

Stefan Burgholzer, BSc

# **Entwicklung und Inbetriebnahme eines Prüfstandes für die versuchsgestützte Untersuchung von Flywheel- Berstgehäusen**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Dipl.-Ing. Armin Buchroithner

Beurteiler

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Graz, Oktober 2014

# EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

## AFFIDAVIT

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

---

Datum/Date

---

Unterschrift/Signature

---

## **Danksagung**

Als erstes möchte ich mich sehr herzlich bei meinen Betreuern Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader und Dipl.-Ing. Armin Buchroithner bedanken, welche sich immer für meine Fragen Zeit genommen haben und mich mit Ihrer fachlichen Kompetenz unterstützt haben.

Ebenso möchte ich mich bei meinen Kollegen am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik bedanken.

Ein großer Dank gilt auch meiner Familie, welche mich zu jedem Zeitpunkt meines Werdeganges unterstützt hat.

## Kurzfassung

Schwungräder oder auch Flywheels genannt, werden schon seit Jahrhunderten zur Speicherung von Rotationsenergie verwendet. Am Anfang dieser Arbeit wird ein kurzer Überblick über die vergangenen und heutigen Anwendungen von Schwungrädern gegeben.

Durch die steigenden Energiekosten und das verstärkte Aufkommen volatiler Energiequellen wird das Bedürfnis an alternativen Energiespeichern immer höher. Dadurch wird die Forschung auf diesem Sektor stark vorangetrieben. Eine Sparte dieser Energiespeicher stellen Schwungräder dar. Um solche Speicher auch für mobile Anwendungen attraktiv zu machen, sollten diese möglichst leicht ausgeführt werden. Damit trotzdem ein gleicher Energieinhalt erreicht werden kann, muss die Betriebsdrehzahl gesteigert werden.

Das Gefahrenpotential bei Schwungradspeicher liegt darin, dass diese zu Bruch kommen und die gespeicherte Energie freigesetzt wird.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Überarbeitung eines bereits bestehenden Prüfstandes für Berstschutzgehäuse von Flywheels. Der vorhandene Prüfstand wurde ursprünglich so ausgelegt, dass dieser im unterkritischen Drehzahlbereich betrieben werden kann und musste aufgrund von maschinendynamischen Problemen komplett überarbeitet werden.

Im Zuge dieser Arbeit wurde das Konzept des Prüfstandes so verändert, dass dieser im überkritischen Drehzahlbereich betrieben werden kann. Dieses Konzept wurde umgesetzt und erprobt.

Ebenfalls wurde das Design des Versuchskörpers (Schwungrades) bestimmt und die Auswirkung einer Sollbruchstelle, in diesem Fall eine Kerbe, auf das Bruchverhalten untersucht.

Die durchgeführten Messungen wurden dokumentiert und analysiert. Am Ende dieser Arbeit wird ein kurzer Ausblick gegeben wie der Aufbau des Prüfstandes weiter verbessert werden kann, beziehungsweise welche Versuchsreihen zur optimalen Gestaltung eines Berstgehäuses für Schwungradspeicher führen.



## **Abstract**

For centuries Flywheels are used to store rotational energy. At the beginning of this thesis a brief overview of the past and present applications of flywheels is given.

With rising energy costs and the increased volume of volatile energy sources, the need for alternative energy storage is getting higher. This research in this sector is strongly driven forward. A division of this energy storage is represented by flywheels. To make such storage systems more attractive for mobile applications, this should be as light as possible. To achieve equal energy content, the operating speed must be increased. The potential risk for flywheel storage systems is that they break and the stored energy is released.

This thesis deals with the revision of an existing test bench for protective casing for Flywheels. The existing test bench was originally designed for tests that can be operated in the subcritical speed range and had to be completely revised because of machine-dynamic problems.

In the course of this work the concept of the test bed was modified so that it can be operated in the supercritical speed range. This concept has been realized and tested.

The design of the test body (flywheel) was determined. Also the effect of a predetermined breaking point, in this case a notch was examined. This notch has an influence on the fracture behavior, which was examined by a tensile test.

The measurements were documented and analyzed. At the end of this thesis, a brief outlook is given. Also some ideas for improvement of the construction of the test bench are given.

# Inhaltsverzeichnis

Danksagung .....	II
Kurzfassung .....	III
Abstract .....	IV
1. Einleitung.....	- 1 -
1.1. Motivation .....	- 1 -
1.2. Aufgabenstellung .....	- 1 -
1.3. Vorgehensweise .....	- 2 -
1.4. Zielsetzung.....	- 2 -
2. Das Flywheel als Energiespeicher .....	- 3 -
2.1. Funktionsprinzip.....	- 3 -
2.2. Historische und aktuelle Anwendungen .....	- 4 -
2.3. Vor- und Nachteile .....	- 9 -
2.3.1. Vorteile .....	- 9 -
2.3.2. Nachteile.....	- 10 -
2.4. Energiedichte und Leistungsdichte von Energiespeichern .....	- 11 -
3. Grundlagen der Maschinendynamik eines Flywheels.....	- 12 -
3.1. Eigenfrequenzen und Eigenformen.....	- 12 -
3.1.1. Definition anhand eines Einmassenschwingers .....	- 12 -
3.2. Wuchtgüte.....	- 15 -
3.2.1. Definition .....	- 15 -
3.2.2. Unwuchtausgleich .....	- 16 -
3.2.3. Statische Unwucht.....	- 16 -
3.2.4. Momenten-Unwucht .....	- 17 -
3.2.5. Dynamische Unwucht.....	- 17 -
3.3. Kreiselmoment .....	- 18 -
3.4. Kerbeinfluss auf die Zugfestigkeit .....	- 20 -
3.5. Kerbeinfluss auf die Spannung.....	- 21 -
3.6. Lagerauslegung.....	- 22 -
3.7. Gehäuseauslegung .....	- 22 -
4. Prüfstandentwicklung .....	- 23 -

