastischem Verhalten und Setzungsverhalten. Im Folgenden sind jedoch nur Rotoren mit wellenelastischem Verhalten relevant [19].

3.2.2.1 Rotoren mit wellenelastischem Verhalten

Bei Rotoren mit wellenelastischem Verhalten müssen neben den niedrigtourigen Unwuchten auch modale Unwuchten, die Biegeeigenformen anregen, berücksichtigt werden. Der Unwuchtzustand verändert sich bis zur Betriebsdrehzahl nur unwesentlich [19].

3.3 Unwucht

Eine Unwucht \vec{U} ist definiert als das Produkt einer Unwuchtmasse u und deren Abstand \vec{r} von der Drehachse des Rotors [19]:

$$\vec{U} = u * \vec{r} \quad (3.1)$$

\vec{U}	...	Unwucht	[SI-Einheit kgm, häufig benutzte Einheit gmm]
u	...	Unwuchtmasse	[SI-Einheit kg, häufig benutzt g]
\vec{r}	...	Radius	[SI-Einheit m, häufig benutzt: mm]

Rotiert diese Unwuchtmasse mit der Winkelgeschwindigkeit ω entsteht die Fliehkraft \vec{F} [19]:

$$\vec{F} = u * \vec{r} * \omega^2 = \vec{U} * \omega^2 \quad (3.2)$$

\vec{F}	...	Fliehkraft	[N]
ω	...	Winkelgeschwindigkeit	[1/s]

Unwuchten sind auf Fertigungsungenauigkeiten, Montagetoleranzen und Inhomogenität im Werkstoff zurückzuführen [20].

In einem rotierenden System ist, nach DIN ISO Definition, dann eine Unwucht vorhanden, wenn als Folge von nicht ausgeglichenen Fliehkräften Schwingkräfte oder Schwingbewegungen auf die Lager übertragen werden [19].

3.3.1 Unwuchtarten

Der Unwuchtzustand eines Rotors kann durch verschiedene Unwuchtarten beschrieben werden. Man unterscheidet statische Unwucht, Momentenunwucht, resultierende Unwucht, dynamische Unwucht und modale Unwucht. Im Folgenden werden die verschiedenen Unwuchtarten, von einem vollkommen unwuchtfreien Rotor ausgehend, erläutert.

3.3.1.1 Statische Unwucht

Eine einzelne Unwuchtmasse, die in jener Radialebene des Rotors, in der sein Schwerpunkt liegt, angebracht wird, hat eine statische Unwucht zur Folge. Durch die Unwuchtmasse liegt der Gesamtschwerpunkt um die Schwerpunktsexzentrizität \vec{e} von der Rotorachse entfernt (siehe Abbildung 61) [19].

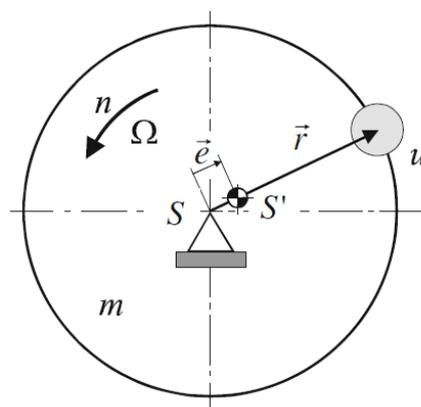


Abbildung 61: Statische Unwucht [19]

Die Schwerpunktsexzentrizität kann aus der Gleichgewichtsbedingung berechnet werden:

$$(m + u) * \vec{e} = u * \vec{r} \quad (3.3)$$

$$\vec{e} = \frac{u * \vec{r}}{m + u} \quad (3.4)$$

Die Unwuchtmasse ist in den meisten Fällen gegenüber der Rotormasse vernachlässigbar klein, weshalb geschrieben werden kann:

$$\vec{e} = \frac{u * \vec{r}}{m} = \frac{\vec{U}_S}{m} \quad (3.5)$$

Die statische Unwucht stellt einen Sonderfall der resultierenden Unwucht dar [19].

3.3.1.2 Momentenunwucht

Zwei gleich große Unwuchtmassen, die in zwei verschiedenen Radialebenen genau gegenüberliegend angebracht werden, bilden ein Unwuchtpaar und haben eine Momentenunwucht zur Folge.

Der Schwerpunkt des Rotors zeigt bei einer Momentenunwucht keine Exzentrizität, unabhängig davon ob die beiden Ebenen, in denen die Unwuchten wirken, symmetrisch oder asymmetrisch zum Schwerpunkt liegen. Voraussetzung hierfür ist ein gleiches Produkt aus \vec{l} und \vec{C} . Die Unwuchten verursachen ein Unwuchtmoment, das in beiden Lagern stets gleich große, aber entgegengesetzte Kräfte hervorruft [19].

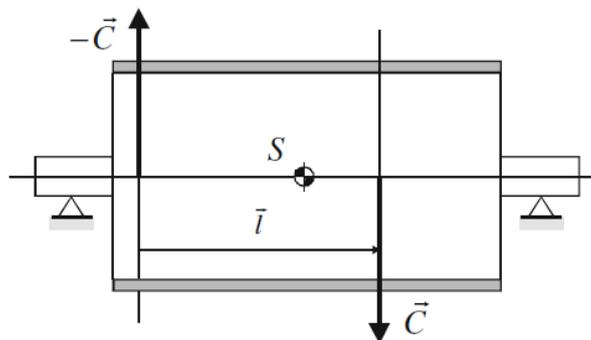


Abbildung 62: Momentenunwucht

3.3.1.3 Resultierende Unwucht

Eine einzelne Unwuchtmasse, die in einer beliebigen Radialebene des Rotors angebracht wird, hat eine resultierende Unwucht zur Folge. Sie entspricht einer Kombination einer statischen Unwucht mit einer Momentenunwucht, mit der Besonderheit, dass beide in derselben Längsebene des Rotors liegen [19].

Anhand Abbildung 63 lässt sich der Zusammenhang leicht erklären. Im Abstand l vom Schwerpunkt entfernt, befindet sich die Unwucht \vec{U}_r . Im Schwerpunkt greifen die vom Betrag gleichen Unwuchten \vec{U}_s und $-\vec{U}_r$ an. Die Wirkung der beiden Unwuchten Schwerpunkt hebt sich auf. Die Unwuchten \vec{U}_r und $-\vec{U}_r$ bilden jedoch ein Unwuchtpaar und stellen somit eine Momentenunwucht dar [19].

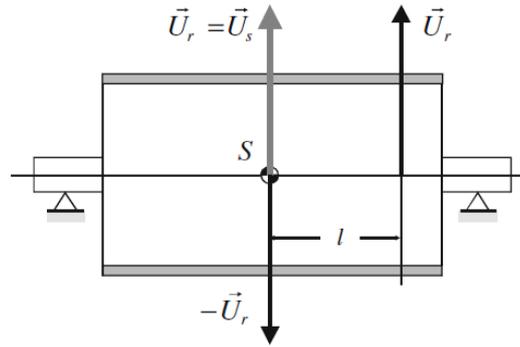


Abbildung 63: Resultierende Unwucht [19]

3.3.1.4 Dynamische Unwucht

Durch Überlagerung einer resultierenden Unwucht mit einer Momentenunwucht kann die dynamische Unwucht gebildet werden. Sie kann durch komplementäre Unwuchten in zwei beliebigen wählbaren Ebenen ausgedrückt werden (siehe Abbildung 64) [19].

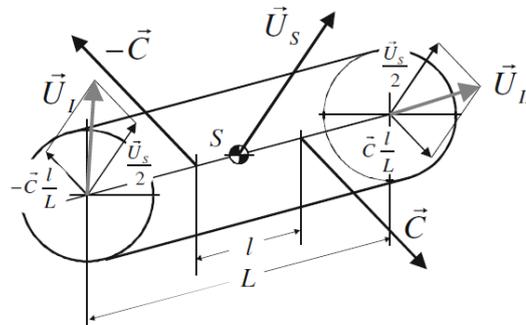


Abbildung 64: Dynamische Unwucht [19]

Resultierende Unwucht, statische Unwucht und Momentenunwucht kann man als Sonderfälle der dynamischen Unwucht auffassen. Alle bisher genannten Unwuchten können auch unter dem Begriff „niedrigtourige Unwuchten“ zusammengefasst werden [19].

3.3.1.5 Modale Unwucht

Die Anregung in den biegekritischen Drehzahlen erfolgt durch eine oder mehrere Unwuchten (siehe Abbildung 65). Es entsteht dabei immer die gleiche Eigenform egal in welcher Radialebene eine einzelne Unwucht liegt, bzw. wie die Unwuchten verteilt sind. Die Eigenform ist nur von den Rotor- und Lagerdaten abhängig. Die Höhe der Amplitude ist von der Unwucht und deren Lage abhängig. Je größer der Biegepfel an der Stelle der Unwucht ist, desto größer ist die Anregung und damit die Amplitude (siehe Abbildung 66) [19].

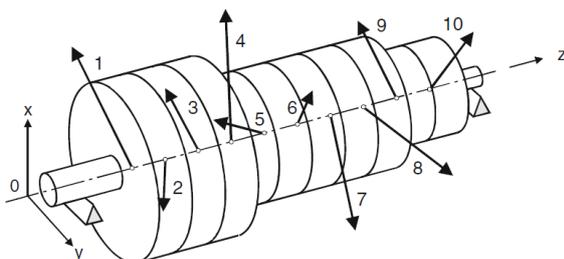


Abbildung 65: Rotor mit Unwuchtvektoren [19]

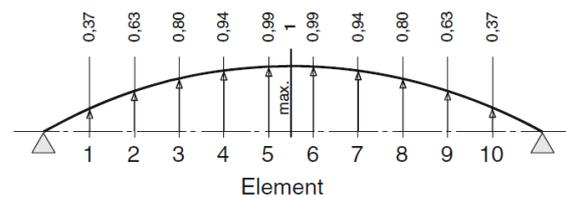


Abbildung 66: Biegelinie der ersten Eigenform [19]

3.4 Auswuchten

Alle Maßnahmen die den Ausgleich der Massenkräfte an Rotoren zum Ziel haben werden als Auswuchten bezeichnet. Dabei wird die Massenverteilung eines Rotors geprüft und gegebenenfalls soweit verbessert, dass die Unwuchten in zulässigen Grenzen bleiben [19], [20].

Das Auswuchten kann unter verschiedenen Zielsetzungen durchgeführt werden. Dazu gehören das Verbessern der Funktion der Maschine, die Verlängerung ihrer Lebensdauer oder das Eröffnen besonderer Einsatzmöglichkeiten durch besonders schwingungs- bzw. geräuscharmen Lauf [19].

Die Auswuchtaufgabe wird über das Verhalten der Unwuchten über der Drehzahl und die auszugleichenden bzw. zu kontrollierenden Unwuchtkarten definiert. Der Ausgleich erfolgt entweder durch Materialabtrag am Rotor oder durch Anbringen von Ausgleichsmassen in den Ausgleichsebenen. Darunter versteht man Ebenen, senkrecht zur Schaftachse des Rotors, in denen der Ausgleich durchgeführt wird. Deren Anzahl wird durch die Auswuchtaufgabe bestimmt. Im Idealfall wird in jeder dieser Ebenen die Summe der Unwuchten Null [19].

3.4.1 Gütestufen

Unwuchttoleranzen können aus den in ISO 1940-1 festgelegten Gütestufen ermittelt werden. Die Einteilung erfolgt nach Klassen, denen bestimmte Maschinentypen zugeordnet werden. Die Gütestufen werden anhand der zulässigen Bahngeschwindigkeit des Schwerpunkts v_{zul} , also dem Produkt aus der zulässigen Exzentrizität e_{zul} und der maximalen Betriebsdrehzahl Ω , bezeichnet. D.h. die Gütestufe G 2,5 entspricht beispielsweise einer maximal zulässigen Bahngeschwindigkeit des Schwerpunkts von 2,5 mm/s. Die Gütestufen reichen von G 0,4 bis G 4000 [19].

Die zulässige Unwucht U_{zul} kann wie folgt berechnet werden:

$$U_{zul} = e_{zul} * m = \frac{v_{zul}}{\Omega} * m \quad (3.6)$$

Die Gütestufen stellen erfahrungsbasierte Richtwerte für den jeweiligen Maschinentyp dar, bei deren Einhaltung mit großer Wahrscheinlichkeit eine befriedigende Laufruhe im Betrieb zu erwarten ist [19].

In Tabelle 9 sind die zuvor erwähnten Klassen mit den dazugehörigen Gütestufen angeführt.

Tabelle 9: Richtwerte für die Auswucht-Gütestufen für Rotoren mit starrem Verhalten, Tab. 1 aus DIN ISO 1940-1 [19]

Maschinenart – Allgemeine Beispiele	Auswucht-Gütestufe	Betrag von $e_{zul} \cdot \Omega$ (mm/s)
Kurbeltriebe für große langsamlaufende Schiffsdiesel ohne Massenausgleich (Kolbengeschwindigkeit unter 9 m/s)	G 4 000	4 000
Kurbeltriebe für große langsamlaufende Schiffsdiesel mit Massenausgleich (Kolbengeschwindigkeit unter 9 m/s)	G 1 600	1 600
Kurbeltriebe ohne Massenausgleich bei elastischer Aufstellung	G 630	630
Kurbeltriebe ohne Massenausgleich bei starrer Aufstellung	G 250	250
Komplette Kolbenmotoren von Pkw, Lkw und Lokomotiven	G 100	100
Pkw: Räder, Felgen, Radsätze, Gelenkwellen	G 40	40
Kurbeltriebe mit Massenausgleich bei elastischer Aufstellung		
Maschinen der Landwirtschaft	G 16	16
Kurbeltriebe mit Massenausgleich bei starrer Aufstellung		
Zerkleinerungsmaschinen		
Antriebswellen (Kardanwellen, Propellerwellen)		
Strahltriebwerke	G 6,3	6,3
Zentrifugen (Schleudern)		
Elektromotoren und Generatoren mit mindestens 80 mm Wellenhöhe und höchster Nenn Drehzahl bis 950 min^{-1}		
Elektromotoren mit einer Wellenhöhe unter 80 mm		
Lüfter		
Getriebe		
Maschinen des allgemeinen Maschinenbaus		
Werkzeugmaschinen		
Papiermaschinen		
Maschinen der Verfahrenstechnik		
Pumpen		
Turbolader		
Wasserkraftturbinen		
Kompressoren	G 2,5	2,5
Computer-Laufwerke		
Elektromotoren und Generatoren mit mindestens 80 mm Wellenhöhe und höchster Nenn Drehzahl über 950 min^{-1}		
Gasturbinen, Dampfturbinen		
Werkzeugmaschinen-Antriebe		
Textilmaschinen		
Antriebe von Audio- und Videogeräten	G 1	1
Schleifmaschinen-Antriebe		
Kreisel	G 0,4	0,4
Spindeln und Antriebe von Präzisionsmaschinen		

Abbildung 67 zeigt den Verlauf der zulässigen bezogenen Restunwucht in Abhängigkeit der maximalen Betriebsdrehzahl für die verschiedenen Gütestufen über der Drehzahl. Der allgemein gebräuchliche Bereich ist hell gekennzeichnet [19].

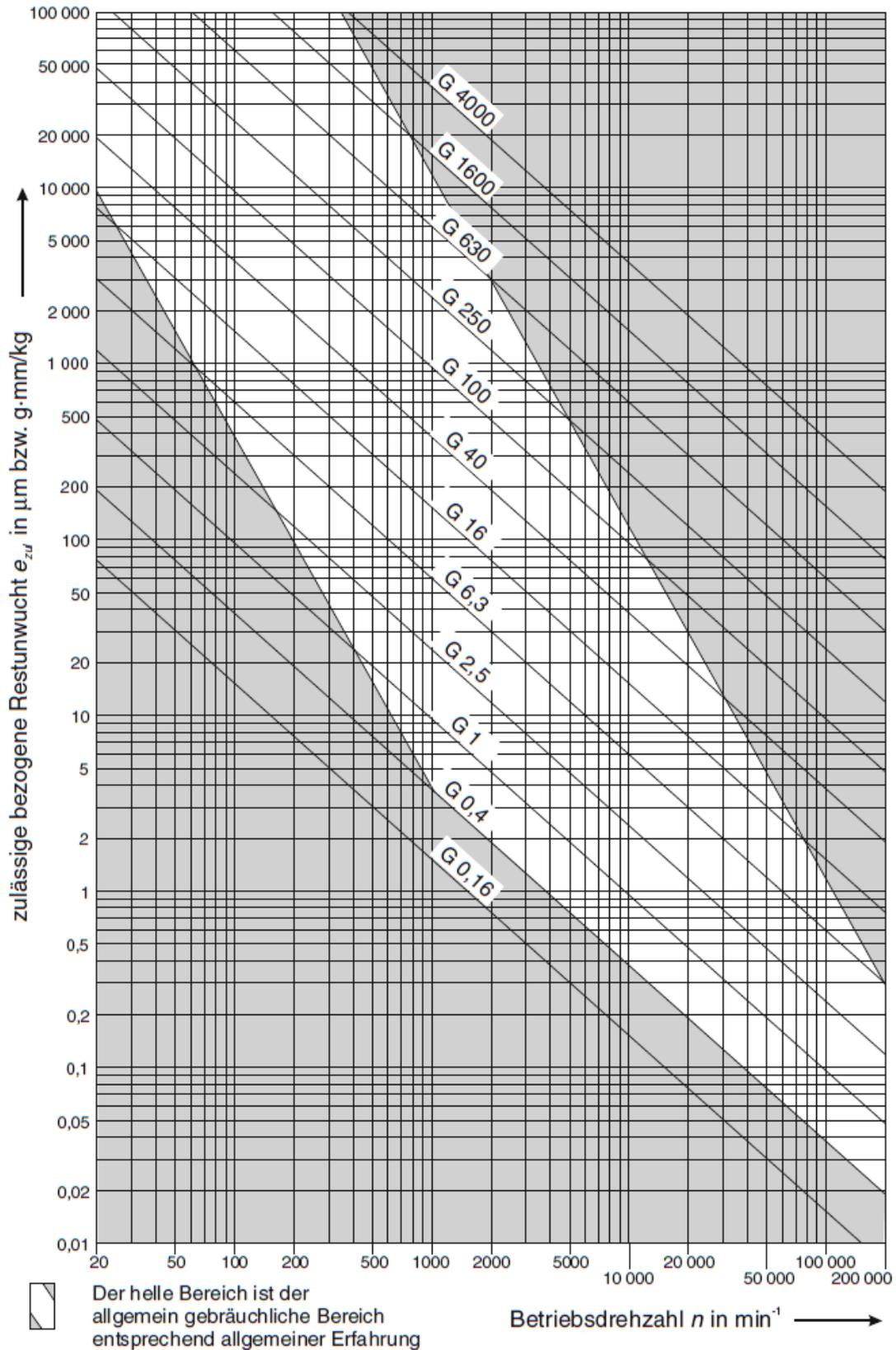


Abbildung 67: Verlauf der Gütestufen über der Drehzahl nach DIN ISO 1940-1 [19]

3.4.2 Ein-Ebenen-Auswuchten

Liegt bei einem Rotor nur die resultierende Unwucht oberhalb des zulässigen Wertes, so ist das Auswuchten in einer Ebene ausreichend. Modalen Unwuchten, die bei einer hochtourigen Messung der Unwuchten ermittelt werden, können durch Ein-Ebenen-Auswuchten ebenfalls positiv beeinflusst werden. Entscheidend dafür ist die Wahl der richtigen Ausgleichsebene. Wird die Ebene gewählt, in der die resultierende Unwucht auftritt, so kann die Amplitude der modalen Unwucht durch die verringerte Anregung reduziert werden [19].

3.4.3 Zwei-Ebenen-Auswuchten

Liegen bei einem Rotor die resultierende Unwucht und die Momentenunwucht oberhalb des zulässigen Wertes, so ist das Auswuchten in zwei Ebenen notwendig. In Bezug auf die Beeinflussung der modalen Unwuchten gilt dasselbe Prinzip wie beim Ein-Ebenen-Auswuchten (siehe Kapitel 3.4.2) [19].

3.4.4 Mehr-Ebenen-Auswuchten

Liegen neben den niedrigtourigen Unwuchten auch modale Unwuchten oberhalb der zulässigen Werte, ist das Auswuchten in mehreren Ebenen notwendig. Sind beispielsweise die resultierende Unwucht, die Momentenunwucht sowie die modalen Unwuchten der 1. und 2. Eigenfrequenz außerhalb des Toleranzbereichs, so sind mindestens vier Ausgleichsebenen erforderlich [19].

3.5 Bewertung des Schwingungszustands

Die Bewertung des Schwingungszustands unter Betriebsbedingungen erfolgt nach DIN ISO 10816-3 durch Messen der Schwingungen an nicht rotierenden Teilen. Als Bewertungskriterium wird die effektive Schwinggeschwindigkeit v_{eff} mit der Einheit mm/s herangezogen. Berücksichtigt wird der Frequenzbereich von 10 Hz bis 1000 Hz [19].

$$v_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \quad (3.7)$$

Für die Bewertung des Schwingungszustands stehen 4 Zonen (A bis D) zur Verfügung:

- **Zone A** Schwingungen neu in Betrieb gesetzter Maschinen
- **Zone B** Maschinen können ohne Einschränkungen im Dauerbetrieb laufen
- **Zone C** Maschinen können nur eine begrenzte Zeit betrieben werden
- **Zone D** Schwingungen sind gefährlich und können Schäden an der Maschine erzeugen

Die Grenzwerte variieren nach Maschinengruppe und Fundament [19]. Tabelle 10 zeigt die Zonengrenzen für die Maschinengruppe 2 - mittelgroße Maschinen mit einer Leistung von 15 bis 300kW [21]. Für den vorliegenden Prüfstand sind, aufgrund der Gummilagerung des Aufbaus, die Werte für weiche Fundamente gültig.

Tabelle 10: Zonengrenzen der effektiven Schwinggeschwindigkeit für Maschinengruppe 2 [21]

	Fundament	weich	starr
V _{eff} 10 – 1000 Hz	> 7,1 mm/s	D	D
	> 4,5 mm/s	C	D
	> 2,8 mm/s	B	C
	> 2,3 mm/s	B	B
	> 1,4 mm/s	A	B
	< 1,4 mm/s	A	A

3.6 Schwingungsanalyse am Rotorlage-Prüfstand

Ziel der Schwingungsanalyse am Rotorlage-Prüfstand ist die Messung des Schwingungszustands im gesamten Drehzahlbereich und die Bestimmung des Rotorverhaltens. Die Analyse erfolgt in mehreren Schritten. Um Aussagen über den Einfluss des Resolveradapters auf das Schwingungsverhalten machen zu können, wurden im ersten Schritt Messungen ohne Adapter, also mit offenem Wellenende, durchgeführt. Im nächsten Schritt wurden die Messungen mit einem Resolveradapter wiederholt. Aus den gewonnenen Erkenntnissen konnten geeignete Maßnahmen erarbeitet werden, um das Schwingungsverhalten soweit zu verbessern, dass die geforderten Grenzwerte eingehalten werden können.

Der Aufbau des Wellenstrangs ist in Abbildung 68 zu sehen. Die Antriebswelle ist über eine Metallbalgkupplung mit dem Antriebsmotor verbunden. An einem Wellenende ist der Referenzsensor angebracht, am anderen der Resolveradapter mit dem Resolver-Rotor. Die Welle wird durch Schrägkugellager in angestellter O-Anordnung gelagert.