---

4.1.	Ausgangssituation .....	- 23 -
4.2.	Analyse und Planung .....	- 25 -
4.3.	Konzepte.....	- 28 -
4.3.1.	1.Konzept.....	- 32 -
4.3.2.	2. Konzept.....	- 33 -
4.4.	Konstruktion.....	- 34 -
5.	Fertigung und Aufbau des Prüfstands.....	- 35 -
5.1.	Fertigung der Prüfstandkomponenten .....	- 35 -
5.2.	Dynamisches Wuchten der Prüfstandkomponenten.....	- 36 -
5.3.	Beigestellte Prüfstandkomponenten .....	- 38 -
5.4.	Zusammenbau des Prüfstands .....	- 39 -
5.5.	Aufbau der Messtechnik .....	- 40 -
5.5.1.	Drehzahlmessung .....	- 41 -
5.5.2.	Druckmessung .....	- 41 -
5.5.3.	Messung der Beschleunigungen.....	- 42 -
5.5.4.	Temperaturmessung der Lagerstellen .....	- 43 -
5.5.5.	Messung der Durchbiegung der biegeweichen Welle .....	- 44 -
6.	Design des Versuchs-Flywheel .....	- 45 -
6.1.	Aufbau eines elektromechanischen Speichersystems.....	- 45 -
6.2.	Vorgehensweise .....	- 46 -
6.3.	Analyse des vorhandenen Konzepts .....	- 47 -
6.4.	Konzepte des Versuchs-Flywheel.....	- 48 -
6.4.1.	1. Konzepte des Versuchs-Flywheel .....	- 48 -
6.4.2.	2. Konzepte des Versuchs-Flywheel .....	- 49 -
6.5.	Verwendete Konzept des Versuchs-Flywheel.....	- 50 -
6.6.	Einfluss der Kerbe auf die Zugfestigkeit.....	- 51 -
6.6.1.	Versuchsdurchführung des Zugversuchs.....	- 52 -
6.6.2.	Auswertung des Zugversuchs .....	- 53 -
6.7.	Rechnerische Auslegung der Berstdrehzahl.....	- 55 -
7.	Inbetriebnahme des Prüfstandes und Interpretation der Ergebnisse.....	- 61 -
7.1.	Beschreibung der Versuchsdurchführung.....	- 61 -
7.2.	Durchführung der Versuche und Analyse der Ergebnisse .....	- 62 -

---

7.2.1.	1. Berstversuch beziehungsweise Erstinbetriebnahme .....	- 62 -
7.2.2.	2. Berstversuch .....	- 64 -
7.2.3.	3. Berstversuch .....	- 66 -
7.2.3.1.	Eigenfrequenzuntersuchung des Aufbaus .....	- 67 -
7.2.3.2.	Versuchsdurchführung des 3. Berstversuchs.....	- 68 -
7.2.4.	4. Berstversuch .....	- 71 -
7.2.5.	5. Berstversuch .....	- 73 -
8.	Zusammenfassung und Ausblick .....	- 76 -
8.1.	Zusammenfassung.....	- 76 -
8.2.	Ausblick und zukünftige Forschungsgebiete .....	- 77 -
9.	Literaturverzeichnis.....	- 79 -
10.	Abbildungsverzeichnis.....	- 81 -
11.	Tabellenverzeichnis .....	- 83 -
12.	Formelverzeichnis .....	- 84 -
13.	Anhang.....	- 85 -
13.1.	Fotos vom Prüfstand mit Magnetkupplung.....	- 85 -
13.2.	Foto vom Prüfstand mit Adapter Stück .....	- 87 -
13.3.	Fertigungszeichnungen des Prüfstandes .....	- 88 -
13.3.1.	Antriebswelle .....	- 88 -
13.3.2.	Gehäuse mit Ausfräsung für Vakuumschauglas .....	- 89 -
13.3.3.	Anbindung biege weiche Welle an Antriebswelle .....	- 90 -
13.3.4.	Anbindung biege weiche Welle an Flywheel .....	- 90 -
13.3.5.	Flywheel Differentialbauweise .....	- 91 -
13.3.6.	Spannvorrichtung Flywheel .....	- 91 -
13.3.7.	Flywheel Integralbauweise .....	- 92 -
13.3.8.	Biege weiche Adapter .....	- 93 -
13.4.	Fotos der gefertigten Bauteile und der verwendeten Maschine .....	- 94 -
13.5.	Beigestellte Komponenten .....	- 96 -
13.5.1.	Vakuumschauglas.....	- 96 -
13.5.2.	KTR-Welle-Nabe-Verbindung Anhang .....	- 97 -
13.5.3.	Notlauflager .....	- 99 -
13.5.4.	Elektromotor .....	- 100 -

---

13.5.5.	Biege weiche Welle .....	- 102 -
13.6.	Datenblätter der verwendeten Sensoren .....	- 103 -
13.6.1.	Drehzahlsensor .....	- 103 -
13.6.2.	Drucksensor .....	- 104 -
13.6.3.	Beschleunigungssensor .....	- 106 -
13.6.4.	Temperatursensor .....	- 108 -
13.6.5.	Distanzsens or .....	- 109 -
13.7.	Abmessungen der Zugprobe .....	- 114 -
13.8.	Prüfprotokoll der Zugversuche .....	- 115 -
13.9.	Fotos der Flachzugproben vor dem Zugversuch .....	- 118 -
13.10.	Fotos der Flachzugproben nach dem Zugversuch .....	- 119 -
13.11.	Verlauf der Drehzahl und der Amplitude der biege weichen Welle .....	- 120 -
13.12.	Datenblatt Magnetkupplung Zukauf .....	- 121 -
13.13.	Drehschieberpumpe E2M2 (Vakuumpumpe) .....	- 122 -
13.14.	Werkstoffdatenblatt CK45 .....	- 125 -
13.15.	MATLAB File (FFT-Analyse) zur Bestimmung der Berstdrehzahl .....	- 127 -
13.16.	Datenblatt der Auswuchtmaschine .....	- 128 -
13.17.	Schadensbilder nach dem Bruch des Spalttopfes .....	- 129 -
13.18.	Schadensbilder des Versuchs-Flywheels und des Berstschutzringes .....	- 130 -

---

## **1. Einleitung**

In diesem Kapitel wird die Motivation und prinzipielle Vorgehensweise dieser Arbeit näher erläutert.

### **1.1. Motivation**

Das Thema alternative Antriebsarten gewann in den letzten Jahren immer mehr an Bedeutung, da der weltweite Verbrauch und Preis von fossilen Brennstoffen immer weiter steigt. Ebenfalls sind Flottenverbrauch und Fahrzeugverbrauch von hoher Bedeutung. Daher sind Hybridsysteme, die typischerweise zu einer Verbrauchsreduktion beitragen, zielführend. Bei diesen Systemen dient ein E-Motor als zweiter Antrieb. Mit jenem ist die Rekuperation der Bremsenergie möglich. Dafür finden Schwungradspeicher Verwendung.

Hybridkonzepte senken neben dem Verbrauch auch zwangsläufig die Emission und erlauben lokalen emissionsfreien Betrieb, was in Ballungszentren von Bedeutung ist.

Die Rückgewinnung und Speicherung von kinetischer Energie von Fahrzeugen spielt hierbei eine sehr große Rolle. Es gibt bereits verschiedenste Konzepte, welche unter dem Sammelbegriff KERS (Kinetic Energy Recovery System) bekannt sind. Diese Systeme können über elektrische, elektromechanische oder mechanische Energieübertragung verfügen.

Früher wurden die Schwungräder groß und schwer ausgeführt, da die Werkstoffe mechanisch nicht so hochbelastbar waren wie heutzutage. Durch die Entwicklung hochfester Werkstoffe besteht die Möglichkeit hochdrehende, leichte Systeme zu entwickeln. Diese können denselben Energieinhalt erreichen, dies wird in Kapitel 2.1. näher erläutert.

Bei solchen Systemen muss die resultierende Belastung mit der Belastbarkeit verglichen werden um ein Bersten der Schwungscheibe zu vermeiden.

Falls eine Schwungscheibe trotzdem berstet, müssen die scharfkantigen Bruchteile vom Berstschutzgehäuse aufgefangen werden.

### **1.2. Aufgabenstellung**

Die Aufgabe dieser Masterarbeit ist es, einen bereits vorhandenen Prüfstand zur Untersuchung von Berstschutzgehäusen für scheibenförmige Rotoren zu modifizieren. Ansatz des Prüfstands war die Versuche im unterkritischen Drehzahlbereich durchzuführen. Aufgrund der in der Realität deutlich geringeren Bauteilsteifigkeiten konnte die Berstdrehzahl ohne Durchfahren der ersten Eigenfrequenz jedoch nicht erreicht werden.

Der neue Ansatz ist diesen Prüfstand so umzugestalten, dass die neuen Versuche im überkritischen Drehzahlbereich gemacht werden können. Dazu soll auch die Messtechnik und Regelung des Prüfstandes erweitert werden. Außerdem sollen die Versuche im Vakuum

durchgeführt werden. Das Vakuum erfüllt zweierlei Funktionen, erstens benötigt man durch das Vakuum eine geringere Antriebsleistung und zweitens wird durch das Vakuum in der Realität die Selbstentladung der Schwungradspeicher verringert. Um die Berstdrehzahl rechnerisch festlegen zu können soll ein Design für das Versuchs-Flywheel bestimmt werden.

### **1.3. Vorgehensweise**

Diese Arbeit knüpft bei vier Bachelorarbeiten an, welche am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik erarbeitet wurden. Der grobe Inhalt dieser Arbeiten war einen Berstprüfstand für isotrope Flywheels zu konzipieren, auslegen, konstruieren, fertigen und zu erproben (Atzlinger, 2014) (Czerwinka, 2014) (Jungreithmair, 2013) (Rieger, 2014).

Der Letztstand dieser Arbeiten war, dass das entwickelte Konzept gefertigt wurde und erste Versuche durchgeführt wurden, jedoch konnte kein Versuchs-Flywheel zum Bruch gebracht werden.

Durch die Analyse des bestehenden Aufbaus, konnte eine gewisse Vorgehensweise definiert werden, auf das wird in Kapitel 4 näher eingegangen.

Die ersten Schritte bestehen darin das Konzept zu überarbeiten und zu untersuchen ob man den Prüfstand auch überkritisch betreiben kann. Danach wird das am vielversprechendste Konzept konstruiert und gefertigt. Ebenso muss das Konzept der Mess - und Steuerungstechnik überarbeitet werden.

Für das Versuchs-Flywheel soll eine neue geometrische Gestaltung entworfen werden, damit dieses bei einer definierten Drehzahl zu Bruch geht.

Schlussendlich soll der neu gefertigte Prüfstand, bei welchem sich die Berstkammer evakuieren lässt, in Betrieb genommen und somit die Eignung des Prüfstandes für die zukünftigen Untersuchungen am Berstschutzgehäuse bestätigt werden.

### **1.4. Zielsetzung**

Ziel dieser Masterarbeit ist einen Prüfstand zu entwickeln, welcher die neu gestalteten Versuchs-Flywheel bis zu einer Drehzahl beschleunigt bei welcher diese zu Bruch gehen. Prüfaufbau und –durchführung muss reproduzierbare Ergebnisse, also dieselben Ergebnisse bei denselben Bedingungen und Parametern, liefern.