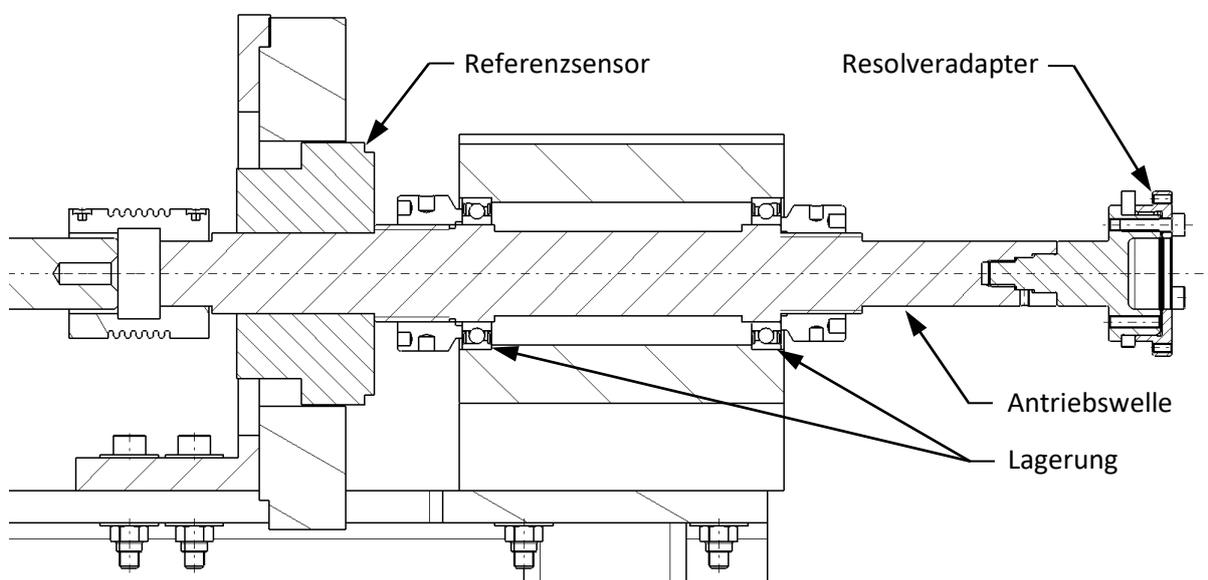


Abbildung 68: Schnittdarstellung Prüfstandsbaus

Das Schwingungsverhalten des Aufbaus wird durch folgende Parameter beeinflusst:

- Rotorverhalten
- Unwuchten längs der Rotorachse
- Lagerdaten

Der Rotor in diesem Prüfstandsbaus weist wellenelastisches Verhalten auf, d.h. neben den niedrigtourigen Unwuchten spielen auch modale Unwuchten eine Rolle. Die Welle ist sehr präzise gefertigt, wodurch deren Unwucht vernachlässigbar ist. Den größten Einfluss auf die ins System eingebrachte Unwucht übt der Resolveradapter mit dem Resolver-Rotor aus. Dies lässt sich durch den großen Abstand zur Lagerung, den vergleichsweise hohen Massen und den notwendigen Montagetoleranzen zwischen den Bauteilen erklären. Um die Unwucht des Rotors zu reduzieren, wird eine Möglichkeit zum Ausgleich der eingebrachten Unwucht geschaffen.

3.6.1 Verwendete Messtechnik

Für die Schwingungsanalyse und den in weiterer Folge durchgeführten Auswuchtvorgang wurde ein Messgerät des Typs Smart Balancer 2 von Schenck eingesetzt, welches in Abbildung 69 zu sehen ist.



Abbildung 69: Schenck Smart Balancer 2

Mit diesem Messgerät können Schwingbeschleunigung, Schwinggeschwindigkeit, Schwingweg, Phasenlage und Drehzahl erfasst und aufgezeichnet werden. Das ermöglicht die Analyse von Eigenschwingungen durch Auslaufkurven bzw. Anschlagtests und die Durchführung von Auswuchtvorgängen.

Die Bewertung des Schwingungszustands erfolgt nach DIN ISO 10816-3, durch Messen der Schwingungen am Lagergehäuse in den beiden Lagerebenen. Die Messstellen mit den montierten Schwingungsaufnehmern des Typs VIB 6.147 sind in Abbildung 70 ersichtlich.

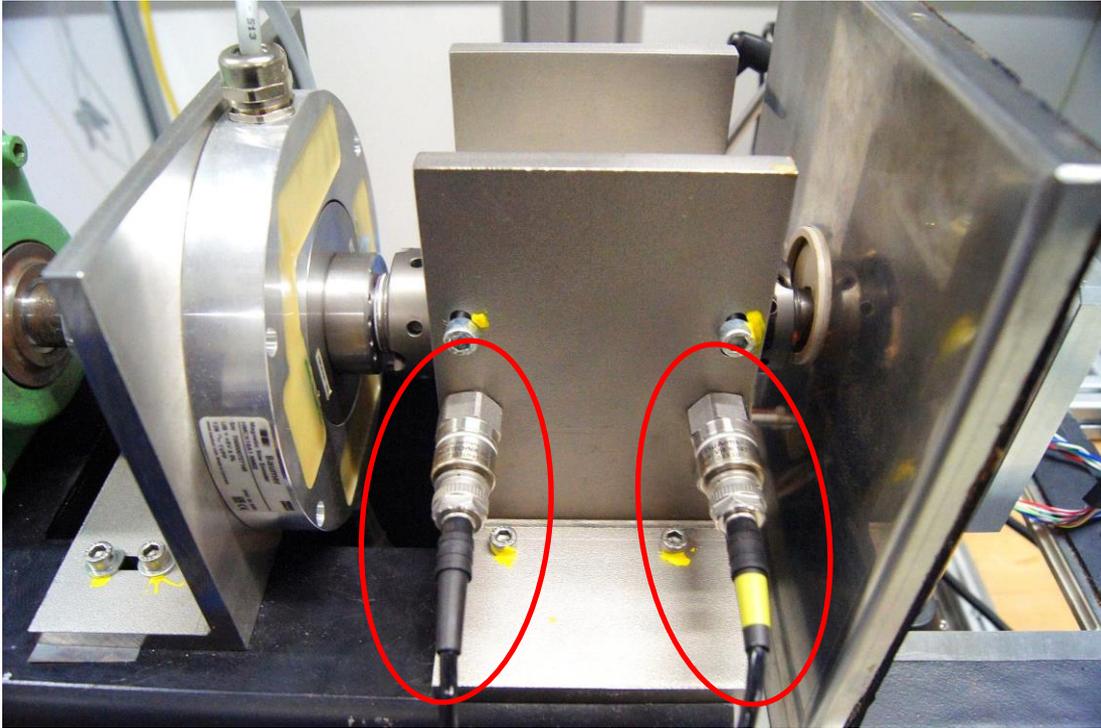


Abbildung 70: Schwingungsaufnehmer VIB 6.147 in den beiden Lagerebenen am Lagergehäuse

Zur berührungslosen Erfassung der Wellendrehzahl wird ein Laser-Triggersensor des Typs VIB 6.631 verwendet. Ein an der Welle befestigter Klebestreifen mit reflektierender Beschichtung dient als Triggermarke. Da die Welle einen hohen Glanzgrad aufweist, wurde der restliche Umfang mit schwarzem Klebeband abgedeckt. Der Laser-Triggersensor ist in Abbildung 71 dargestellt.



Abbildung 71: Laser-Triggersensor VIB 6.631

3.6.2 Offenes Wellenende

Die Resonanzstellen des Rotors wurden mit einer Hochlaufanalyse bestimmt. Dazu wird der Rotor mit konstanter Beschleunigung auf Betriebsdrehzahl gebracht und die Schwingungen werden in Abhängigkeit der Drehzahl aufgezeichnet. Gemessen wurden die effektive Schwinggeschwindigkeit und die Phasenlage der Schwingungsamplitude. Die Messergebnisse sind in Abbildung 72 dargestellt.

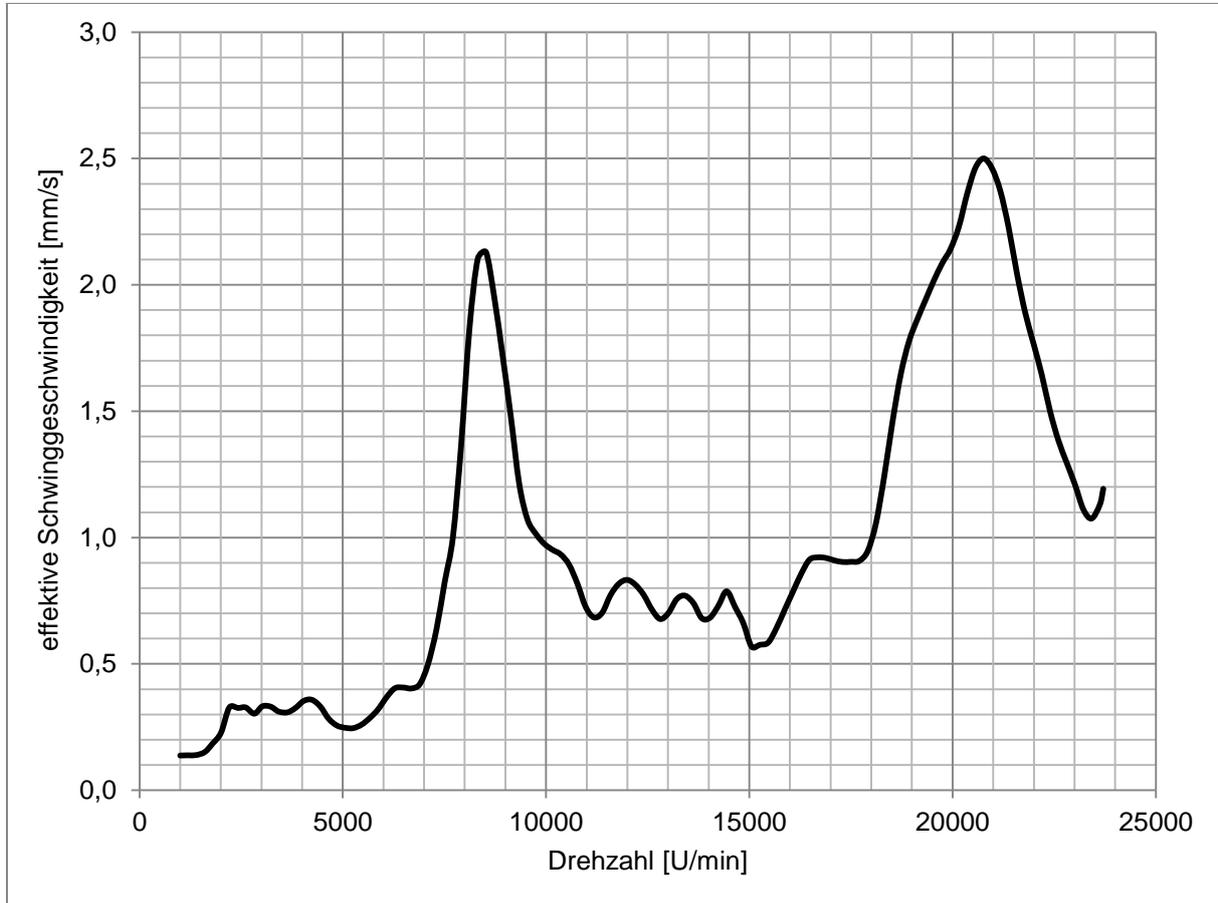


Abbildung 72: Hochlaufanalyse offenes Wellenende – effektive Schwinggeschwindigkeit

Der Maximalwert der effektiven Schwinggeschwindigkeit von 2,5 mm/s entspricht nach ISO 10816 der Zone B, bedeutet also die Maschine kann ohne Einschränkungen im Dauerbetrieb laufen. Dieser Wert sollte auch mit dem montierten Resolver-Rotor und dem zugehörigen Adapter erreicht werden bzw. nicht über 2,8 mm/s ansteigen.

An den Resonanzstellen weist die effektive Schwinggeschwindigkeit ausgeprägte Maxima auf. Wie in Abbildung 72 zu erkennen ist, liegen die Resonanzdrehzahlen, die beim Hochlauf auf maximale Betriebsdrehzahl durchfahren werden, bei 8500 U/min und 20700 U/min.

3.6.3 Resolveradapter Tamagawa Version 1

Für die Optimierungsaufgabe wurde der Resolver vom Hersteller Tamagawa [27] Typ: TS2455N253E75 gewählt. Aufgrund des auffälligen Schwingungsverhaltens konnte bei Prüfläufen mit dem bisher verwendeten Resolveradapter nicht der gesamte Drehzahlbereich bis zur Maximaldrehzahl abgefahren werden. Der bestehende Adapter für den Rotor des Resolvers ist in Abbildung 73 und Abbildung 74 zu sehen.



Abbildung 73: Resolveradapter Version 1

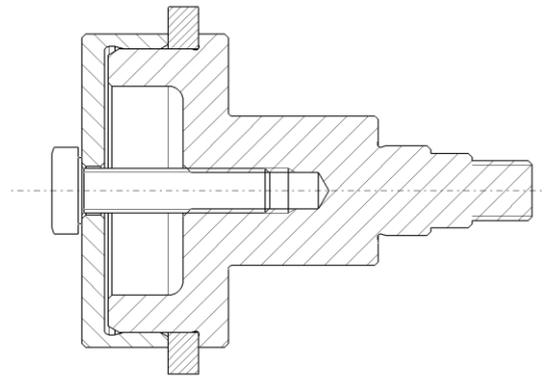


Abbildung 74: Schnittansicht Resolveradapter Version 1

Mit einem Anschlagtest können ohne Drehung des Rotors die Resonanzdrehzahlen ermittelt werden. Dazu wird die Struktur mit einer Schwingungsquelle, die möglichst viele Frequenzen enthält, angeregt. Die Schwingungsantwort der Struktur wird gemessen und nach den Frequenzen ausgewertet. Die höchsten Amplituden zeigen die Resonanzstellen an.

Vor der Hochlaufanalyse wurde ein Anschlagtest durchgeführt, um abschätzen zu können, wie weit die Resonanzstellen durch die größere Rotormasse verschoben wurden. Es wurde mit einem Gummihammer ein pulsformiger Schlag quer zur Rotorachse ausgeübt. Das Ergebnis ist in Abbildung 75 zu sehen. Die größte Schwingungsamplitude weist eine Frequenz von 127 Hz auf, d.h. die erste Eigenfrequenz liegt bei ungefähr 8000 U/min.

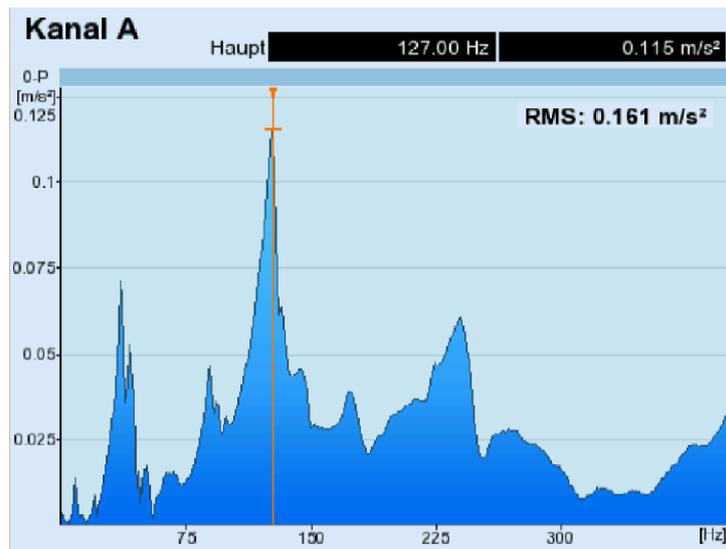


Abbildung 75: Anschlagtest Resolveradapter-Tamagawa Version 1

Anschließend wurde, wie beim offenen Wellenende, eine Hochlaufanalyse durchgeführt. Die Drehzahl wurde auf 12000 U/min begrenzt um Schäden am Prüfstandsaufbau zu vermeiden. Der Rotor wurde wiederum mit konstanter Beschleunigung auf die Zieldrehzahl gebracht und die Schwingungen in Abhängigkeit der Drehzahl aufgezeichnet. Gemessen wurde die effektive Schwinggeschwindigkeit, Abbildung 76 zeigt die Messergebnisse.

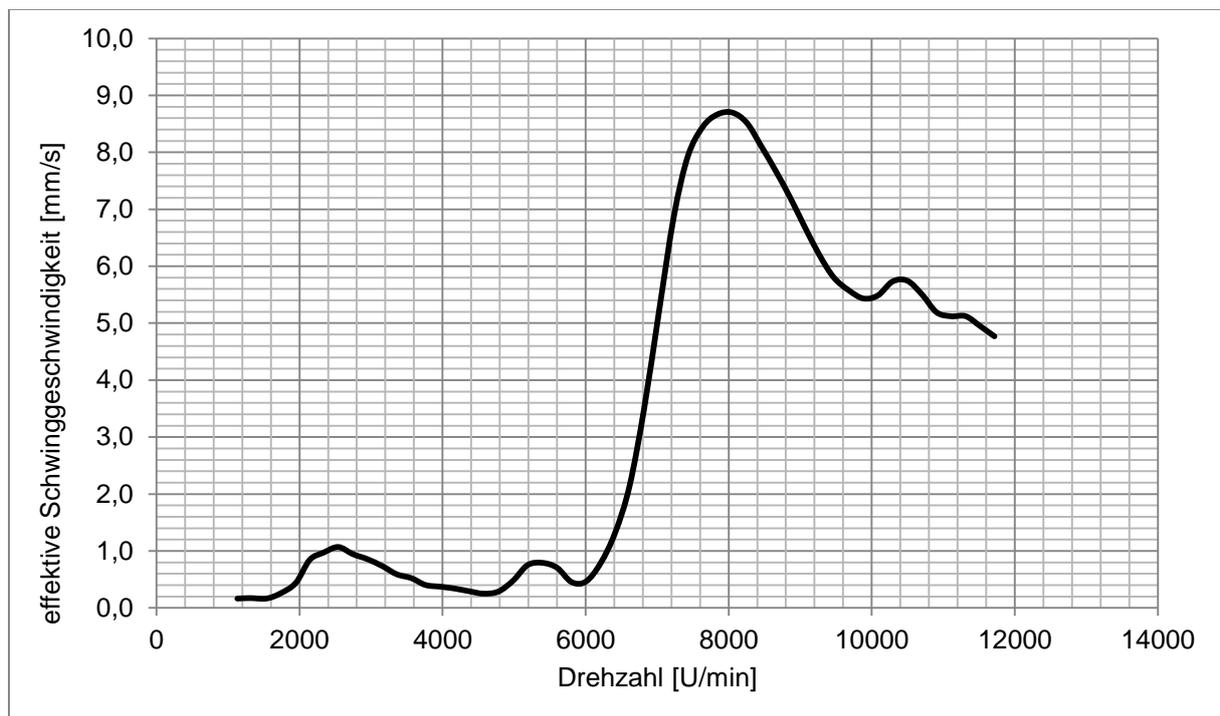


Abbildung 76: Hochlaufanalyse Resolveradapter-Tamagawa Version 1

Wie in Kapitel 3.5 beschrieben, gelten in dieser Maschinengruppe Schwinggeschwindigkeiten ab einem Wert von 7,1 mm/s als gefährlich. Drehzahlen, bei denen dermaßen hohe Schwinggeschwindigkeiten auftreten, sollten nicht angefahren werden. Das bedeutet, dass mit dem bestehenden Resolveradapter keine Prüfläufe mit Drehzahlen über 7000 U/min durchgeführt werden sollten.

3.6.4 Resolveradapter Tamagawa Version 2

Für die vollständige Charakterisierung eines Resolvers ist es notwendig, den gesamten, am Prüfstand darstellbaren, Drehzahlbereich abzudecken. Mit dem Ziel, die Schwingungsgeschwindigkeiten in den Resonanzstellen auf unkritische Werte zu reduzieren, wurde eine neue Version des Resolveradapters konstruiert.

Beim Betrieb des Prüfstands mit dem bestehenden Resolveradapter für den Tamagawa-Resolver wurden in der ersten biegekritischen Drehzahl die zulässigen Schwingungsgeschwindigkeiten deutlich überschritten. Wie in Kapitel 3.3.1.5 beschrieben erfolgt die Anregung in den biegekritischen Drehzahlen durch eine oder mehrere Unwuchten. Durch den Vergleich des Schwingungsverhaltens von offenem Wellenende und dem bestehenden Resolveradapter, kann dieser eindeutig als Unwuchterreger ausgemacht werden. Durch die für den Zusammenbau notwendigen Einbauspiele lassen sich Exzentrizitäten der Bauteile, aus denen die Unwuchten größtenteils entstehen, nicht vermeiden.

3.6.4.1 Maßnahmen

Die aus den Montagespielen resultierenden Unwuchten werden durch Anpassung der Montagetoleranzen reduziert. Um die Schwingungsamplituden weiter zu reduzieren, muss die verbleibende Unwucht ausgeglichen werden. Am effektivsten ist der Ausgleich der Unwucht genau in der Ebene, in der sie entsteht. Liegen bei einem Rotor die niedrigtourigen Unwuchten sowie die modalen Unwuchten der 1. und 2. Eigenfrequenz außerhalb der Toleranz, so sind für das optimale Auswuchten mindestens vier Ausgleichsebenen erforderlich. Wichtig ist dabei, dass sich die einzelnen Unwuchtzustände gegenseitig beeinflussen. Es ist darauf zu achten, dass sich durch den Auswuchtvorgang das Ergebnis des bereits erreichten Zustands nicht wieder verschlechtert [19].

Vernachlässigt man die niedrigtourigen Unwuchten, so genügen 2 Ausgleichsebenen. Allerdings ist ein Auswuchtvorgang in 2 Ebenen mit entsprechendem Aufwand verbunden und verhältnismäßig zeitintensiv. Das widerspricht einem wichtigen Teilziel der Prüfstandsoptimierung, welches darin besteht, den Prüfablauf zu beschleunigen. Darum wird im ersten Schritt untersucht, ob bereits durch den Ausgleich in einer Ebene ein zufriedenstellendes Schwingungsverhalten erreicht werden kann. Diese Vereinfachung ist nur dadurch möglich, dass die Unwucht an der Stelle ausgeglichen wird, wo sie entsteht.

3.6.4.2 Berechnung

Für die Auslegung der Größe der Ausgleichsgewichte wurde anhand der Passungsspiele sowie der Toleranzen die maximale geometrische Unwucht des Resolveradapters berechnet. Der berechnete Unwuchtzustand entspricht dem schlechtmöglichsten Fall, d.h. alle Passungsspiele bzw. Toleranzen addieren sich. Abbildung 77 zeigt die maximalen Passungsspiele der Verbindungsstellen. Die maximale Exzentrizität zwischen zwei Bauteilen errechnet sich aus der Hälfte des maximalen Passungsspiels.

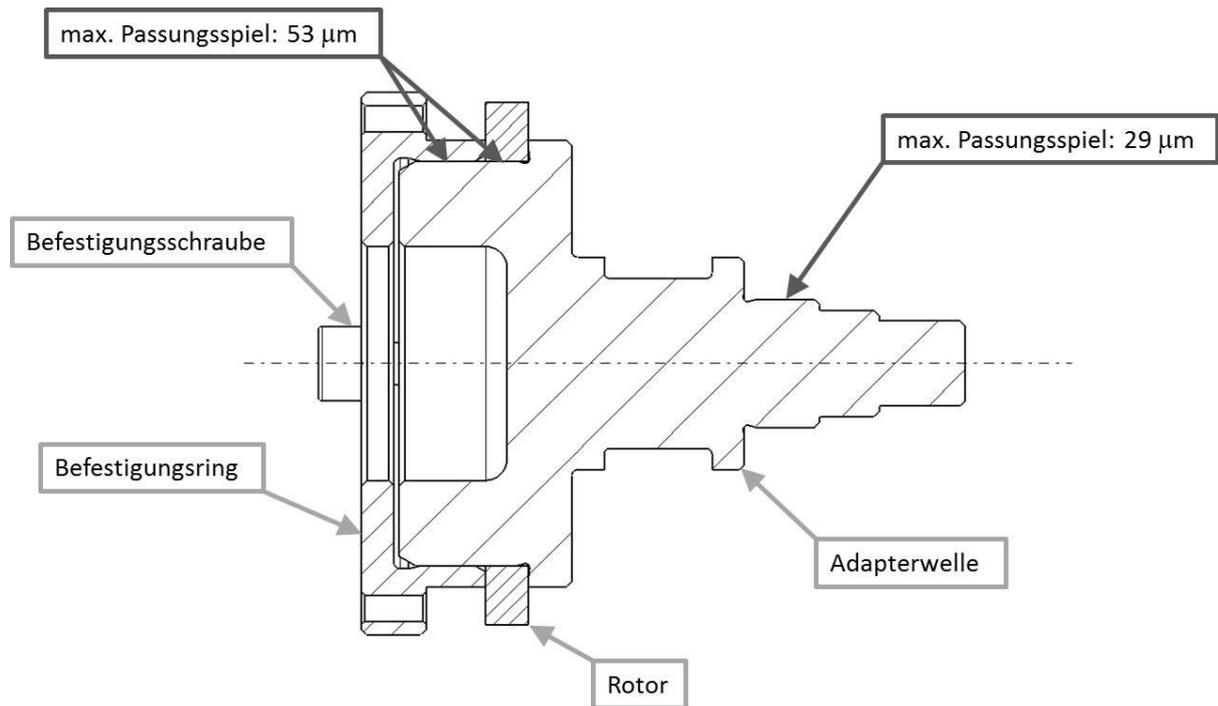


Abbildung 77: Passungsspiele Resolveradapter Tamagawa Version 2

In Tabelle 11 sind die Massen der einzelnen Bauteile der Adapterbaugruppe angeführt.