Somit können verschiedene Konzepte und Materialkonfigurationen von Berstschutzgehäuse qualitativ und quantitativ miteinander verglichen werden.

## 2. Das Flywheel als Energiespeicher

In diesem Kapitel wird ein kurzer Überblick über die Funktion, die Entwicklung der Anwendungen und die Vor – und Nachteile des Flywheels gegeben.

### 2.1. Funktionsprinzip

Ein Schwungrad kann durch seine Massenträgheit Rotationsenergie speichern. Die speicherbare Energie ergibt sich nach Formel 1 aus dem Massenträgheitsmoment und der Drehzahl des Rotors.

$$W_{rot} = \frac{J}{2} * \omega^2 \quad \text{Formel 1}$$

$W_{rot}$  Rotationsenergie [J]

Wie aus Formel 1 ersichtlich ist hat die Erhöhung der Drehzahl eine quadratische Steigerung der Rotorenergie zur Folge. Daher ist eine hohe Betriebsdrehzahl anzustreben da man dadurch einen hohen Energieinhalt realisieren kann. Diese Erkenntnis wird in Kapitel 6.7 noch näher erläutert-

Das Massenträgheitsmoment für einen Rotor lässt sich wie in Formel 2 berechnen.

$$J = \rho * \int_V r_n^2 dV \quad \text{Formel 2}$$

J Massenträgheitsmoment in kg m<sup>2</sup>  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit in rad/s  
 $\rho$  Dichte in kg/m<sup>3</sup>  
 $r_n$  Radius normal zur Rotationsachse in m

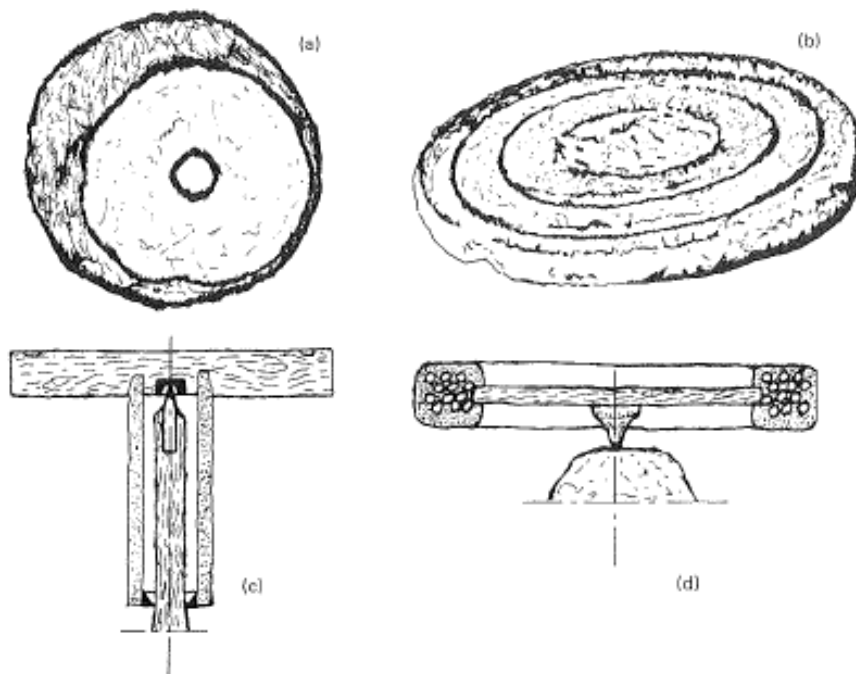
Wie man aus Formel 1 und Formel 2 erkennen kann hängt die speicherbare Energie von der Drehzahl, der Dichte und der Geometrie des Flywheels ab. Die Drehzahl wird eigentlich nur durch die Lagerung und die Festigkeit des verwendeten Flywheelwerkstoffes begrenzt.



## 2.2. Historische und aktuelle Anwendungen

Die allerersten Anwendungen von Schwungrädern konnten bis ca. 6000 vor Christus zurückverfolgt werden. Aus Aufzeichnungen geht hervor, dass in China kleine Scheiben welche mit einem zentralen Stock versehen waren, zur Herstellung von Fäden dienten. Hierbei dienten die Scheiben als Schwungmasse und wurden mit der Hand angetrieben. Die verwendeten Materialien für diese Scheiben waren zum Beispiel: Stein, Metall, Holz und Knochen. (G., 1985, S. 4)

In Abbildung 1 sieht man verschiedene Anwendungen und Ausführungen von Schwungrädern am Anfang der Entwicklung.

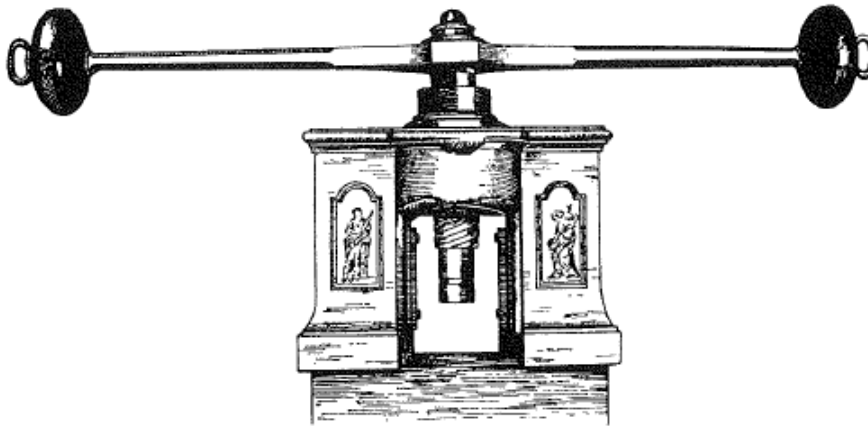


**Abbildung 1: Verschiedene Anwendungen und Ausführungen von Schwungrädern (G., 1985, S. 4)**

- (a) Dieser kleine Spinnwirtel mit wenigen Zentimetern Durchmesser, wurde in Zentralchina gefunden und ist ca. 6000 Jahre alt.
- (b) Eine Töpferscheibe aus Ton welche ca. 4000 Jahre alt ist und einen Durchmesser von ca. 900 mm hat.
- (c) Die Lagerung einer Töpferscheibe mit Hilfe von Porzellschalen wurde in Japan gefunden.
- (d) Diese Lagerung einer Töpferscheibe hat den Drehpunkt im Gegenstück und ist aus Hartholz oder Stein. Diese Lagerung wurde in Indien gefunden.

Eine Anwendung welche auch in die Kategorie Schwungräder fällt aber nicht so alt ist wie die vorhergegangenen, ist eine Münzprägervorrichtung. Diese verwendet dasselbe Prinzip wie ein Schwungrad, nur das hier zwei Punktmassen an einem Stock befestigt sind. (G., 1985, S. 15)

In Abbildung 2 sieht man eine Münzprägervorrichtung aus dem Jahr 1698.



**Abbildung 2: Münzprägervorrichtung (G., 1985, S. 15)**

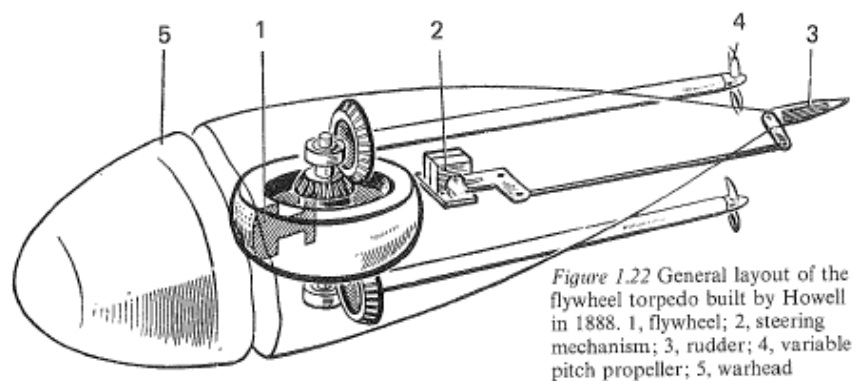
Dasselbe Prinzip wird heutzutage noch immer verwendet. In Abbildung 3 sieht man ein Spindelpresse, welche bei der Firma Mahle, mit Standort in Wolfsberg, in Verwendung ist.



**Abbildung 3: Spindelpresse**

Durch die Erfindung der Dampfmaschine im 18. Jahrhundert wurde die Schwungradtechnologie immer wichtiger. Da bei der Umwandlung von translatorischer in rotatorischer Bewegung der Totpunkt des Zylinders mittels der Schwungscheibe überwunden werden kann. Durch die große Nachfrage wurden die Schwungräder nicht mehr aus Holz sondern aus Schmiedeeisen und später aus Gusseisen gefertigt. (G., 1985, S. 16)

Ein Flywheel das den heutigen Anwendungen schon sehr ähnlich, ist der Howell Flywheel Torpedo. Im Jahr 1888 ging dieser, von John A. Howell entwickelte Torpedo, in die Produktion. Das Schwungrad hatte eine Masse von 160 kg und einen Durchmesser von 450 mm. Dieser Antrieb hatte die gleiche Reichweite wie die damals üblichen Drucklufttorpedos. Der Howell Torpedo hat aber einen großen Vorteil und zwar, dass er keine Luftbläschen ausstieß und somit im Wasser nahezu unsichtbar war. Dieser hatte eine Reichweite von 1500 m bei einer Geschwindigkeit von 55 km/h. In Abbildung 4 sieht man den schematischen Aufbau des Torpedos. (G., 1985, S. 22)



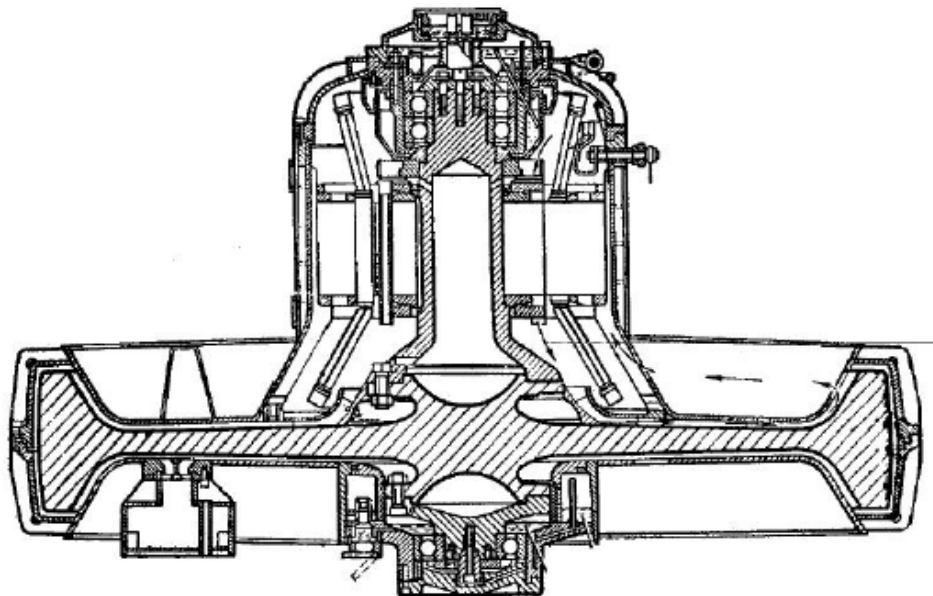
**Abbildung 4: Der Howell Flywheel Torpedo (G., 1985, S. 22)**