Tabelle 11: Bauteilmassen

Bauteil	Abkürzung	Masse [kg]
Adapterwelle	$m_{Adapter}$	0,163
Befestigungsring	$m_{Bef.ring}$	0,061
Befestigungsschraube	$m_{Bef.schraube}$	0,003
Rotor	m_{Rotor}	0,023

Maximale Unwucht der Adapterwelle durch Passungsspiel zur Prüfstandswelle:

$$U_{Adapter,max} = m_{Adapter} * e_{Spiel,Adapter} \quad (3.8)$$

$$U_{Adapter,max} = 0,163 \text{ kg} * 14,5 \text{ } \mu\text{m} = 45,82 \text{ gmm}$$

Maximale Unwucht des Befestigungsring durch Passungsspiel zur Adapterwelle:

$$U_{Bef.ring,max} = m_{Bef.ring} * (e_{Spiel,Bef.ring} + e_{Spiel,Adapter}) \quad (3.9)$$

$$U_{Bef.ring,max} = 0,061 \text{ kg} * (26,5 \text{ } \mu\text{m} + 14,5 \text{ } \mu\text{m}) = 2,50 \text{ gmm}$$

Maximale Unwucht des Rotors durch Passungsspiel zur Adapterwelle:

$$U_{Rotor,max} = m_{Rotor} * (e_{Spiel,Rotor} + e_{Spiel,Adapter}) \quad (3.10)$$

$$U_{Rotor,max} = 0,023 \text{ kg} * (26,5 \text{ } \mu\text{m} + 14,5 \text{ } \mu\text{m}) = 0,94 \text{ gmm}$$

Maximale Unwucht durch Rundlaufabweichung zur Prüfstandswelle:

$$U_{Rundlauf,max} = (m_{Adapter} + m_{Bef.ring} + m_{Rotor} + 3 * m_{Bef.schraube}) * e_{Rundlauf} \quad (3.11)$$

$$U_{Rundlauf,max} = (0,163 \text{ kg} + 0,061 \text{ kg} + 0,023 \text{ kg} + 3 * 0,003 \text{ kg}) * 10,0 \mu\text{m} = 2,56 \text{ gmm}$$

Daraus ergibt sich die maximale Gesamtunwucht:

$$U_{Gesamt,max} = U_{Adapter,max} + U_{Rotor,max} + U_{Rundlauf,max} \quad (3.12)$$

$$U_{Gesamt,max} = 45,82 \text{ gmm} + 2,50 \text{ gmm} + 0,94 \text{ gmm} + 2,56 \text{ gmm} = 51,82 \text{ gmm}$$

Die zulässige Unwucht wurde, wie in Kapitel 3.4.1 beschrieben, aus den in ISO 1940-1 festgelegten Gütestufen berechnet. Die in der Norm für Getriebe empfohlene Gütestufe ist, nach Tabelle 9, die Gütestufe G 6,3. Das bedeutet die maximal zulässige Bahngeschwindigkeit des Schwerpunkts v_{zul} beträgt 6,3 mm/s. Zusammen mit der maximalen Betriebsdrehzahl Ω von 24000 U/min und der Gesamtmasse des Wellenstrangs m_{Gesamt} errechnet sich daraus die zulässige Unwucht folgendermaßen:

$$U_{Adapter,zul} = \frac{v_{zul}}{\Omega} * m_{Gesamt} \quad (3.13)$$

$$U_{Adapter,zul} = \frac{6,3 \text{ mm/s}}{24000 \text{ U/min} * \frac{\pi}{30}} * 6,71 \text{ kg} = 16,78 \text{ gmm}$$

Als Ausgleichsgewichte wurden Gewindestifte der Größe M3 gewählt. Die Unwucht, die mit einem Ausgleichgewicht, in Form eines Gewindestifts mit der Länge 10 mm, erzeugt wird, lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$U_{Ausgleich,M3x10} = m_{Ausgleich,M3x10} * r_{Ausgleich} \quad (3.14)$$

$$U_{Ausgleich,M3x10} = 0,51 \text{ g} * 23 \text{ mm} = 11,73 \text{ gmm}$$

Das bedeutet, dass mit drei Ausgleichsgewichten der schlechtmöglichste Fall, in Bezug auf die durch Passungsspiele und Toleranzen verursachte Unwucht des Adapters, unter Berücksichtigung der zulässigen Unwucht, ausgeglichen werden kann. Die Größe M3 eignet sich somit sehr gut.

3.6.4.3 Konstruktion

Die aktualisierte Version des Tamagawa-Resolveradapters (Version 2) ist vom grundsätzlichen Aufbau der ursprünglichen Version sehr ähnlich. Es gibt wiederum einen Adapter mit Verbindungsstück zur Prüfstandswelle. Das Verbindungsstück besteht aus einem Gewinde für die Montage an der Prüfstandswelle, einem Klemmbereich für die Verdrehsicherung und einer Passung zur Zentrierung. Mit Hilfe eines Gabelschlüssels kann der Adapter an der Abflachung gedreht werden, wodurch die Montage an die Prüfstandswelle erleichtert wird.

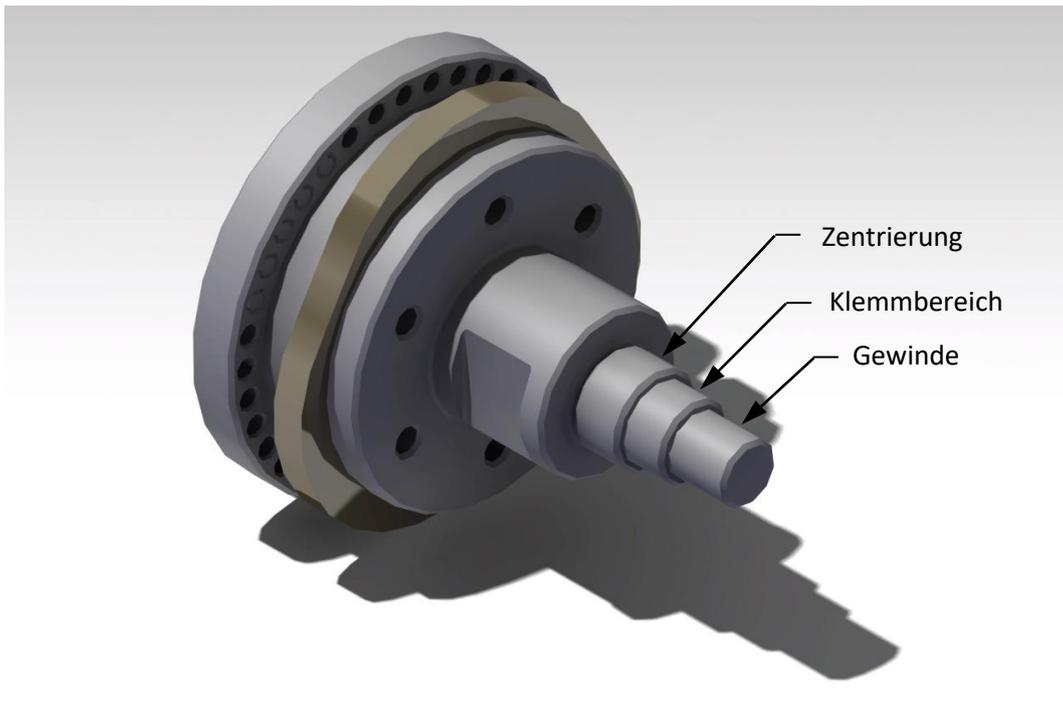


Abbildung 78: Rückansicht Resolveradapter Tamagawa Version 2

Die größten Veränderungen sind am anderen Ende des Adapters zu finden. Der Befestigungsring wird mit drei Schrauben an der Adapterwelle befestigt. Die Bohrungen für die Befestigungsschrauben sitzen sehr weit außen. Um Gewicht zu sparen, und somit den Einfluss auf die Dynamik des Prüfstands möglichst gering zu halten, wurde nicht benötigtes Material im Zentrum des Befestigungsringes und der Adapterwelle entfernt.

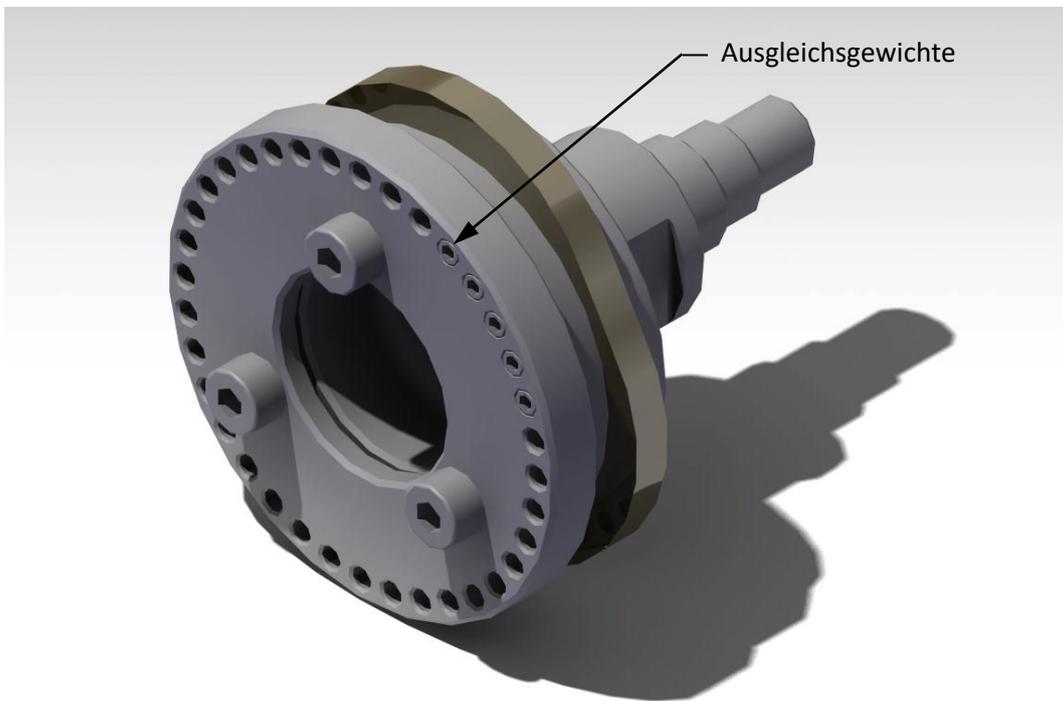


Abbildung 79: Vorderansicht Resolveradapter Tamagawa Version 2

Die Befestigungsschrauben dienen zugleich als Montagehilfe für den Rotor und den Befestigungsring. Wie in Abbildung 80 zu sehen ist, befinden sich in der Adapterwelle sechs Gewindebohrungen. Die drei Gewindebohrungen, die während des Prüfbetriebs ungenutzt bleiben, erleichtern die Demontage des Befestigungsrings, indem von der Rückseite Schrauben zum Abdrücken des Befestigungsrings eingedreht werden können.

Am Befestigungsring befinden sich die Bohrungen für die Ausgleichsgewichte. Der Winkelabstand zwischen den Bohrungen beträgt 10° . Als Ausgleichsgewichte werden, wie bereits in Kapitel 3.6.4.2 erwähnt, Gewindestifte unterschiedlicher Längen eingesetzt. In Abbildung 79 sind 5 Gewindestifte im eingebauten Zustand zu sehen. Die Gewindestifte werden mit einem Innensechskantschlüssel an den im Auswuchtverfahren ermittelten Positionen montiert.

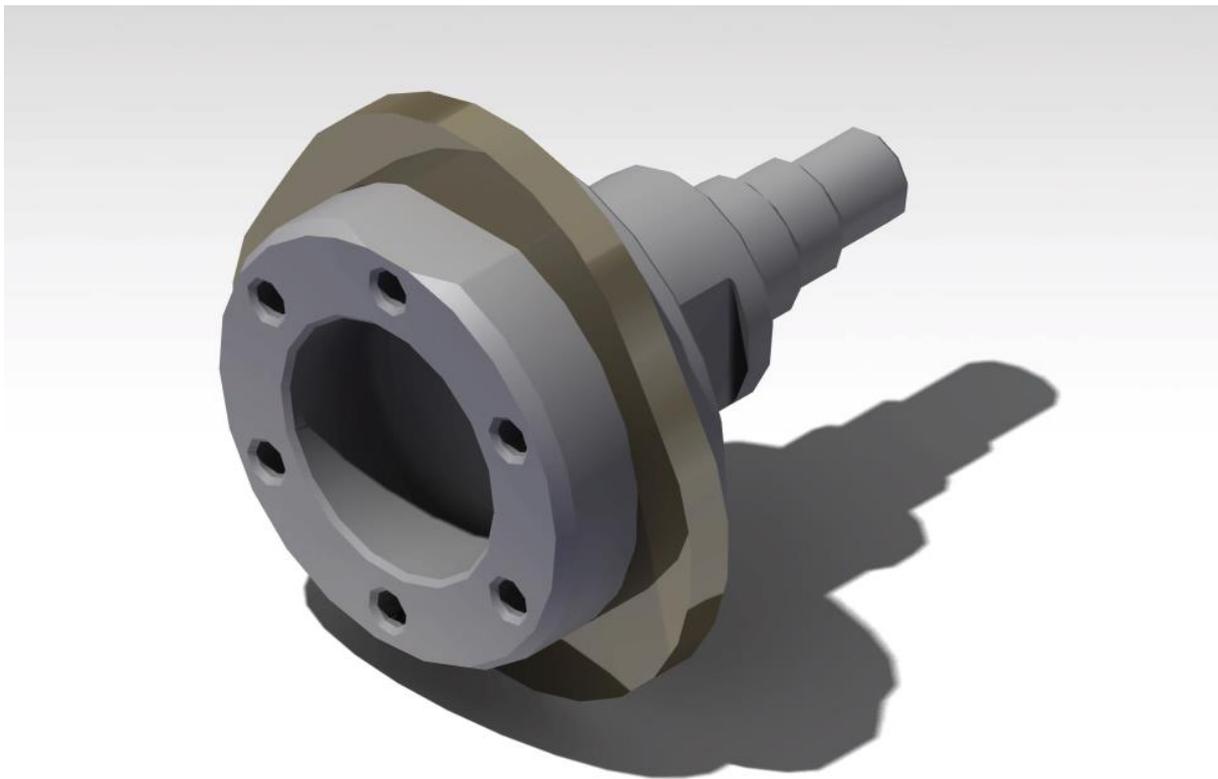


Abbildung 80: Vorderansicht Resolveradapter Tamagawa Version 2 (ohne Befestigungsring)

Der Tamagawa-Rotor weist am Innendurchmesser eine Abflachung auf, die als Verdrehsicherung dient. Die Adapterwelle muss demnach ebenfalls eine entsprechende Abflachung aufweisen. Diese ist in Abbildung 80 zu erkennen.

Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet, dass an allen Fügstellen die Fasen ausreichend groß dimensioniert wurden. Der Montagevorgang wird durch diese Maßnahme stark vereinfacht.

Die Fertigungszeichnungen der Adapterwelle und des Befestigungsrings sowie die Zusammenbauzeichnung des Resolveradapters Tamagawa Version 2 sind im Anhang zu finden.

3.6.4.4 Analyse und Auswuchtvorgang

Die Bewertung des Schwingungsverhaltens des aktualisierten Resolveradapters erfolgt durch eine Hochlaufanalyse. Um Aussagen über die Effektivität des Auswuchtens in einer Ebene treffen zu können, wurde vor und nach dem Auswuchtvorgang eine Messung durchgeführt.

Aus Sicherheitsgründen wurden vor Durchführung der Hochlaufanalyse verschiedene Drehzahlen angefahren und dabei die effektiven Schwinggeschwindigkeiten gemessen. Es zeigte sich, dass die Schwinggeschwindigkeiten dieser Version des Resolveradapters auf einem wesentlich niedrigeren Niveau lagen, als bei der vorherigen Version und somit eine Hochlaufanalyse bis zur Maximaldrehzahl von 24000 U/min kein Sicherheitsrisiko darstellt.

Bei der Hochlaufanalyse wurde der Rotor wiederum mit konstanter Beschleunigung auf die Zieldrehzahl gebracht und die Schwingungen in Abhängigkeit der Drehzahl aufgezeichnet. Gemessen wurde die effektive Schwinggeschwindigkeit, Abbildung 81 zeigt die Messergebnisse.

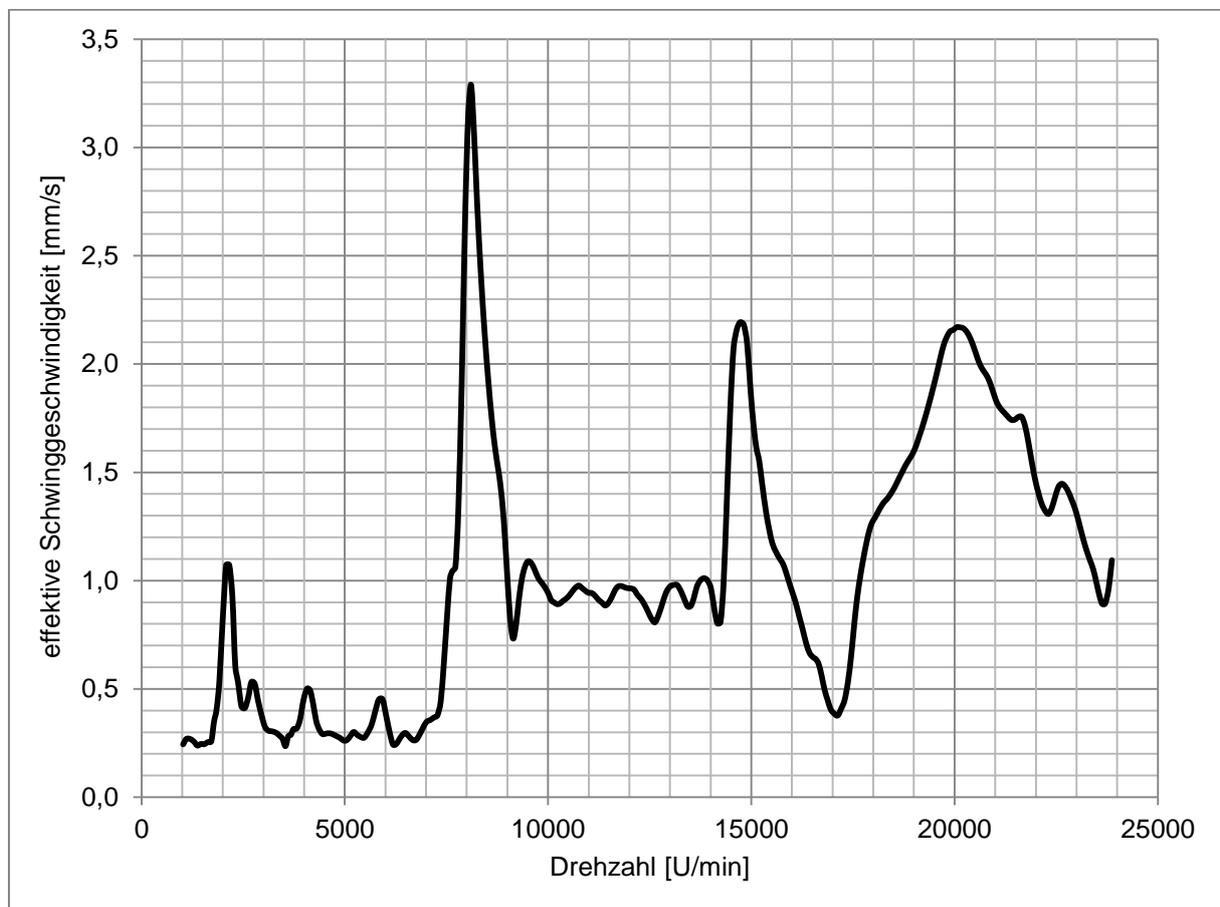


Abbildung 81: Hochlaufanalyse Resolveradapter Tamagawa Version 2 nicht ausgewuchtet

Wie die Messungen der effektiven Schwinggeschwindigkeit bei ausgewählten Drehzahlen vermuten ließen, liegt das Schwingungsniveau der Version 2 über den gesamten Drehzahlbereich um ein Vielfaches unter dem der Version 1 des Resolveradapters. Die größte Amplitude der effektiven Schwinggeschwindigkeit tritt an der Resonanzstelle bei einer Drehzahl von 8550 U/min auf. Der Wert an dieser Stelle liegt bei 3,2 mm/s und liegt damit nach DIN ISO 10816-3 im oberen Bereich der Zone B.

Für den Auswuchtvorgang wurde der in Kapitel 3.6.1 beschriebene Smart Balancer 2 der Firma Schenck verwendet. Der Auswuchtvorgang besteht aus drei Schritten:

Im ersten Schritt wird die Unwucht bestimmt. Dazu wird der Rotor auf Auswuchtdrehzahl beschleunigt und dort gehalten. Im eingeschwungenen Zustand werden die Schwingungen sowie deren Phasenlage gemessen.

Im zweiten Schritt wird am Rotor ein Probegewicht angebracht. Der Einfluss, den das Probegewicht auf den Rotor bei konstanter Auswuchtdrehzahl ausübt, wird berechnet.

Der dritte Schritt besteht aus den eigentlichen Ausgleichsläufen, in denen die Unwucht am Rotor reduziert wird.

Abbildung 82 zeigt den am Prüfstand montierten Resolveradapter-Tamagawa Version 2 vor dem Auswuchtvorgang. An der Prüfstandswelle ist ein schwarzes Band zu erkennen. Gemeinsam mit einem schmalen reflektierenden Streifen und dem Laser-Triggersensor VIB 6.631, zu sehen in Abbildung 84 und Abbildung 85, dient es der berührungslosen Erfassung von Drehzahl und Phasenlage.



Abbildung 82: Resolveradapter Tamagawa Version 2 vor dem Auswuchtvorgang

Wie in Kapitel 3.6.4.1 beschrieben, steht für den Auswuchtvorgang nur eine Ausgleichsebene zur Verfügung. Das Ziel besteht darin, die erste modale Unwucht so gut möglich auszugleichen, da von dieser die größte Schwingungsanregung ausgeht. Die niedrigtourigen Unwuchten sowie die zweite modale Unwucht werden nicht ausgeglichen. Sie werden jedoch, wie in Abbildung 87 zu sehen ist, durch den Ausgleich der ersten modalen Unwucht beeinflusst.

Als Auswuchtdrehzahl wurde die Drehzahl der ersten Resonanzstelle, also 8500 U/min, gewählt. Durch den Auswuchtvorgang konnte die Amplitude der Schwinggeschwindigkeit bei Auswuchtdrehzahl von 2,2 mm/s auf 0,5 mm/s reduziert werden. Abbildung 83 zeigt den Verlauf des Auswuchtvorgangs in Polardarstellung. Die Winkellage der Punkte beschreibt die Phasenlage, der Radius die Schwingungsamplitude. Der blaue Punkt A stellt die Urunwucht dar. Der rote Punkt ist das Ergebnis des Probelaufs. Die zwei grünen Punkte stellen die Ergebnisse der Ausgleichsläufe dar.

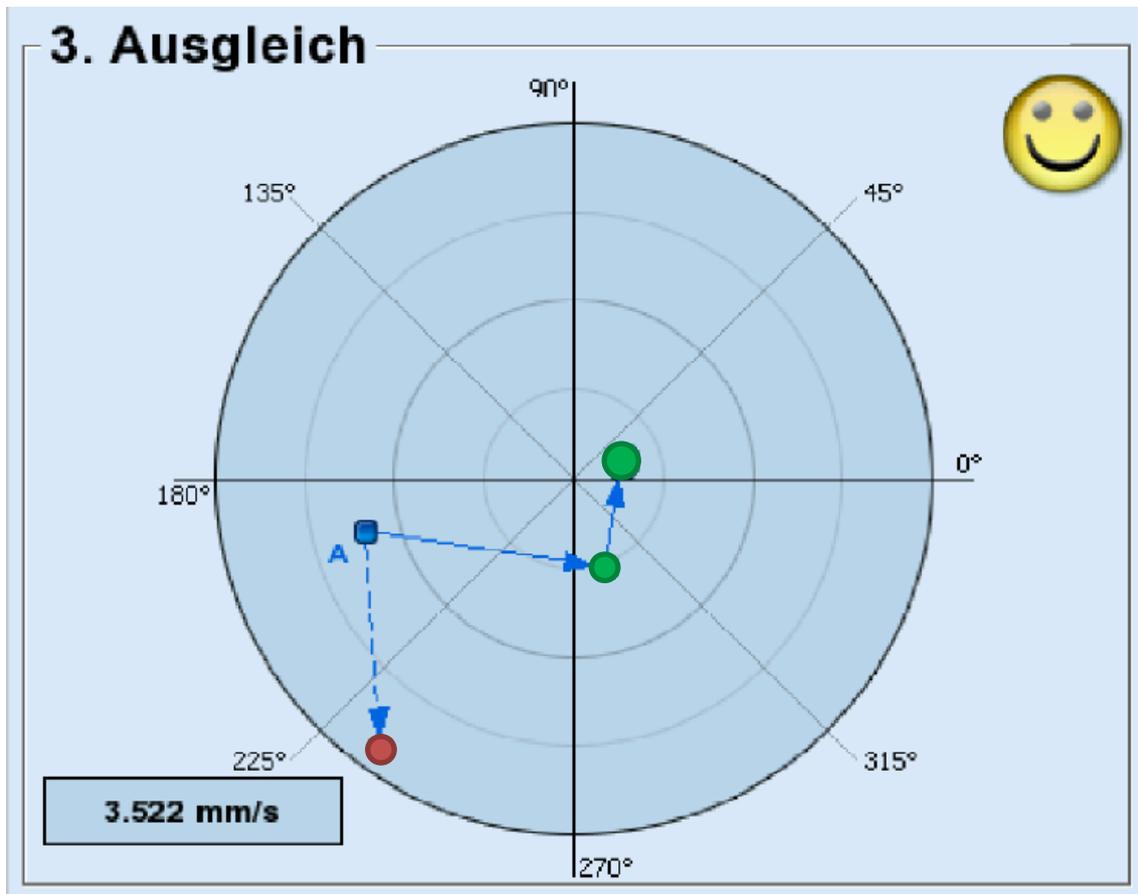


Abbildung 83: Verlauf des Auswuchtvorgangs in Polardarstellung

Der ausgewuchtete Resolveradapter ist Abbildung 84 und Abbildung 85 dargestellt. Die eingeschraubten Gewindestifte dienen als Ausgleichsgewichte.

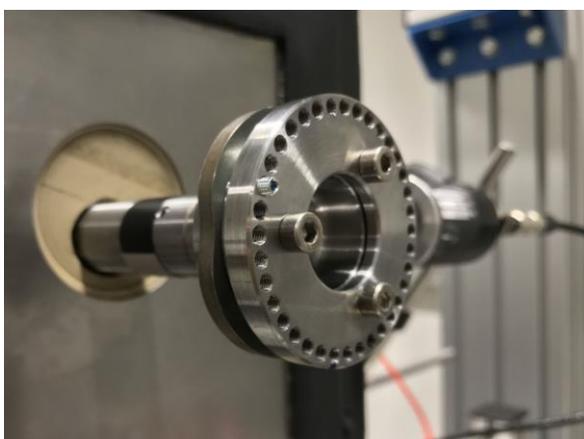


Abbildung 84: Version 2 ausgewuchtet Vorderansicht

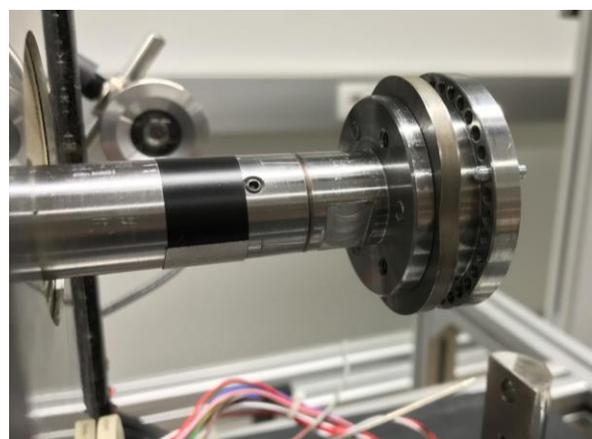


Abbildung 85: Version 2 ausgewuchtet Rückansicht

Abbildung 86 zeigt die Messergebnisse der Hochlaufanalyse nach dem Auswuchtvorgang. Die Werte der effektiven Schwinggeschwindigkeit im Bereich der ersten Resonanzstelle sind deutlich gesunken.

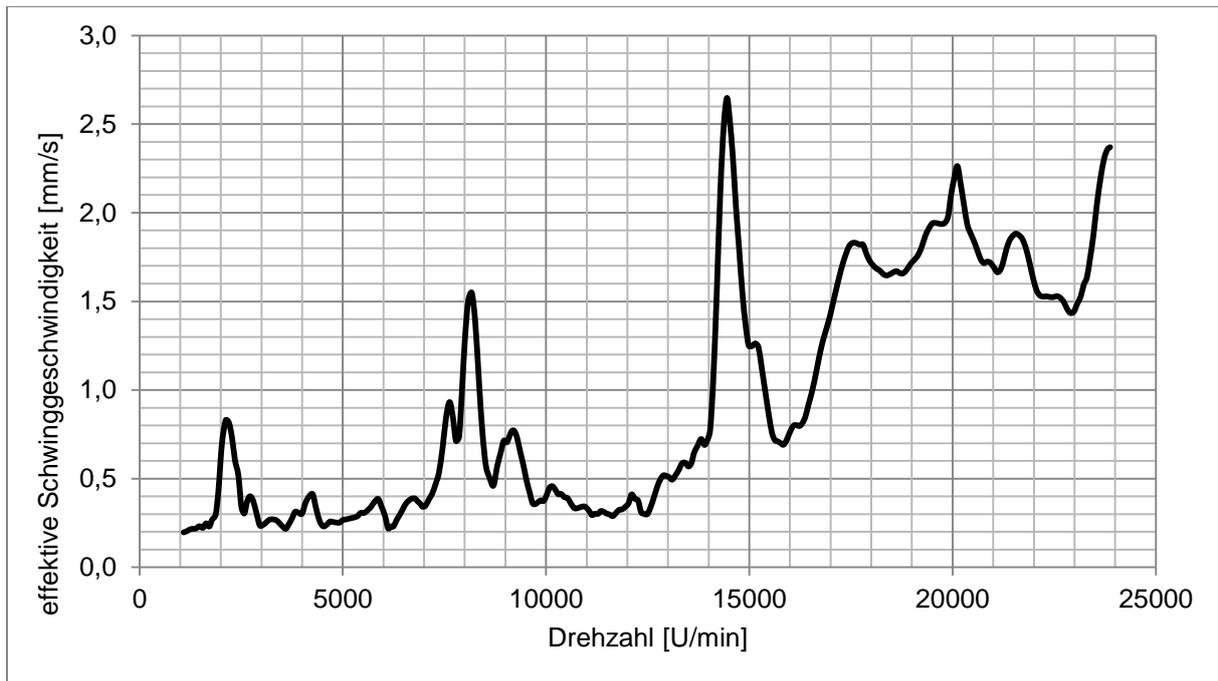


Abbildung 86: Hochlaufanalyse Resolveradapter Tamagawa Version 2 ausgewuchtet

Der Vergleich der Messergebnisse aus der Hochlaufanalyse ist in Abbildung 87 zu sehen. Bis zu einer Drehzahl von 14000 U/min liegt das Schwingungsniveau nach dem Auswuchtvorgang durchwegs niedriger als im nicht ausgewuchteten Zustand. Der Einfluss der Ausgleichsgewichte auf die niedrigtourigen Unwuchten ist vernachlässigbar. Die effektive Schwinggeschwindigkeit an der Resonanzstelle ist von 3,3 mm/s auf 1,6 mm/s gesunken. Im Bereich der zweiten Eigenfrequenz sind die Werte der effektiven Schwinggeschwindigkeit geringfügig gestiegen, liegen jedoch mit einem Maximalwert von 2,6 mm/s nach DIN ISO 10816-3 im unteren Bereich der Zone B und stellen somit keine Einschränkung für den Betrieb dar. Das lässt sich durch die in Kapitel 3.3.1.5 beschriebene Abhängigkeit der modalen Unwucht von deren Anregung erklären. Positiv hervorzuheben ist die Abnahme der maximalen Amplitude von 3,3 mm/s auf 2,6 mm/s. Zudem liegt die effektive Schwinggeschwindigkeit in 98% des gesamten Drehzahlbereichs unter 2,3 mm/s und liegt damit nach DIN ISO 10816-3 in der Zone A.

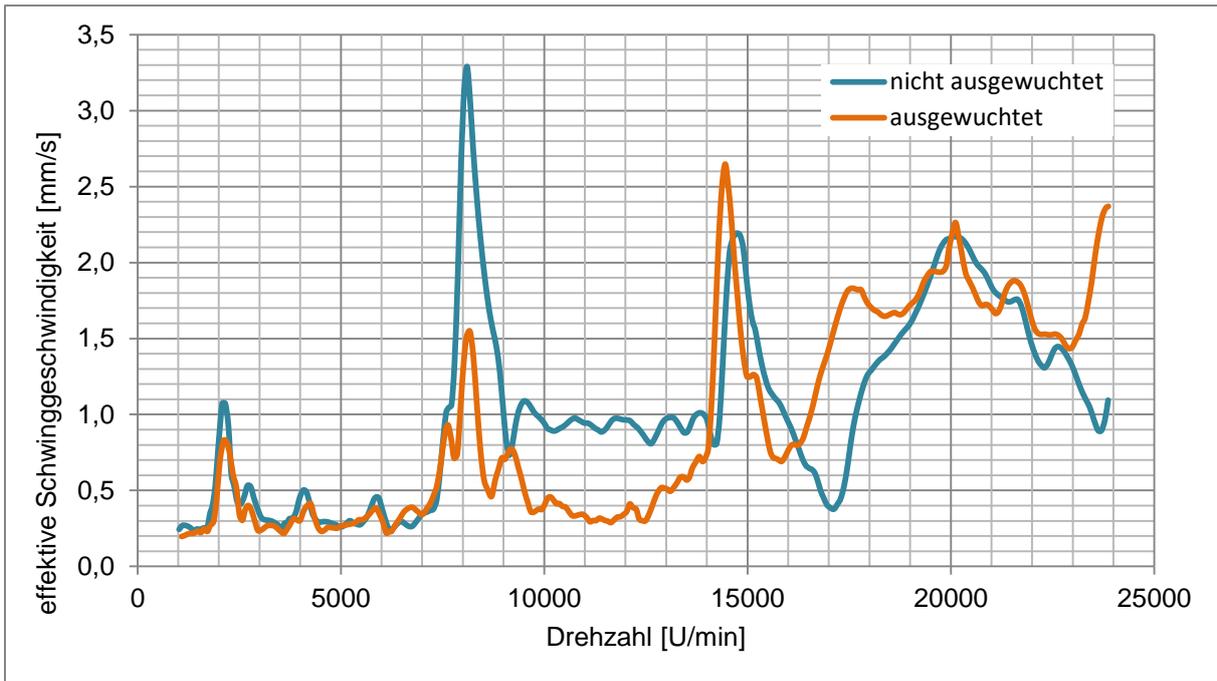


Abbildung 87: Vergleich der Hochlaufanalysen: nicht ausgewuchtet / ausgewuchtet

Wie in Kapitel 3.6.3 erläutert, wurde die Maximaldrehzahl für die Hochlaufanalyse des Resolveradapters Version 1 mit 12000 U/min begrenzt, um Schäden am Prüfstands Aufbau zu vermeiden. Für den Vergleich der beiden Versionen kann somit nur der Drehzahlbereich von 1000 U/min bis 12000 U/min herangezogen werden. Abbildung 88 zeigt die Messergebnisse der Hochlaufanalyse des Resolveradapters Version 2 für den genannten Drehzahlbereich.

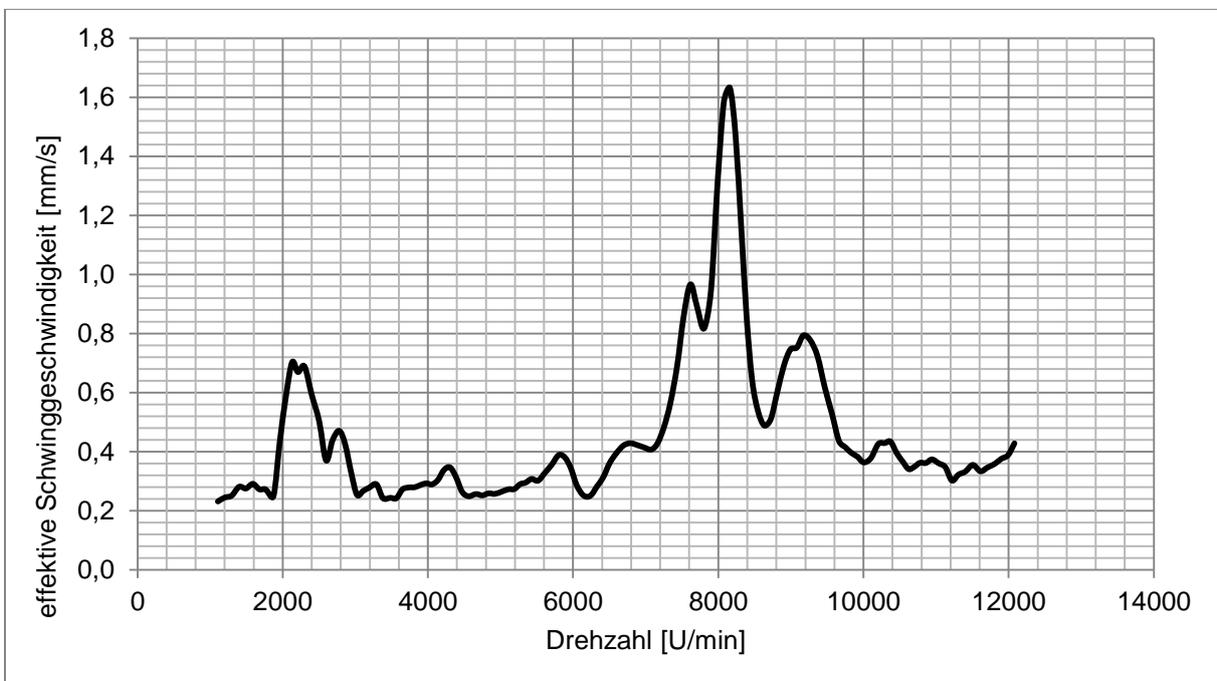


Abbildung 88: Hochlaufanalyse Resolveradapter Tamagawa Version 2 ausgewuchtet

Zur besseren Vergleichbarkeit sind in Abbildung 89 die Messergebnisse beider Versionen des Resolveradapters in einem Diagramm dargestellt (Anmerkung: RA = Resolveradapter).

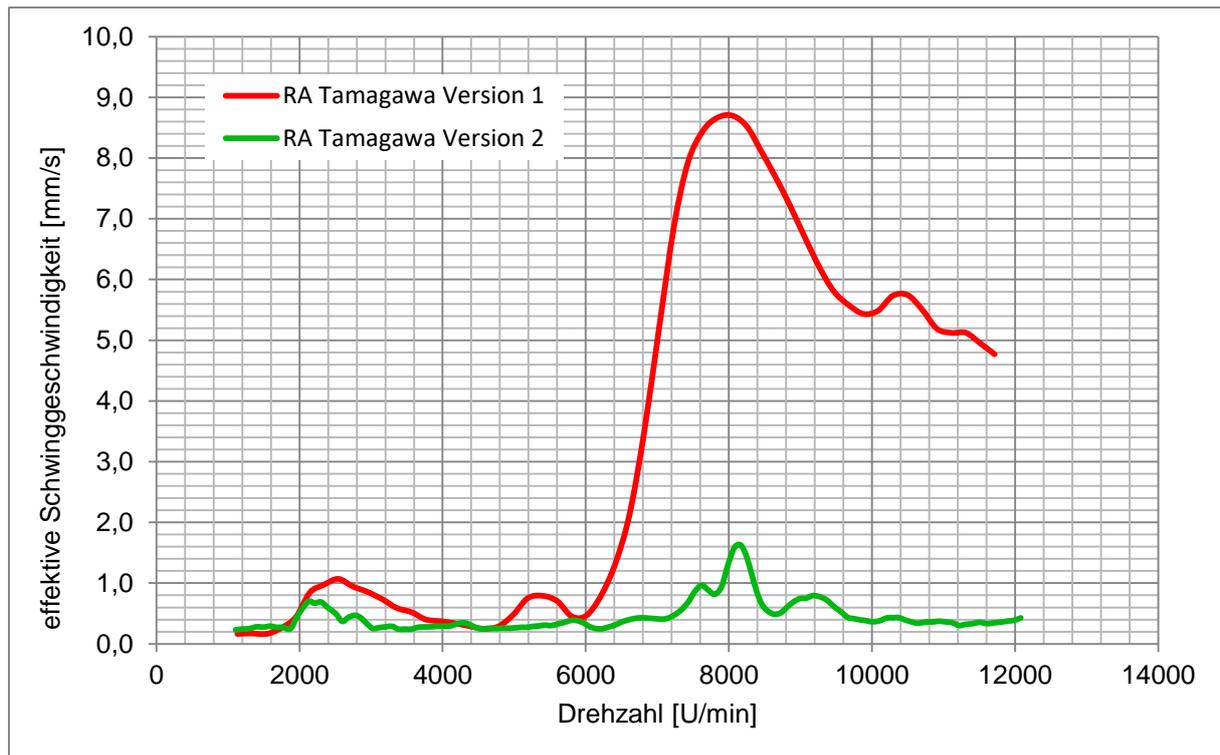


Abbildung 89: Vergleich der Hochlaufanalysen: Version 1 / Version 2

Der direkte Vergleich zeigt die enorme Reduktion der effektiven Schwinggeschwindigkeit von Version 1 auf Version 2. Besonders deutlich wird der Unterschied ab 6000 U/min im Bereich der ersten Resonanzstelle. Der Wert der effektiven Schwinggeschwindigkeit konnte bei Resonanzdrehzahl von 8,7 mm/s auf 1,6 mm/s reduziert werden. Im betrachteten Drehzahlbereich liegt der Resolveradapter Version 2 nach DIN ISO 10816-3 in Zone A und entspricht somit dem Schwingungszustand neu in Betrieb gesetzter Maschinen. Die Version 1 hingegen liegt von 7000 U/min bis 9000 U/min in Zone D. Das bedeutet, die Schwingungen in diesem Drehzahlbereich sind gefährlich und können zu Schäden an der Maschine führen.

3.6.5 Fazit

In dieser Anwendung ist es, durch den Ausgleich der Unwucht in nur einer Ebene, möglich, ein zufriedenstellendes Schwingungsverhalten zu erreichen. Durch den Vergleich der Messergebnisse konnte gezeigt werden, dass die niedrigtourigen Unwuchten eine untergeordnete Rolle spielen und deren Vernachlässigung gerechtfertigt ist. Die Schwingungsamplitude der ersten modalen Unwucht konnte durch den Ausgleichsvorgang bei Resonanzdrehzahl mehr als halbiert werden. Durch die gegenseitige Beeinflussung der Unwuchten ist die Schwingungsamplitude der zweiten modalen Unwucht leicht angestiegen. Dennoch ist der Maximalwert der effektiven Schwinggeschwindigkeit im Betriebsbereich nach dem Auswuchtvorgang um 20% niedriger als davor. In der Gesamtbetrachtung konnte der Schwingungszustand durch den Auswuchtvorgang in einer Ebene, bei kleinstmöglichem Zeitaufwand, deutlich verbessert werden.

Um die zweite modale Unwucht auszugleichen wäre eine zusätzliche Ausgleichsebene notwendig. Jedoch liegt die effektive Schwinggeschwindigkeit durch die getroffenen Maßnahmen bereits auf einem so niedrigen Niveau, dass durch eine weitere Reduktion keine Vorteile für den Betrieb des Prüfstands entstehen würden.

4 Variabler Resolveradapter

Die Charakterisierung eines Sensors erfolgt mit Hilfe eines automatisierten Prüfprogramms und dauert nur wenige Minuten. Aufgrund der unterschiedlichen Abmessungen ist es jedoch notwendig, für jeden neuen Sensortyp einen eigenen Adapter zu konstruieren. Sobald die Zeichnungen erstellt, geprüft und freigegeben sind, kann der Auftrag zur Fertigung erteilt werden. Dadurch dauert es mehrere Wochen, bis es möglich ist, den eigentlichen Prüfvorgang mit dem neuen Sensor durchzuführen.

Um die langen Wartezeiten der Fertigung des Sensoradapters zu verkürzen und einen neuen Sensor früher charakterisieren zu können, wurde ein variabler Resolveradapter entworfen. Damit ist es möglich, verschiedenste Sensoren mit nur sehr geringem Aufwand an den Prüfstand zu adaptieren. Der variable Resolveradapter besteht aus zwei Baugruppen, dem variablen Rotoradapter und dem variablen Statorhalter. Abbildung 90 und Abbildung 91 zeigen den Rotorlage-Prüfstand mit dem variablen Resolveradapter ohne Testobjekt, Abbildung 92 mit Testobjekt.

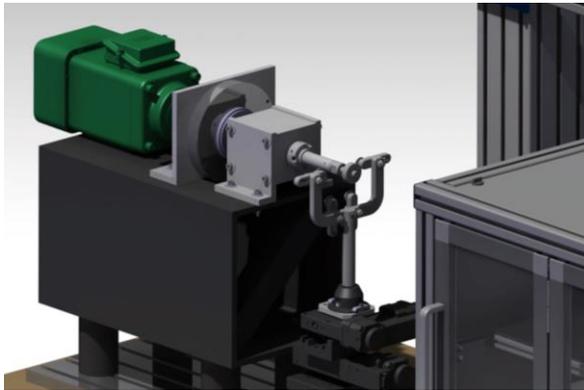


Abbildung 90: Variabler RA am Prüfstand - Vorderansicht

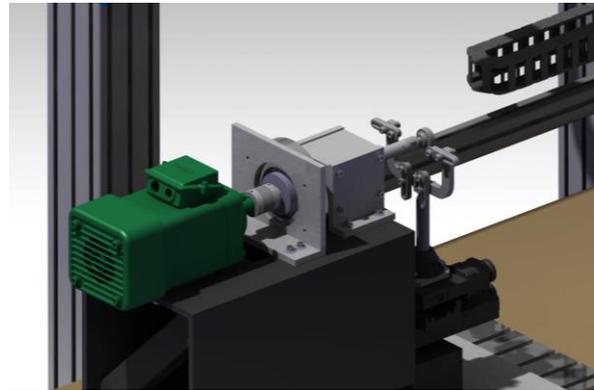


Abbildung 91: Variabler RA am Prüfstand - Rückansicht

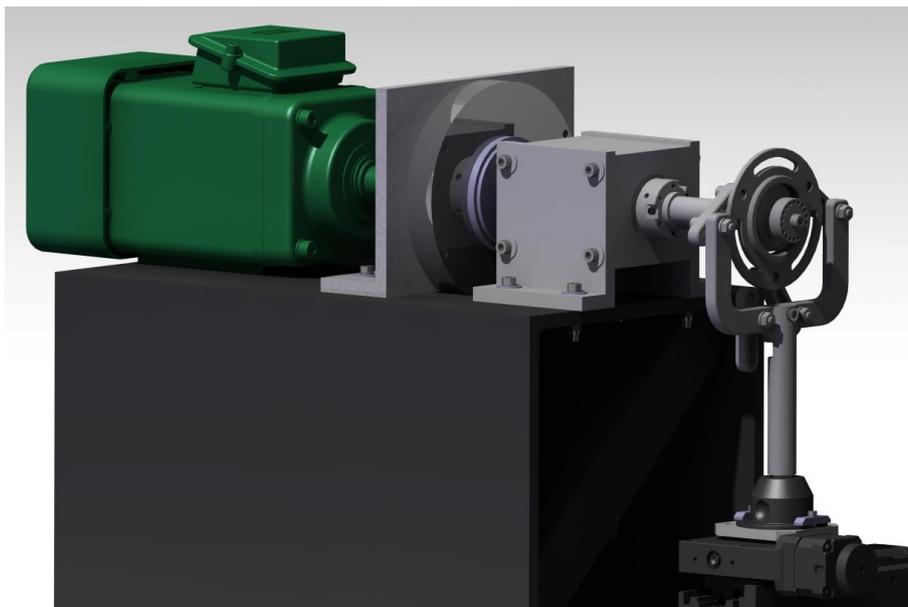


Abbildung 92: Variabler Resolveradapter mit Testobjekt

Im Folgenden werden die beiden Baugruppen, variabler Rotoradapter und variabler Statorhalter, in Hinblick auf Konstruktion, Anwendung und Einsatzgrenzen detailliert beschrieben.

4.1 Variabler Rotoradapter

Die Baugruppe variabler Rotoradapter dient zur Adaption des Resolver-Rotors an den Prüfstand. Sie besteht aus folgenden Komponenten:

- Adapterwelle
- Befestigungsring
- Adapterscheiben
- resolverpezifischen Adapterhülsen

Abbildung 93 zeigt die Vorderansicht des variablen Rotoradapters, mit der Adapterwelle und dem Befestigungsring. Die Adapterscheiben und die resolverpezifischen Adapterhülsen werden in den späteren Anwendungsbeispielen dargestellt.