Die erste Serienanwendung für mobile Zwecke wurde von der Schweizer Firma Örlikon entwickelt. Im Jahr 1950 wurde von dieser Firma der Gyrobus in Betrieb genommen. Dieser Bus wurde für den Nahverkehr konzipiert und war mit einem Schwungradspeicher ausgestattet. Geladen wurde der Schwungradspeicher bei jeder Haltestelle über das öffentliche Stromnetz. (Burg, 1996, S. 8)



**Abbildung 5: Gyrobus an der Haltestelle (Gyrobus)**

Der Speicherinhalt war bei einer maximalen Drehzahl von 3000 U/min mit 9,15 kWh gegeben. Das verwendete Schwungrad hatte eine Masse von 1500 kg und einen Durchmesser von 1626 mm. Dieses System hatte eine Reichweite von ca. 2,4 km. Der Gyrobus wurde bis 1969 betrieben.



**Abbildung 6: Schwungradaufbau beim Gyrobus (Burg, 1996, S. 23)**

Eine der aktuellsten Anwendungen ist der Einsatz im Rennsport. Zum Beispiel wird von Audi bei einem der bekanntesten und legendärsten Rennen ein Flywheel System eingesetzt: Es handelt sich um das 24 Stunden Rennen in Le Mans. Im Jahr 2012 war Audi mit dem R18 e-tron quattro am Start und belegte mit diesem den ersten und zweiten Platz.

Der Antrieb besteht aus einem konventionellen Hinterradantrieb mittels Dieselmotors und einem Hybridsystem welches sich im Motorraum befindet und ein zuschaltbarer Vorderradantrieb mittels Elektromotor/Generator – Einheit, welche als Nutzbremse einen Teil der Bremsenergie als elektrische Energie Speichern kann. Zur kurzfristigen kinetischen Zwischenspeicherung der Bremsenergie wird ein Schwungrad – oder Gyrospeicher eingesetzt. (USA)



**Abbildung 7: Audi R18 e-tron quattro (Models)**

Der Sprung vom Gyrobus zu dem Audi R18 erscheint hier relativ groß. Es wurden auch in der Zeit inzwischen dieser beiden Anwendungen vielerlei Konzepte entwickelt und realisiert. Für genauere Informationen, sei an dieser Stelle auf eine Diplomarbeit verwiesen (Buchroithner, 2011).

## 2.3. Vor- und Nachteile

Hier werden kurz die wichtigsten Vor – und Nachteile eines Flywheels erläutert.