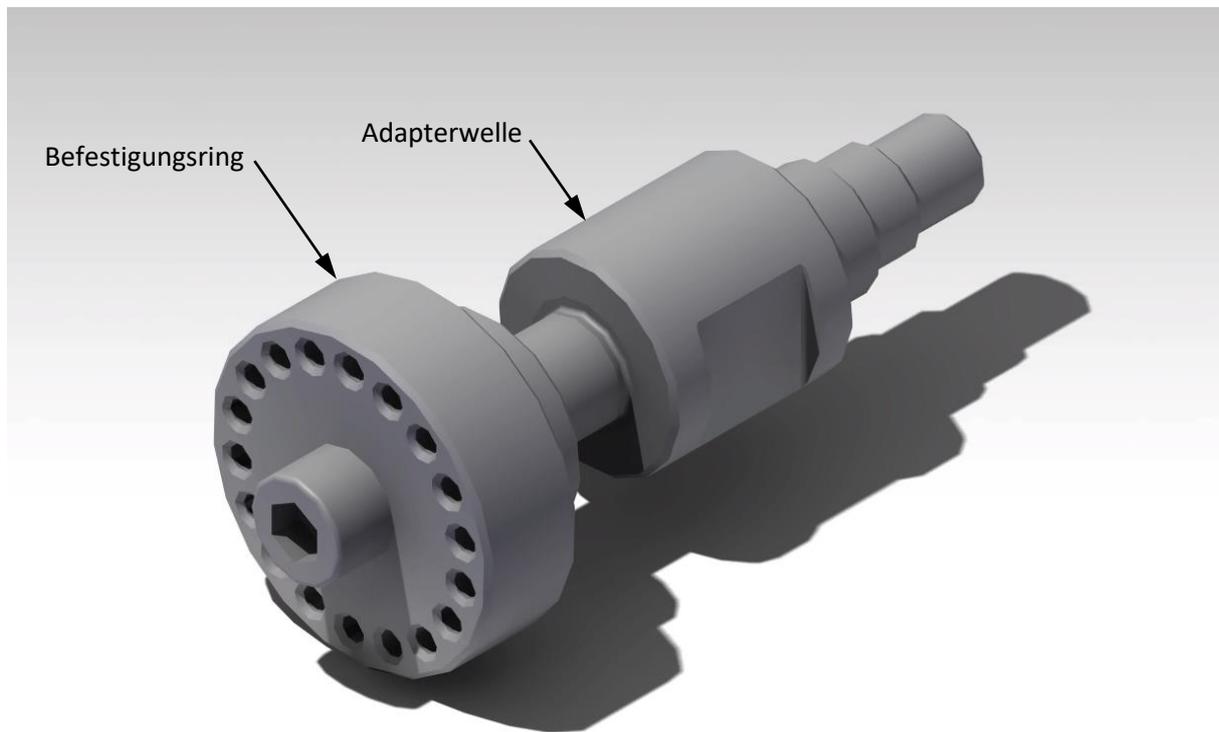


Abbildung 93: Vorderansicht des variablen Rotoradapters

Die Adapterwelle, die in Abbildung 95 einzeln dargestellt ist, wird über ein Verbindungsstück mit der Prüfstandswelle verschraubt. Das Verbindungsstück besteht aus einem Gewinde für die Montage an der Prüfstandswelle, einem Klemmbereich für die Verdrehsicherung und einer Passung zur Zentrierung (siehe dazu auch Abbildung 78). Ähnlich dem Resolveradapter Tamagawa Version 2, der in Kapitel 3.6.4 beschrieben wurde, besitzt die Adapterwelle eine Abflachung, wodurch diese zur Montage mit einem Gabelschlüssel gedreht werden kann. An der Seite des Befestigungsringes befindet sich ein Zylinder, an dem die Resolver-Rotoren mittels Adapterscheiben und resolverpezifischer Adapterhülsen aufgenommen werden.

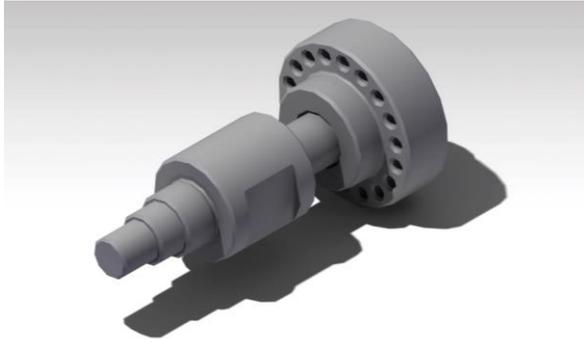


Abbildung 94: Rückansicht des variablen Rotoradapters



Abbildung 95: Adapterwelle

Der Befestigungsring hat die Aufgabe, den Rotor des Resolver fest mit der Adapterwelle zu verbinden. Die Zentrierung des Befestigungsring erfolgt auf demselben Zylinder auf dem die Resolver-Rotoren bzw. die resolverspezifischen Adapterhülsen montiert werden. Am Ende des Befestigungsring befinden sich die Bohrungen für die Ausgleichsgewichte, welche in Abbildung 94 zu sehen sind. Der Winkelabstand zwischen den Bohrungen beträgt 20° . Als Ausgleichsgewichte werden, wie beim Resolveradapter Tamagawa Version 2, Gewindestifte unterschiedlicher Längen eingesetzt. Die Gewindestifte werden mit einem Innensechskantschlüssel an den im Auswuchtverfahren ermittelten Positionen montiert.

Die Adapterscheiben werden für alle Rotoren benötigt, deren Innendurchmesser mehr als 15 mm beträgt. Die Baugruppe variabler Rotoradapter beinhaltet zehn Paar Adapterscheiben mit einem Außendurchmesser von 22 mm bis 40 mm. Die Breite der Scheiben beträgt je nach Außendurchmesser 1 mm bis 3 mm.

Die Montage verschiedener Resolver-Rotoren am variablen Rotoradapter wird anhand zweier Beispiele erklärt. Das erste Beispiel beschreibt die Montage eines Resolvers vom Hersteller Minebea [28], das zweite die Montage eines Tamagawa Resolvers.

Der Rotor des Resolvers von Minebea vom Typ 21VRX-1004-C17 befindet sich am unteren Ende des üblichen Durchmesserbereichs. In diesem Fall sind für die Montage keine Adapterscheiben notwendig, da der Durchmesser von Adapterwelle und Befestigungsring ausreichend groß ist, um den Rotor angemessen zu klemmen. Für die Montage am Prüfstand ist es lediglich notwendig, eine passende Adapterhülse zu fertigen, die den Rotor auf der Adapterwelle zentriert. Abbildung 96 und Abbildung 97 zeigen den am variablen Rotoradapter montierten Minebea-Rotor.

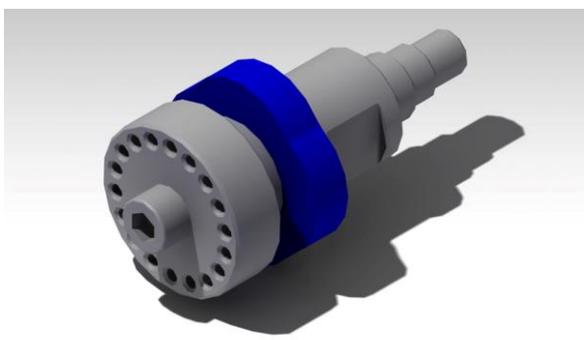


Abbildung 96: Vorderansicht des variablen Rotoradapters mit Minebea-Rotor

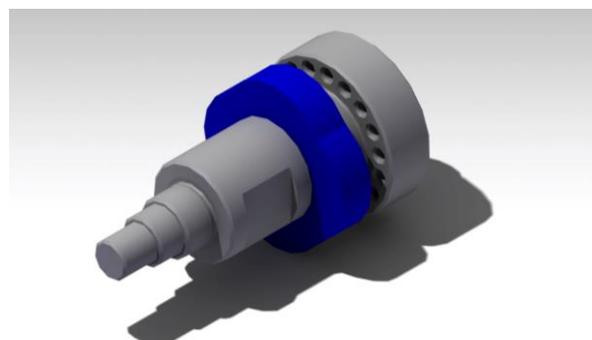


Abbildung 97: Rückansicht des variablen Rotoradapters mit Minebea-Rotor

In Abbildung 98 ist die in Gelb dargestellte Adapterhülse zu sehen. Die Fertigung einer solchen Hülse ist sehr einfach und kann an der Drehmaschine in der Werkstätte des Instituts für Fahrzeugtechnik durchgeführt werden. Dadurch kann die Wartezeit, bis zur Montage des Resolvers am Prüfstand, deutlich reduziert werden kann.

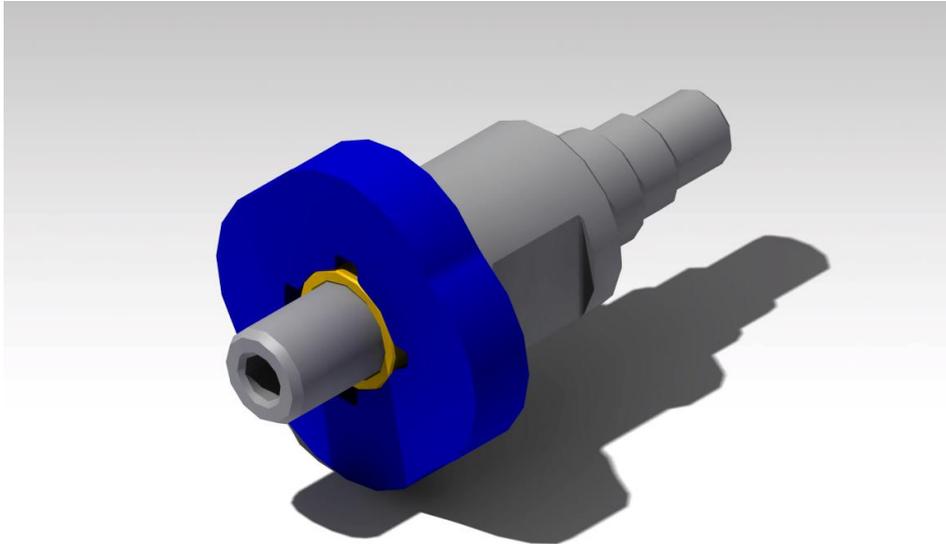


Abbildung 98: Resolverspezifische Adapterhülse Minebea

Abbildung 99 zeigt einen Längsschnitt durch den variablen Rotoradapter mit montiertem Minebea-Rotor. Durch Festziehen der Innensechskantschraube werden der Befestigungsring und der Rotor auf der Adapterwelle fixiert. Um die Klemmung des Rotors zu garantieren, darf die Adapterhülse nicht breiter sein als der Rotor.

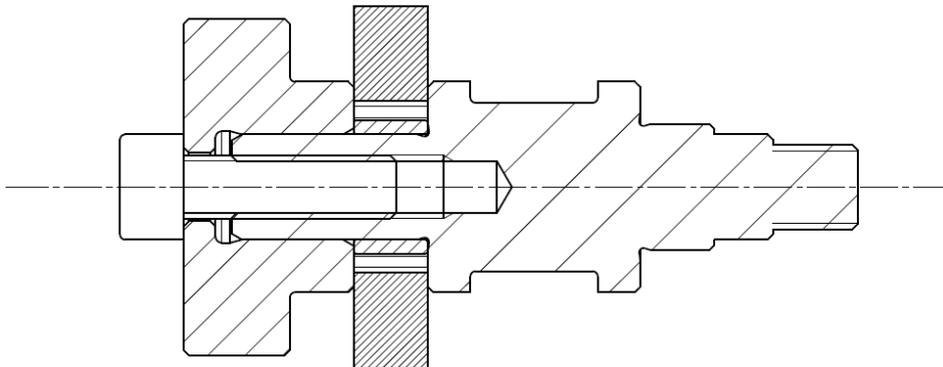


Abbildung 99: Längsschnitt durch den variablen Rotoradapter mit Minebea Rotor

Der Rotor des Resolvers von Tamagawa Typ TS2455N253E75 befindet sich am oberen Ende des üblichen Durchmesserbereichs. Für die Montage am variablen Rotoradapter sind Adapterscheiben notwendig, da der Durchmesser von Adapterwelle und Befestigungsring nicht groß genug ist, um den Rotor angemessen zu klemmen. Abbildung 100 und Abbildung 101 zeigen den am variablen Rotoradapter montierten Tamagawa-Rotor mit den passenden Adapterscheiben.

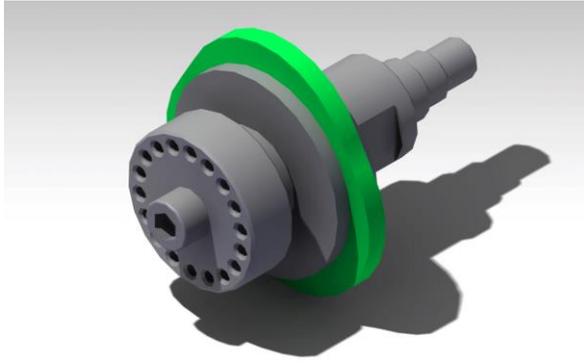


Abbildung 100: Vorderansicht des variablen Rotoradapters mit Tamagawa-Rotor

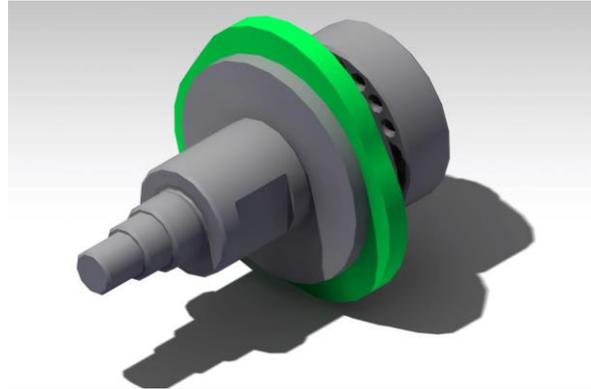


Abbildung 101: Rückansicht des variablen Rotoradapters mit Tamagawa-Rotor

Die in Gelb dargestellte Adapterhülse ist in Abbildung 102 zu sehen. Auch diese Adapterhülse kann in der Werkstätte des Instituts für Fahrzeugtechnik gefertigt werden. Eine Besonderheit dieses Tamagawa-Rotors ist die Flachstelle am Innendurchmesser. Die Adapterhülse muss dadurch ebenfalls eine solche Flachstelle aufweisen.

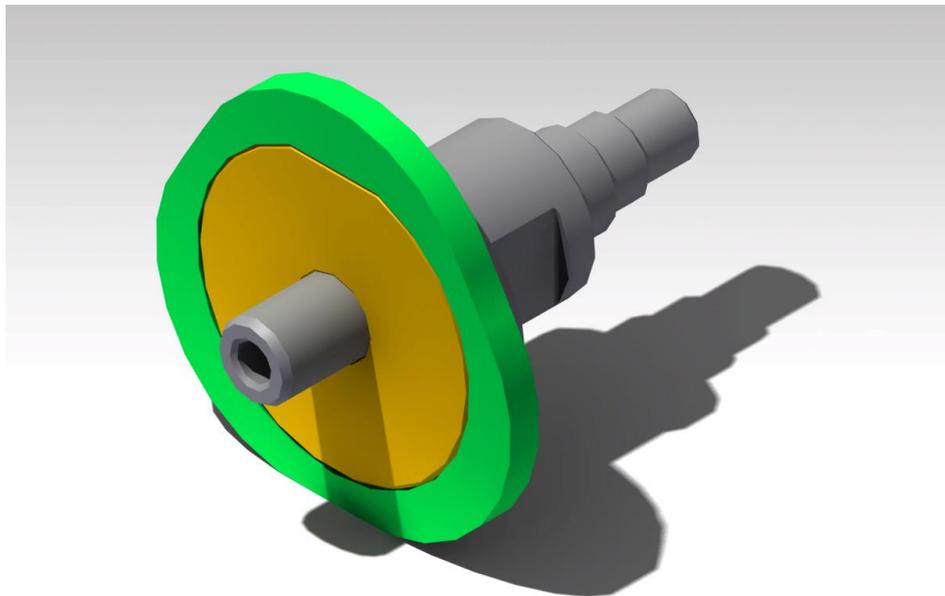


Abbildung 102: Resolverspezifische Adapterhülse Tamagawa

Abbildung 99 zeigt einen Längsschnitt durch den variablen Rotoradapter mit montiertem Tamagawa-Rotor. Durch Festziehen der Innensechskantschraube werden der Befestigungsring, die Adapterscheiben und der Rotor auf der Adapterwelle fixiert. Besonders hier ist es wichtig, dass die Adapterhülse nicht breiter ist als der Rotor. Je größer der Durchmesser der Adapterscheiben ist, umso schwieriger ist es die Klemmung des Rotors zu garantieren. Grund dafür ist die Durchbiegung der Adapterscheiben. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, steigt die Breite der Adapterscheiben mit deren Außendurchmesser. Beispielsweise beträgt die Breite der 22 mm Adapterscheibe 1 mm, wohingegen die 40 mm Adapterscheibe eine Breite von 3 mm aufweist.

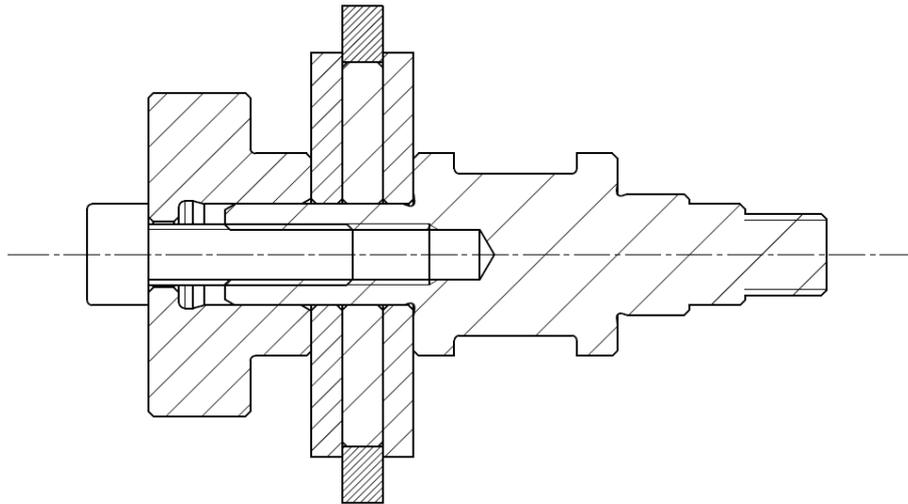


Abbildung 103: Längsschnitt durch den variablen Rotoradapter mit Tamagawa Rotor

Der variable Rotoradapter wurde so konstruiert, dass möglichst viele verschiedene Resolver-Rotoren mit dem System kompatibel sind. Die Breite der Resolver-Rotoren der Hersteller Minebea und Tamagawa beträgt je nach Außendurchmesser 4 mm bis 8 mm, wobei diese mit steigendem Außendurchmesser abnimmt. Der Klemmbereich des Rotoradapters reicht von 6 mm bis 11 mm. Der Durchmesser der Adapterwelle beträgt auf der Seite des Rotors 10 mm. Das bedeutet, Rotoren mit 10 mm Innendurchmesser können direkt an der Adapterwelle befestigt werden. Wird zur Montage eine Adapterhülse verwendet, so sind aus Sicht der Fertigung erst Innendurchmesser ab 12 mm empfehlenswert.

Um die ins System eingebrachte Unwucht gering zu halten, wurde das Montagespiel von Adapterwelle, Befestigungsring und Adapterscheiben so weit wie möglich reduziert. Wichtig dabei war, dass die Bauteile noch per Hand, ohne Presse oder Abzieher, montiert und demontiert werden können. Für die Unwucht spielen auch die Rund- und Planlauf toleranzen der Montageflächen eine wichtige Rolle. Die genauen Werte der Toleranzen können den Fertigungszeichnungen im Anhang entnommen werden.

Zusammenfassend besteht der große Vorteil des variablen Rotoradapters darin, dass jener Teil, der bei jedem Resolveradapter identisch ist und die größte Herausforderung in Bezug auf die Fertigung darstellt, nur einmal gefertigt werden muss. Die resolverspezifischen Teile, die zur Adaption benötigt werden, sind auf das Wesentlichste reduziert und können mit wenig Aufwand in der Werkstätte des Instituts für Fahrzeugtechnik gefertigt werden. Dadurch kann die Zeitdauer von Erhalt eines neuen Sensortyps bis zum Start des Prüfvorgangs minimiert werden.

4.2 Variabler Statorhalter

Die Baugruppe variabler Statorhalter dient zur Adaption des Resolver-Stators an den Prüfstand. Sie besteht aus folgenden Komponenten:

- Halterahmen
- Halteschienen
- Exzentrerscheiben
- Befestigungsschrauben

Abbildung 104 zeigt die Vorderansicht des variablen Statorhalters. Der Halterahmen ist, wie in Abbildung 90 zu sehen ist, am Positioniersystem des Prüfstands montiert. Die Befestigungsschrauben verbinden die vier Halteschienen mit dem Halterahmen. Diese Art der Befestigung bietet zwei voneinander unabhängige Bewegungsmöglichkeiten. Zum einen können die Halteschienen bei gelöster Befestigungsschraube um deren Achse gedreht, zum anderen entlang der länglichen Bohrung verschoben werden. In Abbildung 105 sind die beschriebenen Langlöcher und Befestigungsschrauben dargestellt. Am Ende der Halteschienen befinden sich die Exzentrerscheiben. Ob diese eingesetzt werden, ist abhängig vom Aufbau des Stators.

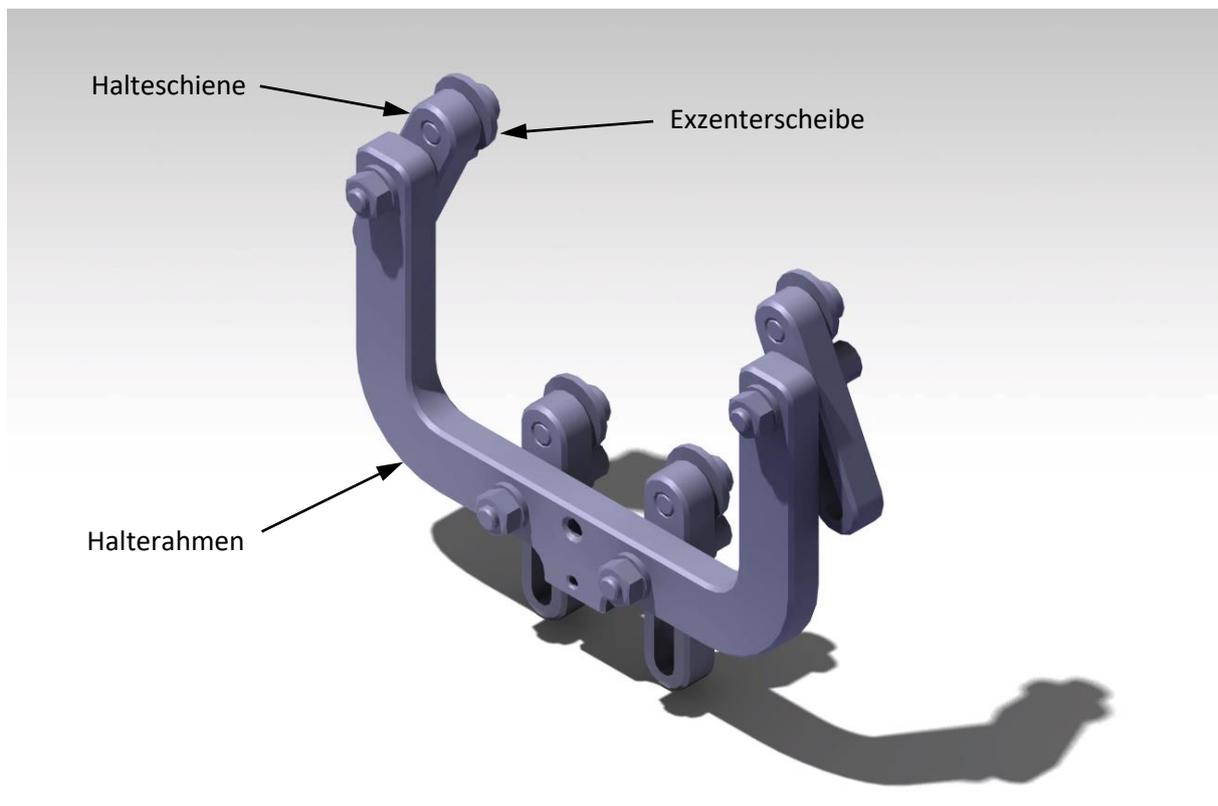


Abbildung 104: Vorderansicht des variablen Statorhalters

Der Verfahrensweg des Positioniersystems, an dem der Statorhalter montiert wird, ist relativ gering. Daher war es wichtig darauf zu achten, dass der Mittelpunkt des Stators, unabhängig von dessen Größe, näherungsweise immer auf derselben Höhe liegt.

Die in Abbildung 106 dargestellten Resolver-Statoren zeigen die zwei verschiedenen Möglichkeiten der Befestigung. Im oberen Bereich des Bildes ist ein Stator dargestellt, in dessen Trägerblech sich Befestigungsbohrungen befinden. Darunter befinden sich zwei Statoren die am Außenradius lediglich fünf Nuten aufweisen. Der variable Statorhalter ist so konstruiert, dass beide Arten von Statoren daran befestigt werden können.

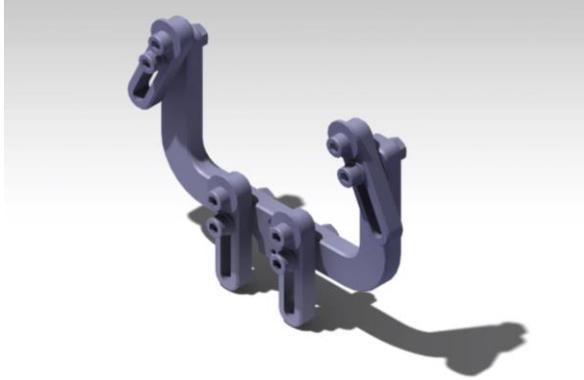


Abbildung 105: Rückansicht des variablen Statorhalters



Abbildung 106: Arten von Statoren [24]

Die Montage verschiedener Resolver-Statoren am variablen Statorhalter wird im Folgenden anhand von drei Beispielen erklärt. Das erste Beispiel beschreibt die Montage eines Stators mit Befestigungsbohrungen im Trägerblech, die anderen beiden die Montage von Statoren ohne Befestigungsbohrungen.

Der in Abbildung 107 und Abbildung 108 dargestellte Stator-Dummy (gelb) weist einen Außendurchmesser von 100 mm und einen Lochkreisdurchmesser von 81 mm auf. Er wird über drei Halteschienen am variablen Statorhalter befestigt. Für die Montage von Statoren mit Befestigungsbohrungen werden die Exzentrerscheiben entfernt. Die Befestigungsschrauben werden in das Gewinde der Halteschienen eingeschraubt. Der maximale Außendurchmesser für diese Art von Stator beträgt 107 mm. Der Lochkreisdurchmesser muss zwischen 35 mm und 95 mm liegen.

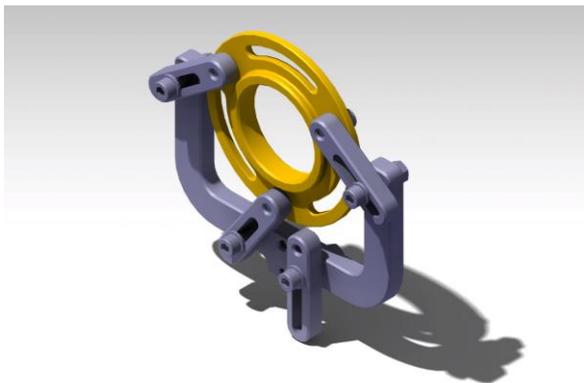


Abbildung 107: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Lochkreisbefestigung

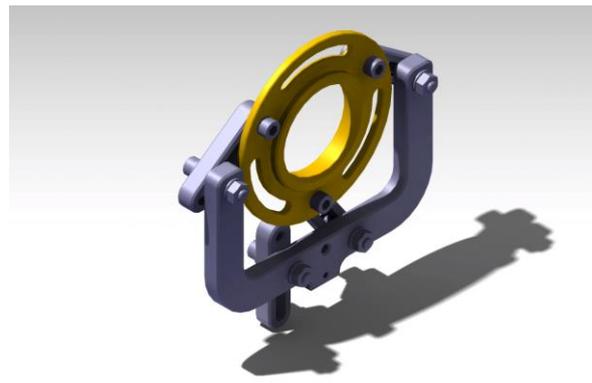


Abbildung 108: Vorderansicht des variablen Statorhalters mit Lochkreisbefestigung

Statoren ohne Befestigungsbohrungen können mit Hilfe der Halteschienen geklemmt werden. Die Exzentrerscheiben dienen dabei als Anlagefläche um ein planes Aufliegen des Stators zu gewährleisten. Die Exzentrerscheibe kann verdreht werden, um die Breite, der für die sichere Befestigung notwendigen Kante, anzupassen. Der Einstellbereich beträgt 1 mm bis 3 mm. Die beiden Endpositionen sind in Abbildung 109 und Abbildung 110 zu sehen.

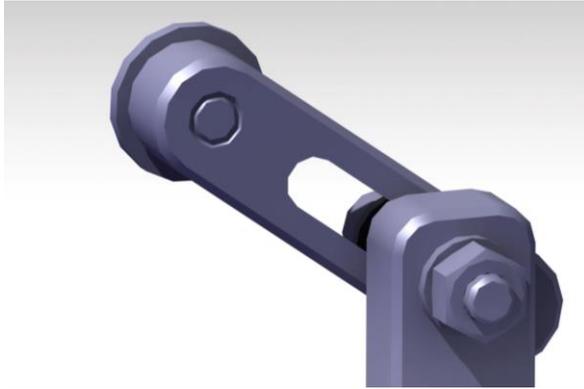


Abbildung 109: Exzenterscheibe min. Position



Abbildung 110: Exzenterscheibe max. Position

Um die Montage zu erleichtern, werden bei der Klemmbefestigung alle 4 Halteschienen verwendet. Im ersten Schritt werden die beiden unteren Halteschienen in die gewünschte Position gebracht und festgezogen. Danach wird der Stator eingelegt und die beiden anderen Halteschienen angelegt und festgezogen. Vorzugsweise sollte jene Halteschiene zuletzt festgezogen werden, die beim Anziehen der Schraube noch stärker an den Stator gedrückt wird. Sollte durch die statische Überbestimmung, aufgrund der vier Auflagepunkte, eine der Halteschienen nicht korrekt am Stator anliegen, so kann dies am Ende des Aufspannvorgangs noch korrigiert werden. Zusätzlich könnte an den Halteschienen eine Vorrichtung angebracht werden, die in die Nuten des Stators eingreift und damit eine Verdrehung verhindert (siehe dazu Abbildung 106).

Der maximale Außendurchmesser für Klemmbefestigung beträgt 100 mm, der minimale 30 mm. Abbildung 111 und Abbildung 112 zeigen die Klemmbefestigung eines Stator-Dummys (blau) mit dem größtmöglichen Außendurchmesser.

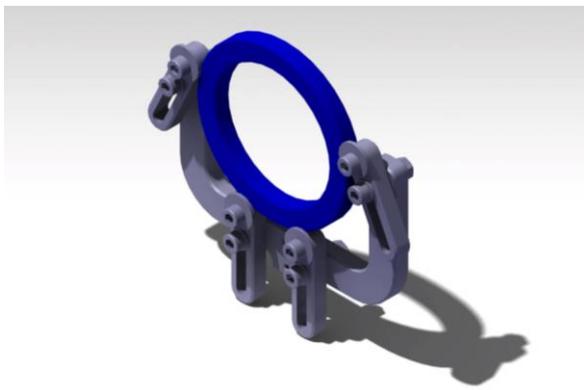


Abbildung 111: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (max. Durchmesser)

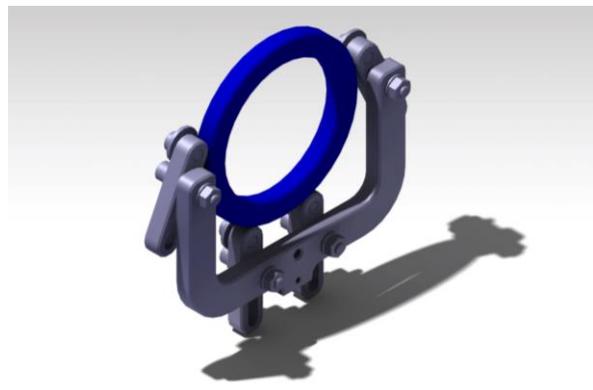


Abbildung 112: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (max. Durchmesser)

Abbildung 113 und Abbildung 114 zeigen die Klemmbefestigung eines Stator-Dummys (blau) mit dem kleinstmöglichen Außendurchmesser.

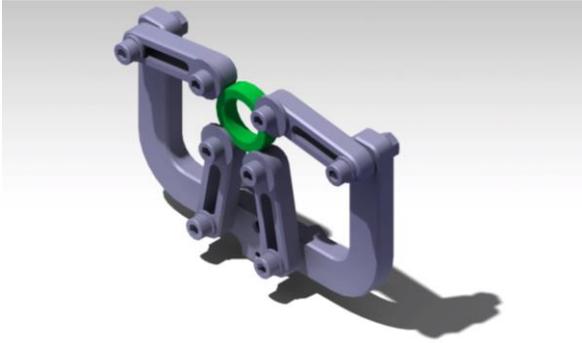


Abbildung 113: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (min. Durchmesser)

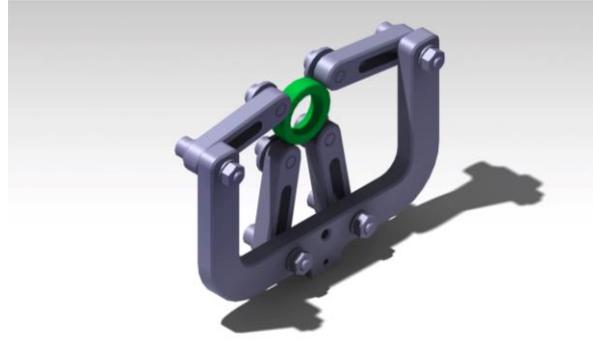


Abbildung 114: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (min. Durchmesser)

Die konzentrische Ausrichtung des Resolver-Stators zur Welle des Prüfstands erfolgt analog zu den bisher verwendeten Statorhaltern durch Verstellung des Positioniersystems an dem der Stator befestigt ist. Die exakte Position wird mit Hilfe eines elektronischen Messarms ermittelt.

Die Fertigungszeichnungen des Halterrahmens, der Halteschienen und der Exzentrerscheiben sowie die Zusammenbauzeichnung des variablen Statorhalters sind im Anhang zu finden.

5 Zusammenfassung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Bewertung von Rotorlage-Sensoren, respektive Resolvern. Ein am Institut für Fahrzeugtechnik bestehender Prüfstand zur Charakterisierung dieser Sensoren wurde in mehreren Bereichen optimiert.

In der ursprünglichen Prüfstandskonfiguration wurde bei der Kabelführung keine Trennung von spannungsführenden Leitungen und Signalleitungen vorgesehen. Elektromagnetische Einstreuungen durch die Spannungsversorgung in den Messleitungen waren die Folge. Um diese Einstreuungen zu vermindern und so die Messgenauigkeit im Bereich der Sensorsignalverarbeitung zu erhöhen, wurde ein Datenerfassungsschrank konstruiert und gefertigt. Der Datenerfassungsschrank beinhaltet sämtliche Messgeräte. Durch die örtliche Trennung von Messgeräten und Netzteilen, konnte eine getrennte Kabelführung realisiert werden.

Schwingungsprobleme mit einem Resolveradapter führten dazu, dass ein Resolvertyp nicht im gesamten Drehzahlbereich des Prüfstands charakterisiert werden konnte. Um geeignete Gegenmaßnahmen erarbeiten zu können, wurden Messungen der Betriebsschwingungen mit und ohne Resolveradapter durchgeführt. Das Schwingungsverhalten wurde durch Auswertung der Messdaten analysiert. In weiterer Folge wurde ein neuer Resolveradapter konstruiert und gefertigt. Das Schwingungsverhalten konnte durch Anpassung der Montagetoleranzen und den Ausgleich der ersten modalen Unwucht soweit verbessert werden, dass der Prüfstand mit dem neu entwickelten Resolveradapter ohne Einschränkungen betrieben werden kann.

Aufgrund der unterschiedlichen Abmessungen der Sensoren musste bisher zur Montage am Prüfstand für jeden Sensortyp ein neuer Adapter konstruiert und gefertigt werden, um Messungen durchführen zu können. Zur Lösung dieses Problems wurde ein variabler Resolveradapter entworfen, der es ermöglicht, Sensoren ohne aufwendige Sonderanfertigungen zu prüfen. Der variable Resolveradapter besteht aus zwei Baugruppen, dem variablen Rotoradapter und dem variablen Statorhalter. Mit dem variablen Rotoradapter können Resolver-Rotoren innerhalb kurzer Zeit an den Prüfstand adaptiert werden. Die resolver-spezifischen Teile, die zur Adaption benötigt werden, sind auf das Wesentlichste reduziert und können in der Werkstatt des Instituts für Fahrzeugtechnik gefertigt werden. Der variable Statorhalter ermöglicht die Montage einer Vielzahl verschiedener Resolver-Statoren ohne Sonderanfertigungen. Dadurch kann die Zeitdauer von Erhalt eines neuen Sensortyps bis zum Start des Prüfvorgangs minimiert werden.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Schematischer Aufbau des Prüfstands [1]	1
Abbildung 2: Schematischer Aufbau eines Resolvers mit variabler Reluktanz [25].....	2
Abbildung 3: Spannungen (U) an den Sinus- und Cosinuswicklungen über eine Umdrehung (elektrisch) [25]	2
Abbildung 4: Schema zehnpoliger Resolver mit variabler Reluktanz (a) mit Detail (b) [25]	3
Abbildung 5: Ausgangssituation Prüfstand Vorderansicht.....	4
Abbildung 6: Ausgangssituation Prüfstand Rückansicht	4
Abbildung 7: Konzepte zur Befestigung des Datenerfassungsschranks.....	5
Abbildung 8: Schemabild Messaufbau	9
Abbildung 9: Erstes CAD Mock-Up	9
Abbildung 10: Rückansicht Datenerfassungsschrank verschiebbar.....	10
Abbildung 11: Abstraktion zur Laufrollenberechnung	11
Abbildung 12: Belastungsangaben für item Doppellagereinheiten [5].....	12
Abbildung 13: Profil 8, 120 x 120 [6]	13
Abbildung 14: Ergebnis der FE-Berechnung, Verschiebungen	14
Abbildung 15: Spannungen im Versteifungsblech der Bodenbefestigungswinkel	15
Abbildung 16: Spannungen im Versteifungsblech der Befestigungswinkel der Führungsprofile	15
Abbildung 17: Skizze zur Auslegung der Schwerlastanker	16
Abbildung 18: Querschnittsauslegung	18
Abbildung 19: Skizze Kettenlänge [12]	18
Abbildung 20: Datenblatt Energiekette [13]	19
Abbildung 21: Datenerfassungsschrank Vorderseite	20
Abbildung 22: Datenerfassungsschrank Rückseite	20
Abbildung 23: Versatz der Laufrollen.....	21
Abbildung 24: Lagereinheit D14e mit Zubehör (Stirnlochschlüssel und Abstreif- / Schmiersystem, v.l.n.r) [8], [9], [10]	22
Abbildung 25: Darstellung des Fahrweges	22
Abbildung 26: Klemmung zur festen Positionierung während des Prüfbetriebs.....	23
Abbildung 27: Endanschlag [11]	23
Abbildung 28: Einschubfach	24
Abbildung 29: Gleitführung der Einschubfächer	24
Abbildung 30: Befestigung der Winkelprofile	24
Abbildung 31: Lage der Klemmvorrichtung.....	25
Abbildung 32: Prinzip der Klemmvorrichtung	25
Abbildung 33: icotek Kabeldurchlass KEL-BES 24 [22]	25
Abbildung 34: Lage der Kabeldurchlässe.....	26
Abbildung 35: Schnellverschlüsse mit Knebelzapfen	26
Abbildung 36: Falttür.....	27
Abbildung 37: Energiekette	27
Abbildung 38: Bauteile des Befestigungswinkels für die Führungsschienen	28
Abbildung 39: Bauteile des Befestigungswinkels für die Steher	28
Abbildung 40: Vormontage Befestigungswinkel Boden.....	29
Abbildung 41: Vormontage Befestigungswinkel Führung.....	29

Abbildung 42: Koordinatensystem des Prüfstands	30
Abbildung 43: Befestigungswinkel Führungsprofil.....	30
Abbildung 44: Befestigungswinkel Boden.....	30
Abbildung 45: Erdungsanschluss [15].....	31
Abbildung 46: Kontaktstift [16]	31
Abbildung 47: Einteilung der Schmelzschweißprozesse [17]	32
Abbildung 48: Wolfram-Inertgas-Schweißen [17].....	33
Abbildung 49: Arbeitsplatz mit Schweißbaugruppe.....	33
Abbildung 50: Befestigungswinkel (fertig verschweißt).....	33
Abbildung 51: Montage der Boden-Befestigungswinkel.....	34
Abbildung 52: Aufbau der Steher und Führungsprofile	34
Abbildung 53: Montage des Grundrahmens	34
Abbildung 54: Montage der Falttür.....	34
Abbildung 55: Fertiggestellter Aufbau	35
Abbildung 56: Aufhängung der Thermoschläuche mittels Zurrgurt im bisherigen Zustand.....	36
Abbildung 57: Aufhängung der Thermoschläuche mittels Stahlseilen und neuer Befestigungseinrichtung (Gewindeösen)	37
Abbildung 58: EMS mit Fliehkraftanregung [19]	38
Abbildung 59: Amplitudenverlauf des EMS [19]	38
Abbildung 60: Nachlaufwinkel der Schwingung gegenüber der Erregung [19]	39
Abbildung 61: Statische Unwucht [19].....	41
Abbildung 62: Momentenunwucht	42
Abbildung 63: Resultierende Unwucht [19].....	43
Abbildung 64: Dynamische Unwucht [19].....	43
Abbildung 65: Rotor mit Unwuchtvektoren [19].....	43
Abbildung 66: Biegelinie der ersten Eigenform [19]	43
Abbildung 67: Verlauf der Gütestufen über der Drehzahl nach DIN ISO 1940-1 [19]	46
Abbildung 68: Schnittdarstellung Prüfstands Aufbau.....	49
Abbildung 69: Schenck Smart Balancer 2	50
Abbildung 70: Schwingungsaufnehmer VIB 6.147 in den beiden Lagerebenen am Lagergehäuse	51
Abbildung 71: Laser-Triggersensor VIB 6.631	51
Abbildung 72: Hochlaufanalyse offenes Wellenende – effektive Schwinggeschwindigkeit	52
Abbildung 73: Resolveradapter Version 1.....	53
Abbildung 74: Schnittansicht Resolveradapter Version 1	53
Abbildung 75: Anschlagtest Resolveradapter-Tamagawa Version 1	54
Abbildung 76: Hochlaufanalyse Resolveradapter-Tamagawa Version 1	54
Abbildung 77: Passungsspiele Resolveradapter Tamagawa Version 2	56
Abbildung 78: Rückansicht Resolveradapter Tamagawa Version 2	58
Abbildung 79: Vorderansicht Resolveradapter Tamagawa Version 2.....	58
Abbildung 80: Vorderansicht Resolveradapter Tamagawa Version 2 (ohne Befestigungsring)	59
Abbildung 81: Hochlaufanalyse Resolveradapter Tamagawa Version 2 nicht ausgewuchtet	60
Abbildung 82: Resolveradapter Tamagawa Version 2 vor dem Auswuchtvorgang	61
Abbildung 83: Verlauf des Auswuchtvorgangs in Polardarstellung	62
Abbildung 84: Version 2 ausgewuchtet Vorderansicht.....	62
Abbildung 85: Version 2 ausgewuchtet Rückansicht	62
Abbildung 86: Hochlaufanalyse Resolveradapter Tamagawa Version 2 ausgewuchtet	63

Abbildung 87: Vergleich der Hochlaufanalysen: nicht ausgewuchtet / ausgewuchtet	64
Abbildung 88: Hochlaufanalyse Resolveradapter Tamagawa Version 2 ausgewuchtet	64
Abbildung 89: Vergleich der Hochlaufanalysen: Version 1 / Version 2.....	65
Abbildung 90: Variabler RA am Prüfstand - Vorderansicht.....	66
Abbildung 91: Variabler RA am Prüfstand - Rückansicht	66
Abbildung 92: Variabler Resolveradapter mit Testobjekt.....	66
Abbildung 93: Vorderansicht des variablen Rotoradapters.....	67
Abbildung 94: Rückansicht des variablen Rotoradapters	68
Abbildung 95: Adapterwelle.....	68
Abbildung 96: Vorderansicht des variablen Rotoradapters mit Minebea-Rotor.....	68
Abbildung 97: Rückansicht des variablen Rotoradapters mit Minebea-Rotor	68
Abbildung 98: Resolverspezifische Adapterhülse Minebea	69
Abbildung 99: Längsschnitt durch den variablen Rotoradapter mit Minebea Rotor.....	69
Abbildung 100: Vorderansicht des variablen Rotoradapters mit Tamagawa-Rotor.....	70
Abbildung 101: Rückansicht des variablen Rotoradapters mit Tamagawa-Rotor	70
Abbildung 102: Resolverspezifische Adapterhülse Tamagawa	70
Abbildung 103: Längsschnitt durch den variablen Rotoradapter mit Tamagawa Rotor.....	71
Abbildung 104: Vorderansicht des variablen Statorhalters	72
Abbildung 105: Rückansicht des variablen Statorhalters.....	73
Abbildung 106: Arten von Statoren [24]	73
Abbildung 107: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Lochkreisbefestigung	73
Abbildung 108: Vorderansicht des variablen Statorhalters mit Lochkreisbefestigung.....	73
Abbildung 109: Exzentrerscheibe min. Position	74
Abbildung 110: Exzentrerscheibe max. Position	74
Abbildung 111: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (max. Durchmesser)74	
Abbildung 112: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (max. Durchmesser)74	
Abbildung 113: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (min. Durchmesser) 75	
Abbildung 114: Rückansicht des variablen Statorhalters mit Klemmbefestigung (min. Durchmesser) 75	

Tabellenverzeichnis

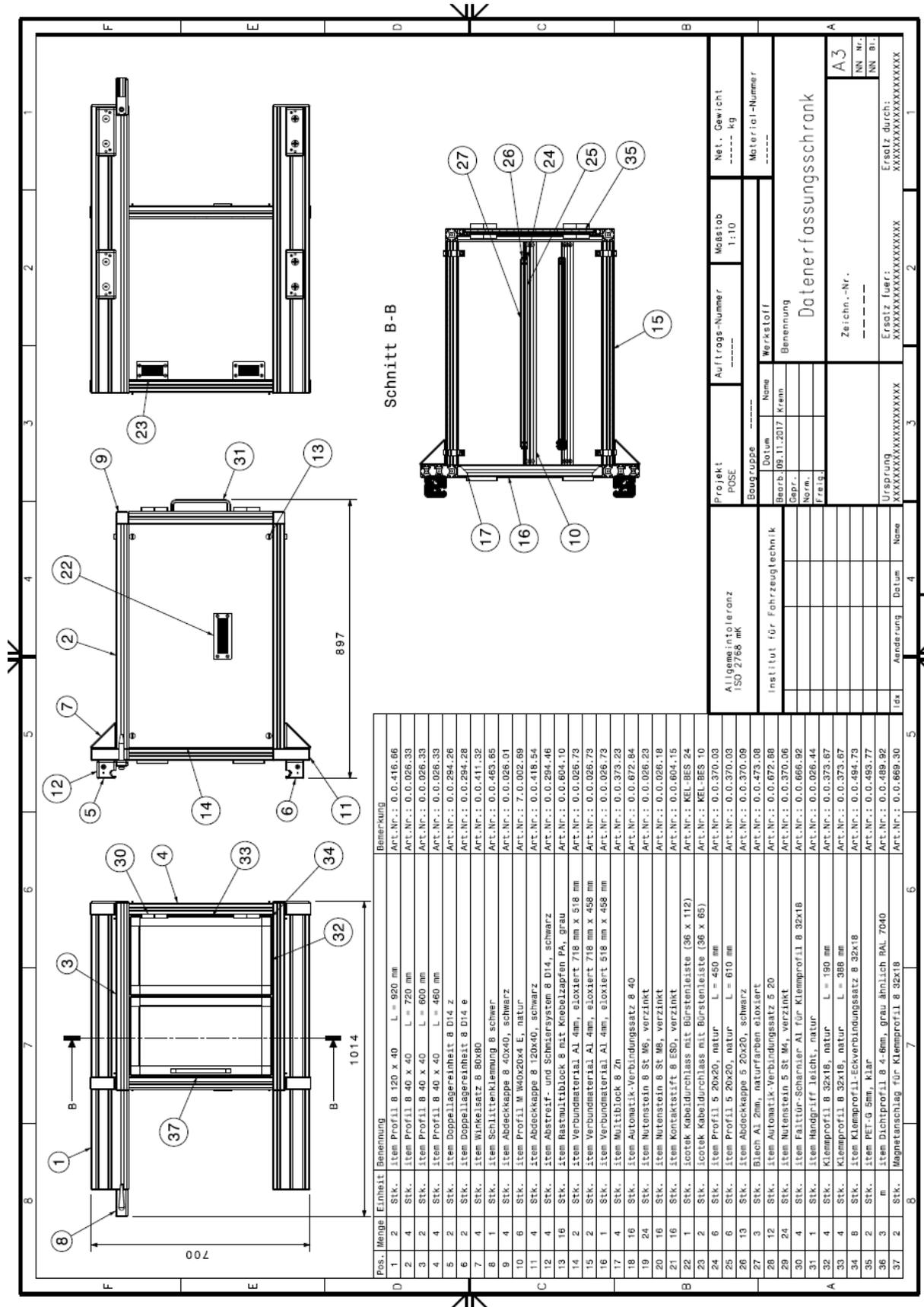
Tabelle 1: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien	7
Tabelle 2: Beschreibung der Bewertungskorridore einer 10 Punkte Skala [4]	7
Tabelle 3: Ergebnis der Nutzwertanalyse	8
Tabelle 4: Abmessungen der Messtechnik-Komponenten	8
Tabelle 5: Berechnungsergebnisse für die Auslegung der Doppellagereinheiten	13
Tabelle 6: Charakteristische Werte für die Tragfähigkeit der verwendeten Schwerlastanker [7].....	17
Tabelle 7: Berechnungsergebnisse für die Auslegung der Schwerlastanker.....	17
Tabelle 8: Einbaumaße Energiekette [13]	19
Tabelle 9: Richtwerte für die Auswucht-Gütestufen für Rotoren mit starrem Verhalten, Tab. 1 aus DIN ISO 1940-1 [19].....	45
Tabelle 10: Zonengrenzen der effektiven Schwinggeschwindigkeit für Maschinengruppe 2 [21]	48
Tabelle 11: Bauteilmassen.....	56