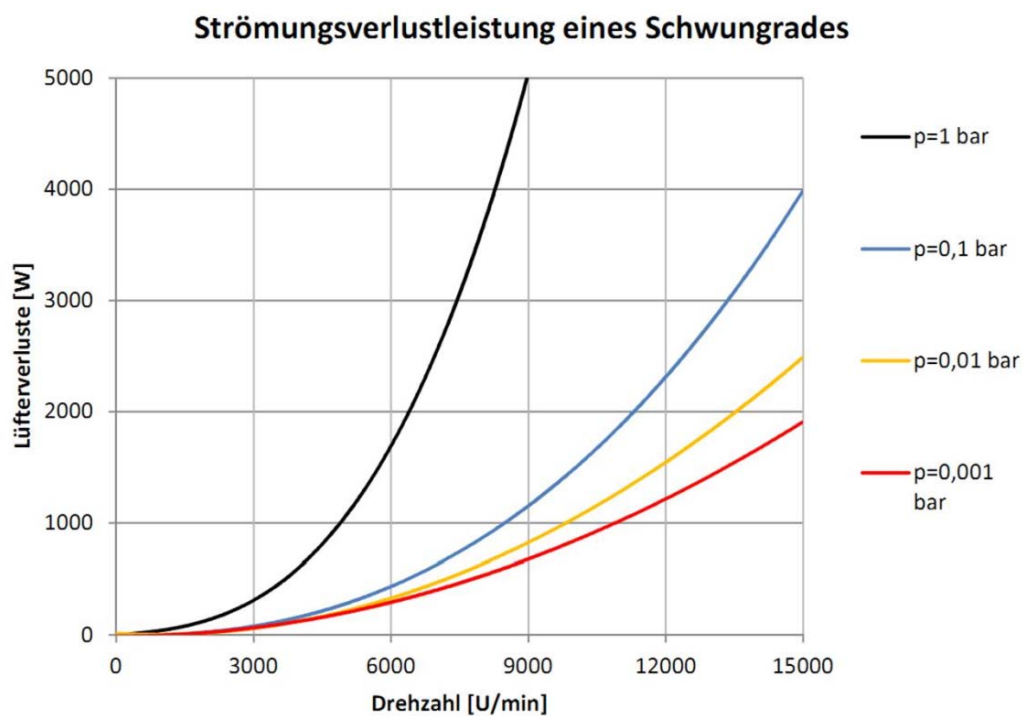
### 2.3.1.Vorteile

- Einer der wichtigsten Vorteile eines elektromechanischen Flywheels ist die hohe Leistungsdichte. Das bedeutet, dass die Schwungscheibe in sehr kurzer Zeit hohe Leistungen aufnehmen beziehungsweise wieder abgeben kann. Begrenzt wird dies durch die thermische Belastung der Leistungselektronik. (G., 1985, S. 29)
- Ein anderer Vorteil, welcher immer wichtiger wird, ist die Umweltfreundlichkeit. Wenn man zum Beispiel die verwendeten Materialien und den Herstellungsprozess eines Flywheels mit einer elektrochemischen Speicherzelle vergleicht, so ist das Flywheel hier weitaus überlegen. Ebenso emittiert das Flywheel während des Betriebes keine umweltschädigenden Stoffe. (G., 1985, S. 30)
- Der Wirkungsgrad einer Schwungradspeicheranlage kann sehr hoch sein. Die größten Einflussfaktoren sind die Vakuümüte und die Lagerreibung, diese sind maßgeblich für die Selbstentladung des Systems. Wenn das Schwungrad im Vakuum betrieben wird und die Reibungsverluste in den Lagern gering sind, kann der Wirkungsgrad für kurze Speichervorgänge mit 1 angenommen werden. (G., 1985, S. 30)
- Im Vergleich zu einem elektrochemischen Akkumulator hat das Flywheel einen weiteren großen Vorteil und zwar die Anzahl der Ladezyklen. Ein Akkumulator hat immer eine gewisse Lebensdauer die stark von der Anzahl der Ladezyklen abhängt. Ein Flywheel jedoch hat nur mechanische Verschleißteile, wie zum Beispiel die Lagerung. Wenn diese jedoch entsprechend gewartet werden, hat die Lebensdauer einer Schwungradspeicheranlage nahezu keine Grenzen. (G., 1985, S. 31)
- Ein weiterer wesentlicher Vorteil gegenüber elektrochemischer Speicherzellen ist die Temperaturunabhängigkeit. Das heißt man benötigt keine definierte Betriebstemperatur bei welcher das Speichervermögen am besten ist, jedoch sollte eine Temperatur von 120°C nicht überschritten werden, da ab diesem Wert die Schmiermittlegebrauchsdauer beeinflusst wird.

- Die Bestimmung des State-of-Charge, also der noch vorhandenen Speichermenge, ist bei Flywheel Anwendungen sehr einfach zu realisieren. Hierfür muss man lediglich die Drehzahl messen, welche aus Gründen der Regelung meist ohnehin stattfinden muss. Bei anderen Energiespeichern ist diese Bestimmung nicht so einfach zu realisieren.

### 2.3.2. Nachteile

- Ein weiterer sehr großer Nachteil ist die Selbstentladung eines Schwungrades. Damit ist gemeint, dass die im System vorhandene kinetische Energie nur für eine begrenzte Zeit gespeichert werden kann. Dies ist wiederum auf die Widerstände im Speichersystem zurückzuführen. Die Widerstände können zum Beispiel Lagerreibung und Strömungsverluste sein (Rosseta). In Abbildung 8 sieht man die Abhängigkeit der Strömungsverluste eines Flywheels vom Druck. In Abbildung 8 sieht man die Abhängigkeit der Strömungsverluste eines Flywheels vom Druck.



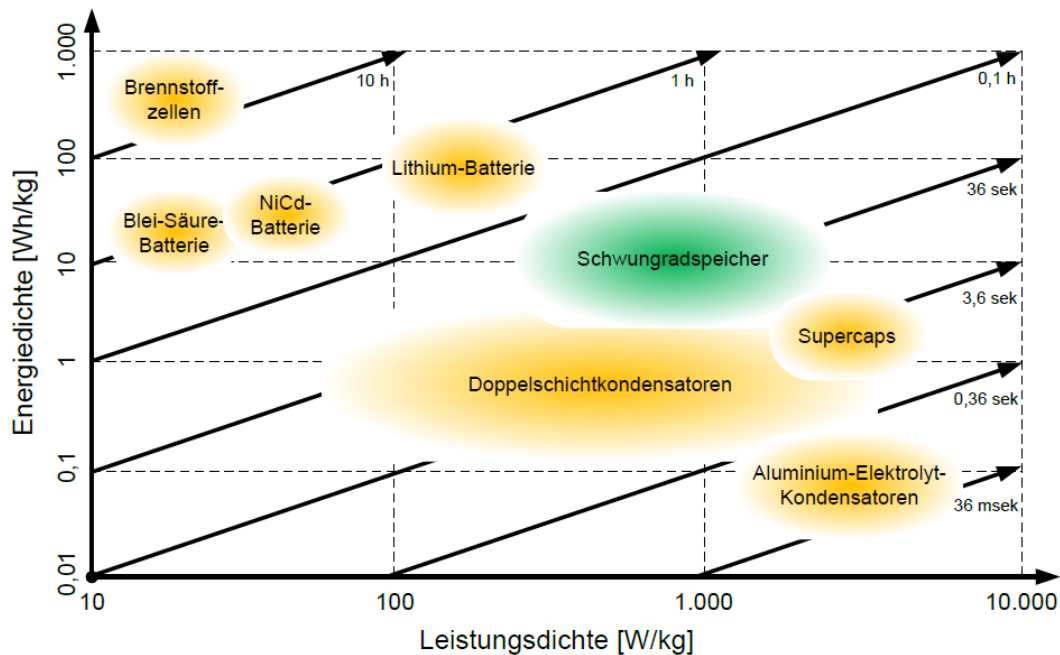
**Abbildung 8: Strömungsverluste eines Schwungrades in Abhängigkeit des Druckes (Buchroithner, 2011, S. 71)**

- Ein weiteres Problem stellt der Berstschutz dar. Da im Betrieb einer Schwungradspeicheranlage sehr hohe Energien auftreten, muss gewährleistet sein, dass im Versagensfall das Schutzgehäuse keine Beeinträchtigung der Umwelt zulässt. Diese Problematik ist vor allem bei mobilen Einsätzen von sehr großer Bedeutung. Wobei hier auch zum Beispiel das Thema Gewicht eine sehr große Rolle spielt. (G., 1985, S. 31)



## 2.4. Energiedichte und Leistungsdichte von Energiespeichern

Ein wichtiges Thema für die Energiespeicher Konzepte ist die Energiedichte [Wh/kg] und Leistungsdichte [W/kg]. Diese Parameter sind maßgebend für die Auswahl des Speichersystems. Prinzipiell kann man mit den Angaben der gewünschten Energie – beziehungsweise Leistungsdichte die beste, für die jeweilige Anwendung, passende Speicherart wählen. In Abbildung 9 sieht man eine Gegenüberstellung von verschiedenen Energiespeichern hinsichtlich ihrer Energie – und Leistungsdichte.