Literaturverzeichnis

- [1] Simon Walch, „Entwicklung eines Pruefstandes für die Evaluierung von Hochdrehzahlsensorik von elektrischen Traktionsantrieben“, Graz 2015
- [2] „item“ [Online] Available: <http://www.item24.at/home/produkte/item-baukastensysteme/mb-systembaukasten.html> [Zugriff am 22. Juli 2017]
- [3] Jörg B. Kühnapfel, Nutzwertanalysen in Marketing und Vertrieb, ISBN 978-3-658-05508-0, Wiesbaden, Springer, 2014
- [4] Jörg B. Kühnapfel, Vertriebscontrolling – Methoden im praktischen Einsatz, ISBN 978-3-658-13896-7, 2. Auflage, Wiesbaden, Springer, 2017
- [5] „item“ [Online] Available: http://catalog.item24.com/images/medienelemente/DOK/DATA/DOK_DATA_rolleuehrung__SDE__AIN__V4.pdf [Zugriff am 01. April 2017]
- [6] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/konstruktionsprofile-8/profil-8-120x120-natur-60979.html> [Zugriff am 30. Juli 2017]
- [7] „fischer“ [Online] Available: <https://www.fischer.de/de-de/produkte/stahlanker/huelenanker/schwerlastanker-ta-m-sl-m/schwerlastanker-ta-m-t> [Zugriff am 06. April 2017]
- [8] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/doppellagereinheiten/doppellagereinheit-8-d14-e-29428.html> [Zugriff am 08. August 2017]
- [9] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/stirnlochschiuessel/stirnlochschiuessel-8-d14-schwarz-29441.html> [Zugriff am 08. August 2017]
- [10] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/abstreif-und-schmiersysteme/abstreif-und-schmiersystem-8-d14-schwarz-29446.html> [Zugriff am 08. August 2017]
- [11] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/endanschlag/endanschlag-8-33711.html> [Zugriff am 08. August 2017]
- [12] „igus“ [Online] Available: http://www.igus.at/wpck/2875/designing_calculation [Zugriff am 23. April 2017]
- [13] „igus“ [Online] Available: http://www.igus.at/iPro/iPro_01_0009_0005_DEde.htm?ArtNr=Z14.1.028.0&c=AT&l=de [Zugriff am 23. April 2017]
- [14] Ekbert Hering, Klaus Bressler, Jürgen Gutekunst, Elektronik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, ISBN 978-3-642-05499-0, 4. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer, 2005
- [15] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/erdungsanschluesse/erdungsanschluss-8-300181.html> [Zugriff am 11. August 2017]

- [16] „item“ [Online] Available: <http://product.item24.at/home/produkte/produktkatalog/produktdetails/products/potentialausgleich/kontaktstift-8-esd-verzinkt-60415.html> [Zugriff am 11. August 2017]
- [17] Hans J. Fahrenwaldt, Volkmar Schuler, Praxiswissen Schweißtechnik, ISBN 978-3-8348-0382-5, 3. Auflage, Wiesbaden, Vieweg + Teibner, 2009
- [18] Karl-Heinz Decker, Decker Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung, ISBN 978-3-446-43739-5, 19. Auflage, Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2014
- [19] Hatto Schneider, Auswuchttechnik, ISBN 978-3-642-24914-3, 8. Auflage, Springer Vieweg, 2012
- [20] Hans Dresig, Franz Holzweißig, Maschinendynamik, ISBN 978-3-662-52713-9, 12. Auflage, Springer, 2016
- [21] DIN ISO 10816-3:1998-05-15, Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — (ISO 10816-3:1998(E))
- [22] „icotek“ [Online] Available: <https://www.icotek.com/produktkatalog/kabeleinfuehrung/kelbes-24/> [Zugriff am 27. September 2017]
- [23] Robert Killing, Handbuch der Schweißverfahren, ISBN 978-3871551840, 3. Auflage, DVS Media GmbH, 1999
- [24] „garnet“ [Online] Available: <http://www.garnet.it/image/cache/data/Prodotti/singsyn-1000x800.jpg> [Zugriff am 03. Oktober 2017]
- [25] N. Neidig, Q. Werner, M. Balluff, H. Naumoski, M. Doppelbauer: The Influence of Geometrical Deviations of Electrical Machine Systems on the Signal Quality of the Variable Reluctance Resolver, IEEE, 2016
- [26] „Dassault Systèmes“ [Online] Available: <https://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/produkte/v5/portfolio/domain/Analysis/> [Zugriff am 09. November 2017]
- [27] „Tamagawa Seiki Co., Ltd.“ [Online] Available: <http://www.tamagawa-seiki.com/english/lvdt/> [Zugriff am 09. November 2017]
- [28] „Minebea Mitsumi“ [Online] Available: <http://www.minebeamitsumi.com/english/strengths/column/resolver/index.html> [Zugriff am 09. November 2017]

Anhang



Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Benennung
1	2	Stk.	Item Profil 8 120 x 40 L = 920 mm	Art.Nr.: 0.0.416.66
2	4	Stk.	Item Profil 8 40 x 40 L = 720 mm	Art.Nr.: 0.0.026.33
3	2	Stk.	Item Profil 8 40 x 40 L = 600 mm	Art.Nr.: 0.0.026.33
4	4	Stk.	Item Profil 8 40 x 40 L = 460 mm	Art.Nr.: 0.0.026.33
5	2	Stk.	Item Doppel-Lagereinheit B D14 z	Art.Nr.: 0.0.294.26
6	2	Stk.	Item Doppel-Lagereinheit B D14 e	Art.Nr.: 0.0.294.28
7	4	Stk.	Item Winkelstift B 80x80	Art.Nr.: 0.0.411.32
8	4	Stk.	Item Schliessenklemmung B schwer	Art.Nr.: 0.0.463.65
9	4	Stk.	Item Abdeckkappe B 40x40, schwarz	Art.Nr.: 0.0.026.01
10	6	Stk.	Item Profil W 40x20x4 E, natur	Art.Nr.: 7.0.002.89
11	4	Stk.	Item Abdeckkappe B 120x40, schwarz	Art.Nr.: 0.0.418.54
12	4	Stk.	Item Abstrif- und Schliersystem B D14, schwarz	Art.Nr.: 0.0.294.46
13	16	Stk.	Item Rastmultilock 8 mit Knopfzapfen PA, grau	Art.Nr.: 0.0.604.10
14	2	Stk.	Item Verbundmaterial Al 4mm, eloxiert 718 mm x 518 mm	Art.Nr.: 0.0.026.73
15	2	Stk.	Item Verbundmaterial Al 4mm, eloxiert 718 mm x 458 mm	Art.Nr.: 0.0.026.73
16	1	Stk.	Item Verbundmaterial Al 4mm, eloxiert 518 mm x 458 mm	Art.Nr.: 0.0.026.73
17	4	Stk.	Item Multilock B Zn	Art.Nr.: 0.0.373.23
18	16	Stk.	Item Automat.-Verbindungsstift B 40	Art.Nr.: 0.0.672.84
19	24	Stk.	Item Nutenstein B St M6, verzinkt	Art.Nr.: 0.0.026.23
20	16	Stk.	Item Nutenstein B St M8, verzinkt	Art.Nr.: 0.0.026.18
21	16	Stk.	Item Kontakstift B ESD, verzinkt	Art.Nr.: 0.0.604.15
22	1	Stk.	Isotak Kabeldurchlass mit Bürstenteile (36 x 112)	Art.Nr.: KEL-BES 24
23	2	Stk.	Isotak Kabeldurchlass mit Bürstenteile (36 x 65)	Art.Nr.: KEL-BES 10
24	6	Stk.	Item Profil 5 20x20, natur L = 450 mm	Art.Nr.: 0.0.370.03
25	6	Stk.	Item Profil 5 20x20, natur L = 610 mm	Art.Nr.: 0.0.370.03
26	13	Stk.	Item Abdeckkappe 5 20x20, schwarz	Art.Nr.: 0.0.370.09
27	3	Stk.	Blech Al 2mm, naturfarben eloxiert	Art.Nr.: 0.0.473.08
28	12	Stk.	Item Automat.-Verbindungsstift 5 20	Art.Nr.: 0.0.672.88
29	24	Stk.	Item Nutenstein 5 St M4, verzinkt	Art.Nr.: 0.0.370.06
30	4	Stk.	Item Faltscharnier Al für Klemprofil B 32x18	Art.Nr.: 0.0.696.92
31	1	Stk.	Item Handgriff leicht, natur	Art.Nr.: 0.0.026.44
32	4	Stk.	Klemprofil B 32x18, natur L = 190 mm	Art.Nr.: 0.0.373.67
33	4	Stk.	Klemprofil B 32x18, natur L = 986 mm	Art.Nr.: 0.0.373.67
34	8	Stk.	Item Klemprofil-Eckverbindingssatz B 32x18	Art.Nr.: 0.0.494.73
35	2	Stk.	Item PET-G 5mm, klar	Art.Nr.: 0.0.489.77
36	3	m	Item Dichtprofil B 4.6mm, grau ähnlich RAL 7040	Art.Nr.: 0.0.489.92
37	2	Stk.	Magnetanschlag für Klemprofil B 32x18	Art.Nr.: 0.0.699.30

Abbildung A. 1: Zusammenbauzeichnung Datenerfassungsschrank

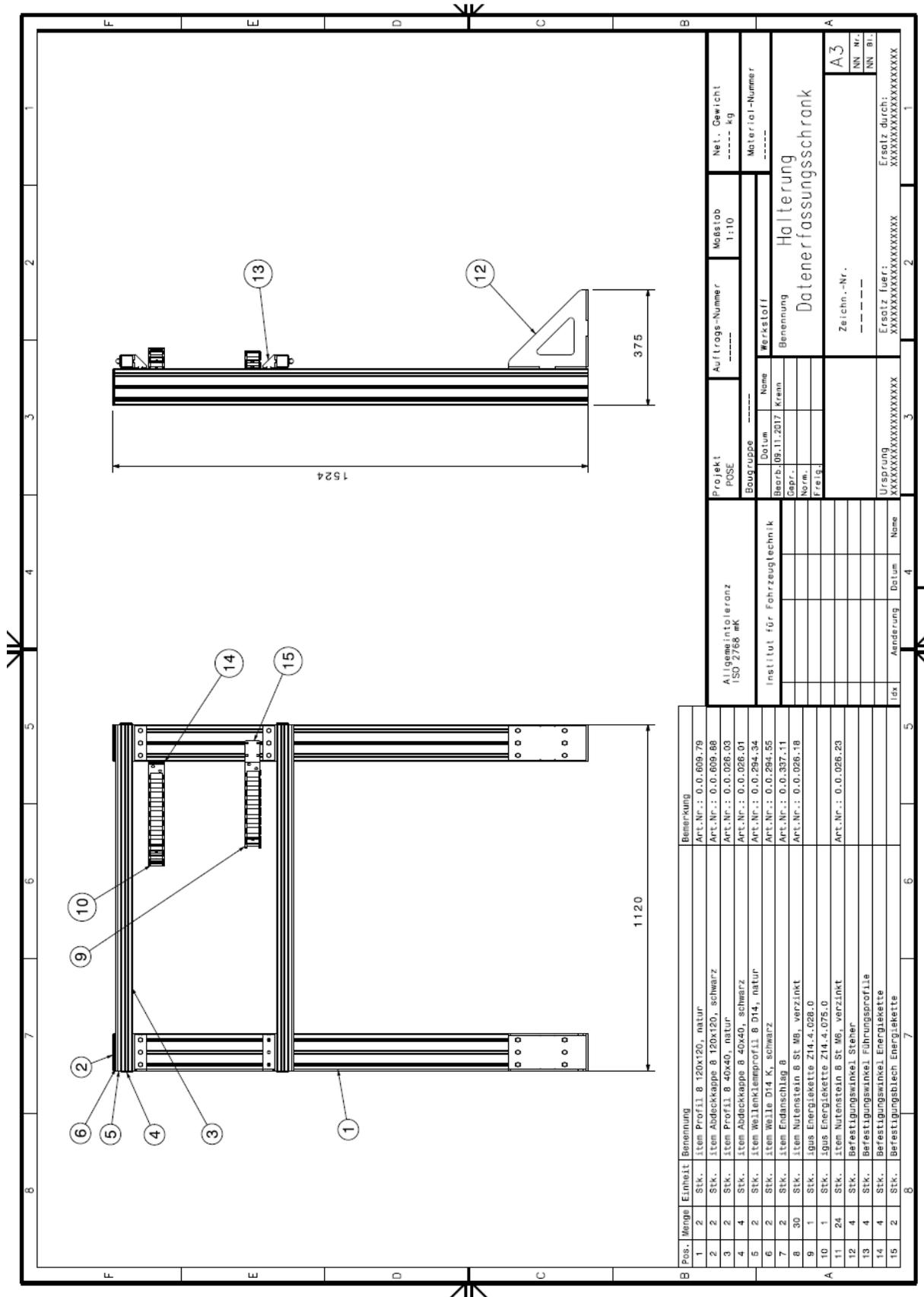


Abbildung A. 2: Zusammenbauzeichnung Halterung Datenerfassungsschrank

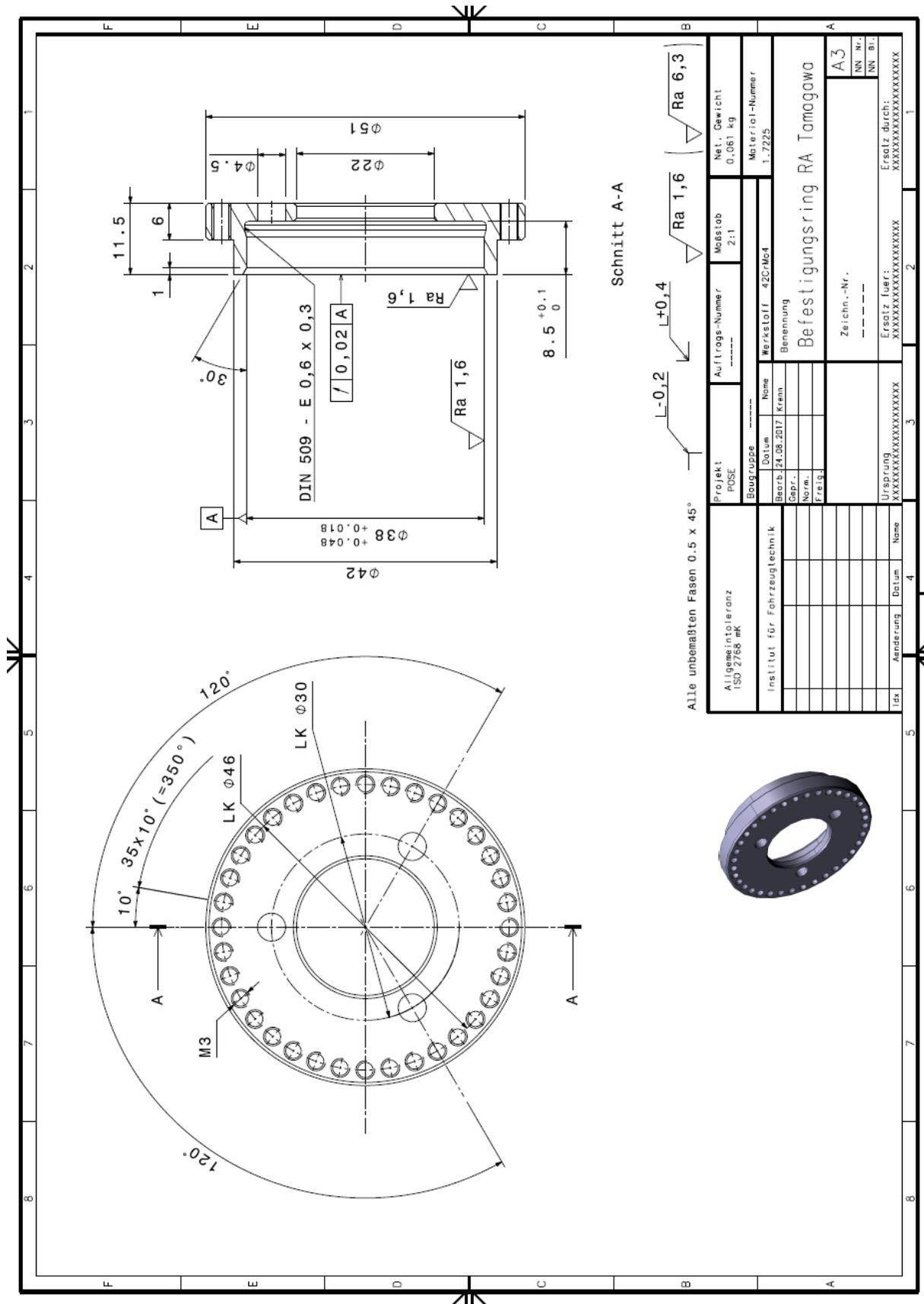


Abbildung A. 3: Fertigungszeichnung Befestigungsring - Resolveradapter Tamagawa Version 2

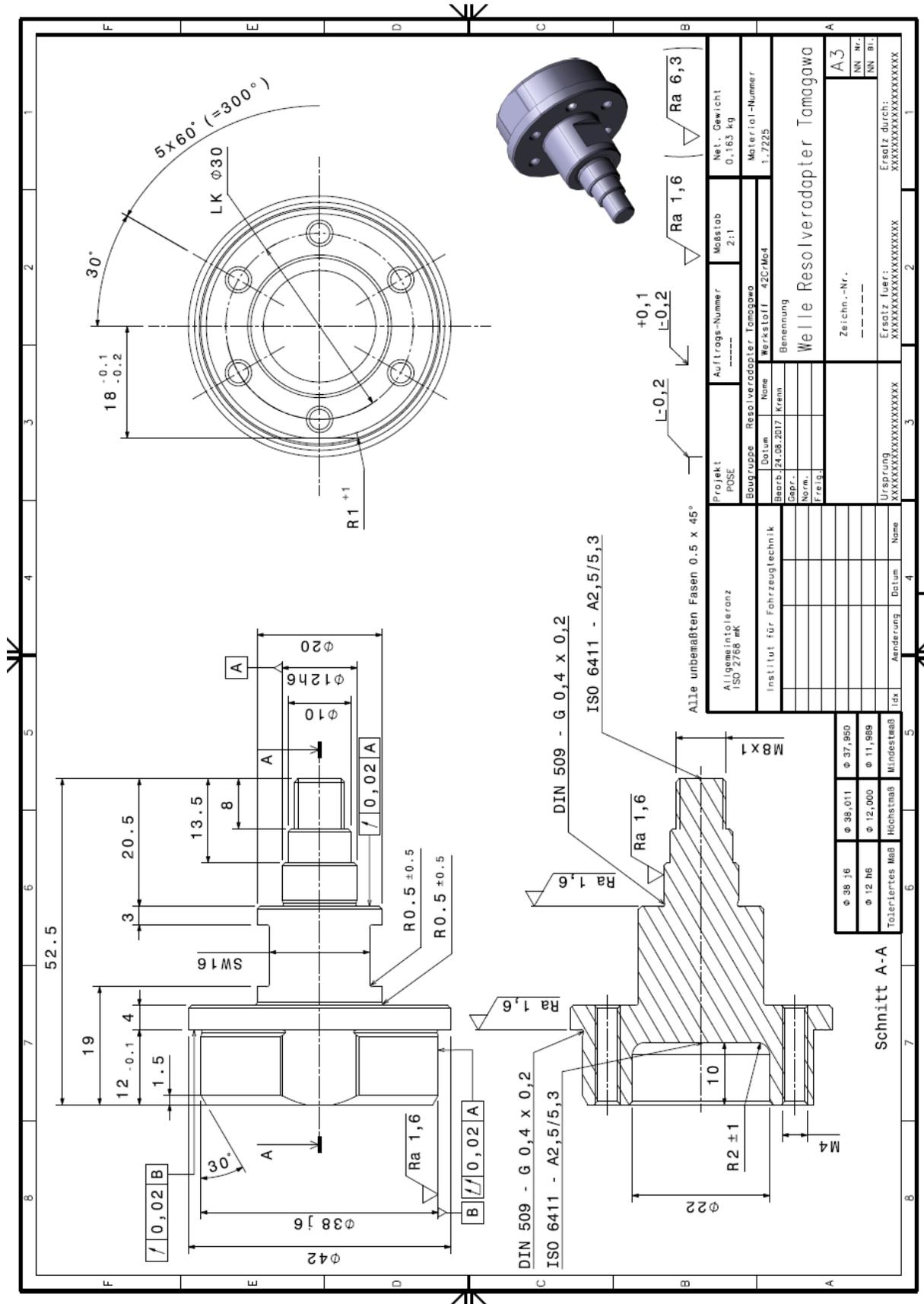


Abbildung A. 4: Fertigungszeichnung Adapterwelle - Resolveradapter Tamagawa Version 2

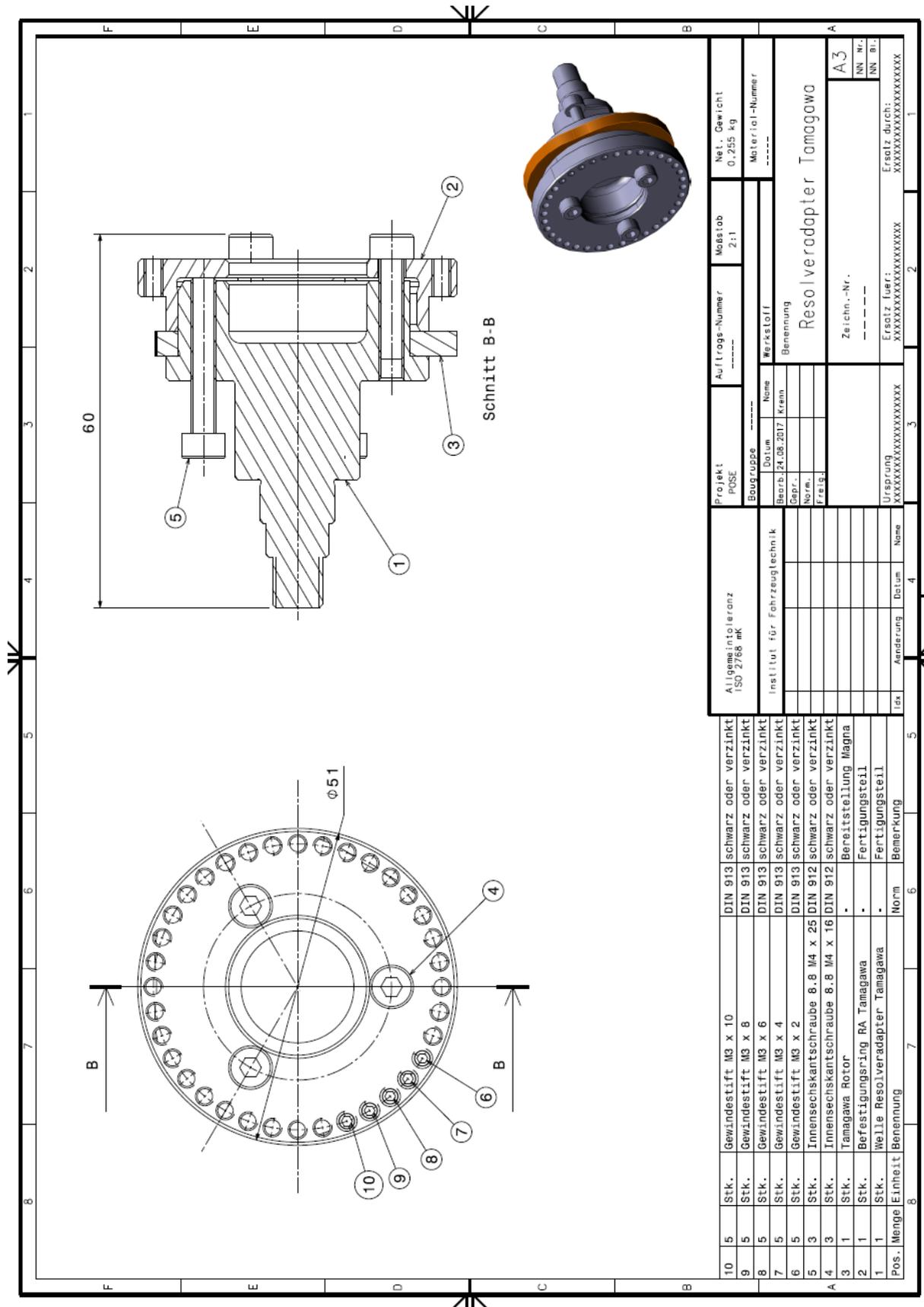


Abbildung A. 5: Zusammenbauzeichnung Resolveradapter Tamagawa Version 2

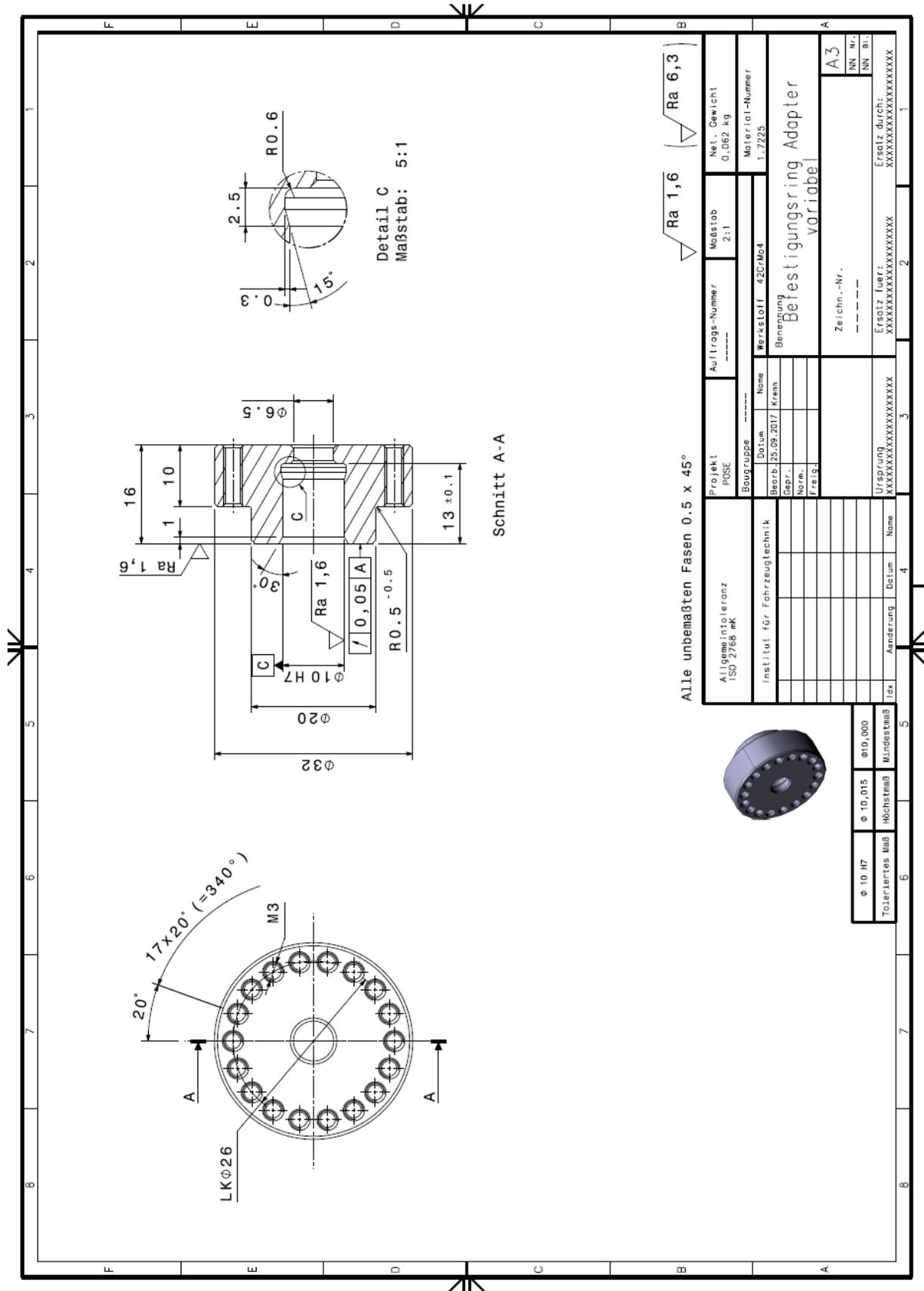


Abbildung A. 6: Fertigungszeichnung Befestigungsring - variabler Rotoradapter

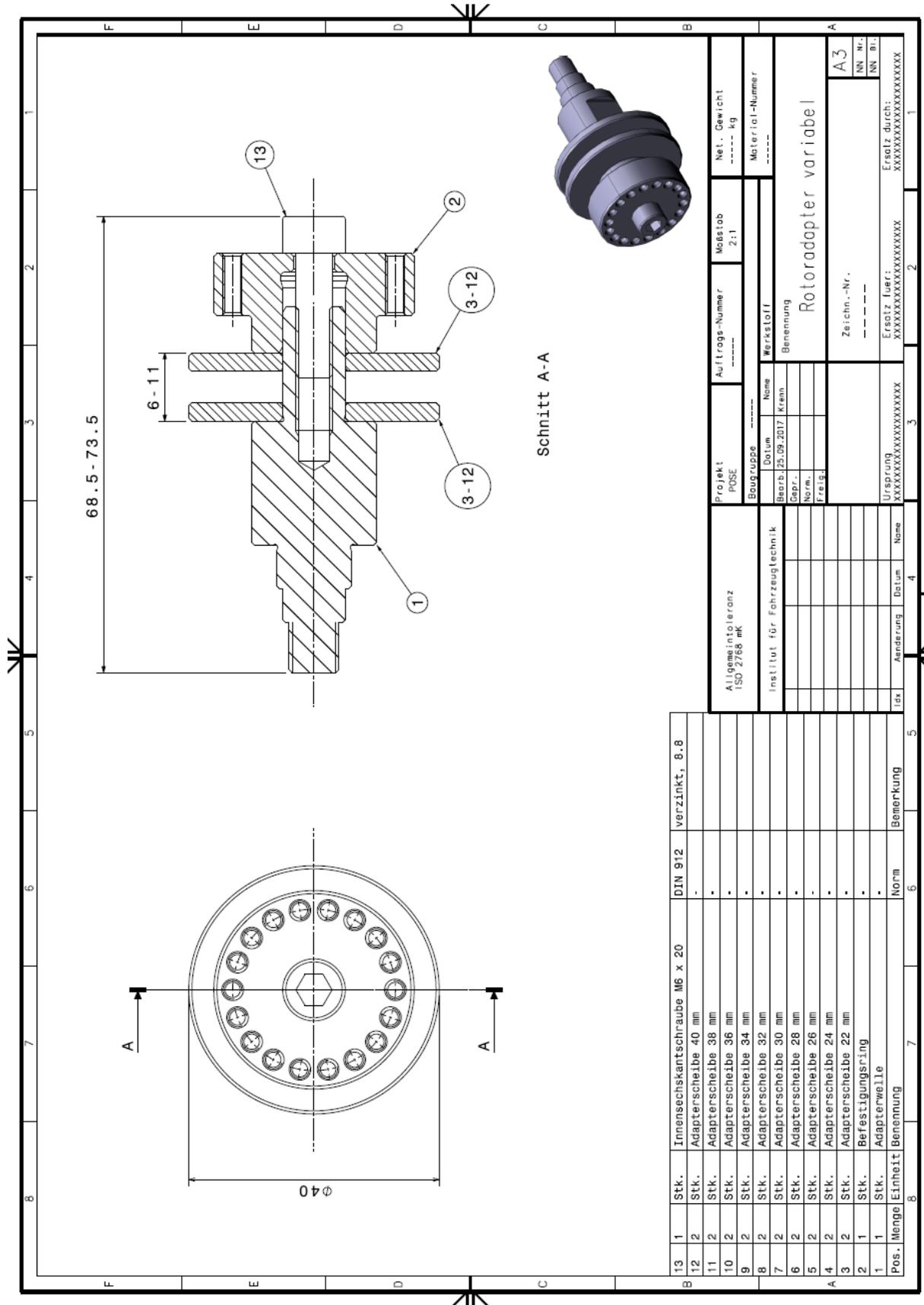


Abbildung A. 9: Zusammenbauzeichnung variabler Rotoradapter

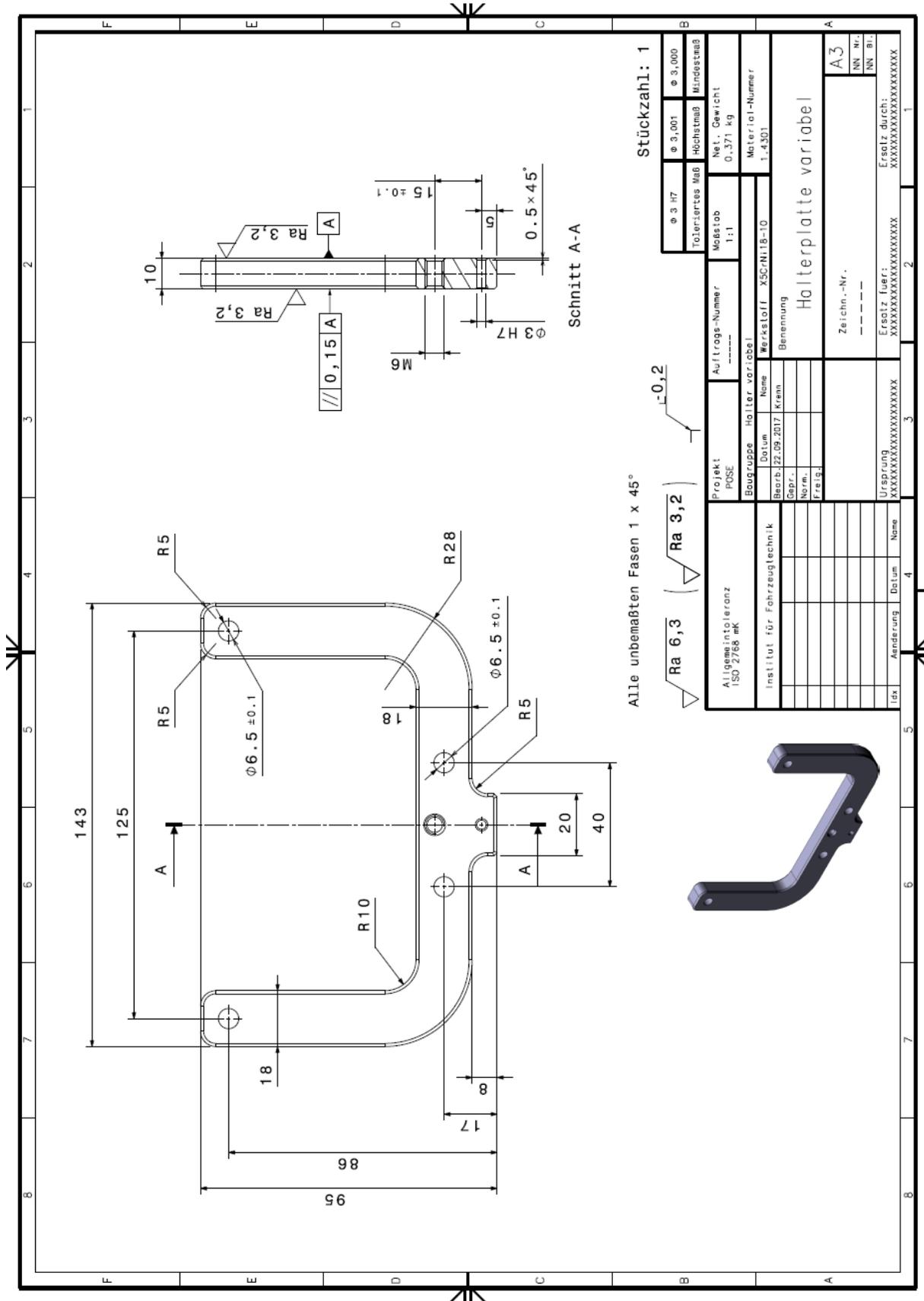


Abbildung A. 10: Fertigungszeichnung Halterrahmen - variabler Statorhalter

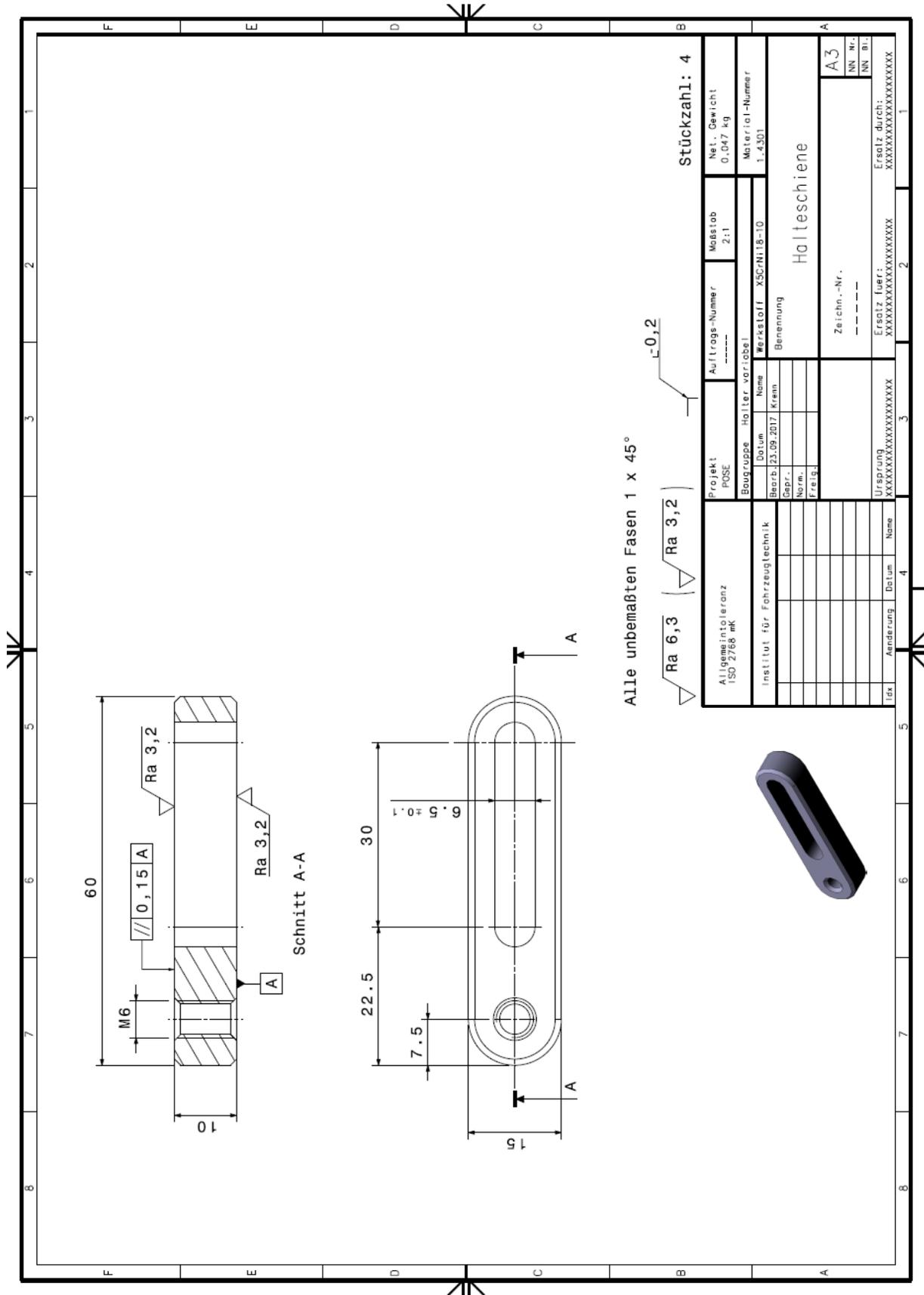


Abbildung A. 11: Fertigungszeichnung Halteschiene - variabler Statorhalter

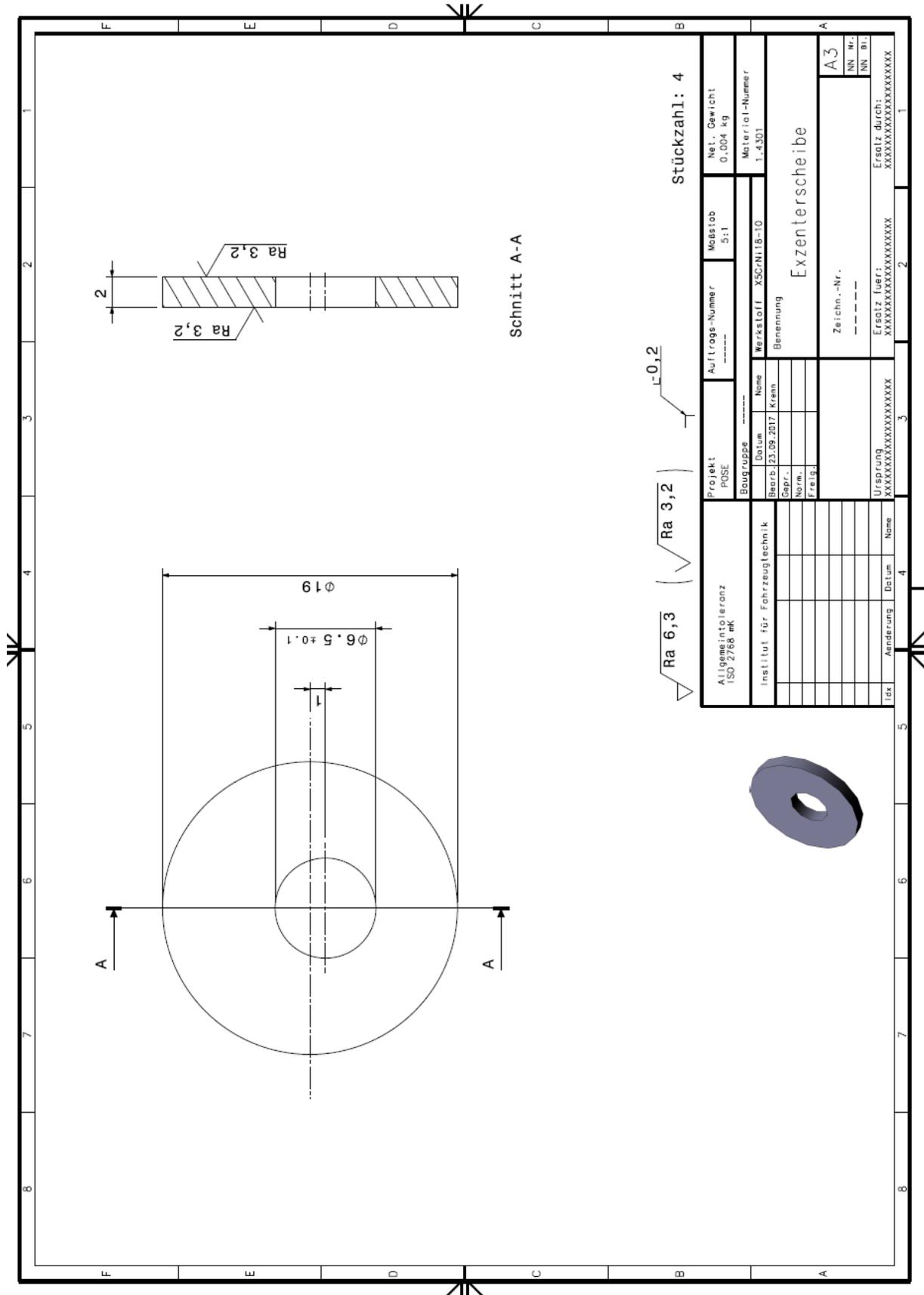


Abbildung A. 12: Fertigungszeichnung Exzentrerscheibe - variabler Statorhalter

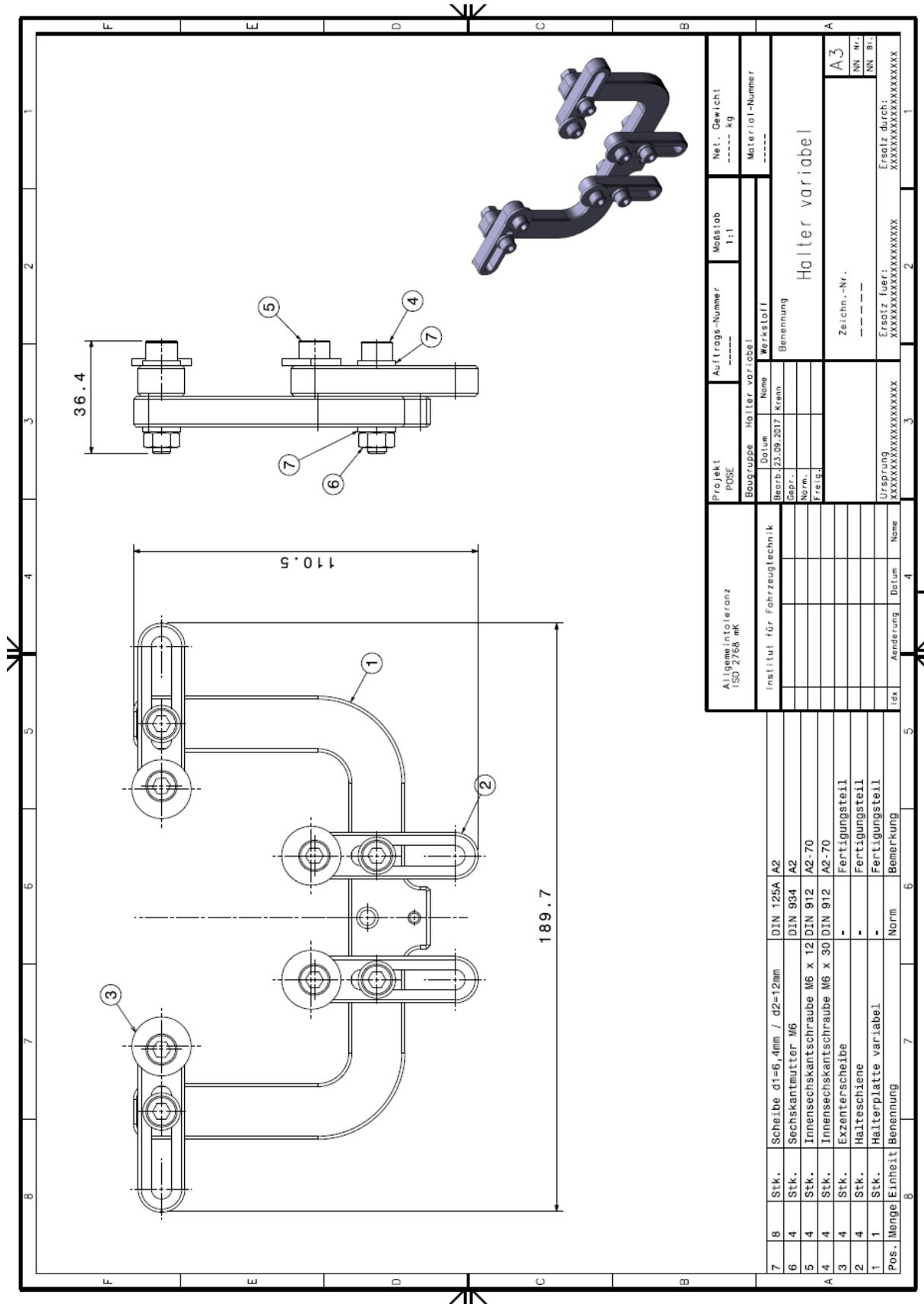


Abbildung A. 13: Zusammenbauzeichnung variabler Statorhalter