**Abbildung 9: Ragone-Plot: Energie - und Leistungsdichte von verschiedenen Energiespeichern (Buchroithner, 2011)**

Da alle Speichersysteme entweder eine hohe Energiedichte oder eine hohe Leistungsdichte vorweisen aber nicht beides, muss man für jede Anwendung entscheiden welcher Parameter wichtiger ist.

Eine Gegenüberstellung der Kenndaten von Li-Io-Batterie, Schwungrad und Supercap sieht man in Abbildung 10.

		Li-Io-Batterie (leistungsoptimiert)	Schwungrad (flywheel)	Supercap
<b>Energiedichte</b>	[Wh/kg]	+	○	-
<b>Leistungsdichte</b>	[W/kg]	-	+	+
<b>Preis</b>	[€]	+	○	-
<b>Lebensdauer</b>	[Zyklen]	-	+	+

**Abbildung 10: Typische Kenndaten mobiler von Energiespeichern (Buchroithner, Andrasec, & Bader, 2012)**



### 3. Grundlagen der Maschinendynamik eines Flywheels

In diesem Kapitel werden die wichtigsten physikalischen Grundlagen, welche zum Verständnis der folgenden Kapitel essentiell sind, aufgezählt und erklärt.

#### 3.1. Eigenfrequenzen und Eigenformen

Das Thema Eigenfrequenzen und Eigenformen ist ein sehr wichtiges für diese Arbeit. Da der Prüfstand so umgebaut werden soll, dass er nicht mehr im unterkritischen sondern im überkritischen Drehzahlbereich betrieben wird, muss man bei der Konzept Erarbeitung besonders auf die Eigenfrequenzen achten. Das heißt man muss die 1.Eigenfrequenz relativ niedrig halten, damit diese überwunden werden kann. Genauer wird dies in Kapitel 4.2 erläutert.

##### 3.1.1. Definition anhand eines Einmassenschwingers

Prinzipiell gehört das Thema Eigenfrequenzen zu dem Kapitel Schwingungen. Um den Begriff Eigenfrequenz besser zu verstehen, wird dies hier anhand eines einfachen Beispiels erklärt.

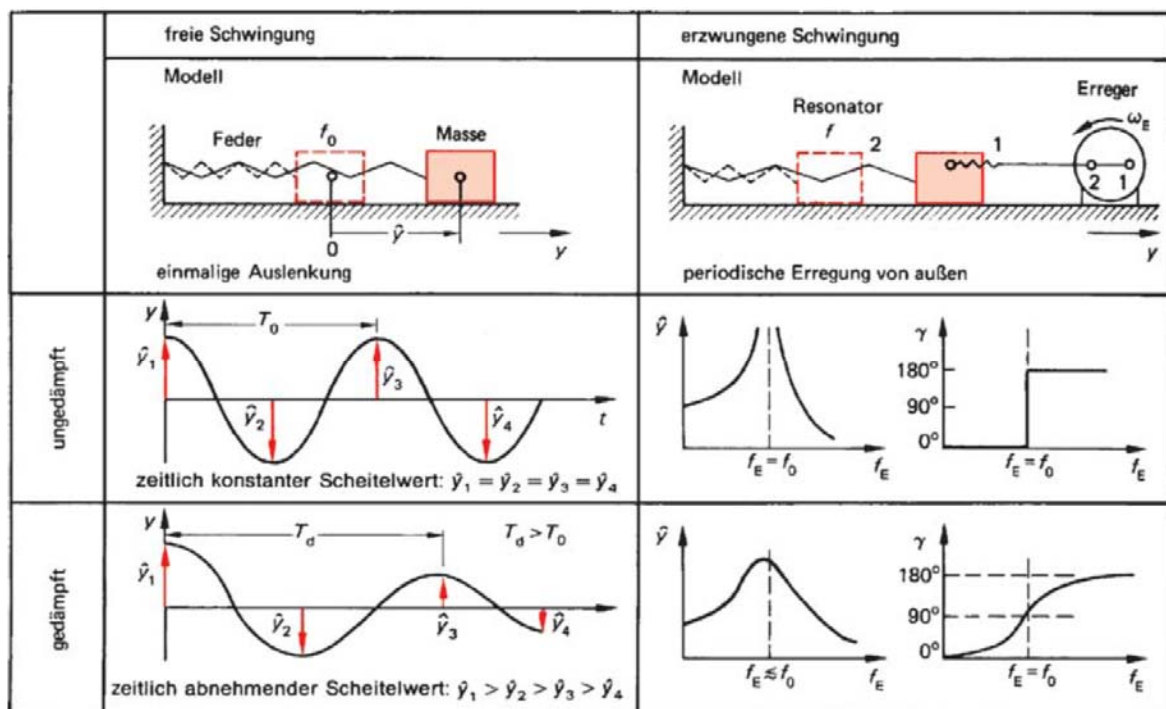


Abbildung 11: Die vier Schwingungsarten (Hering, Martin, & Stohrer, 2007, S. 420)

Abbildung 11 zeigt einen Einmasseschwinger.

In der linken Spalte wird dieser um einen bestimmten Weg ausgelenkt und danach schwingt diese Masse um die Nulllage des Systems.

In der rechten Spalte wird dieser durch einen Erreger in Schwingung versetzt.

In beiden Spalten wird ebenfalls unterschieden ob es sich um eine ungedämpfte oder eine gedämpfte Schwingung hält.

Dadurch ergeben sich vier verschiedene Schwingungsarten:

- Freie ungedämpfte Schwingung
- Freie gedämpfte Schwingung
- Erzwungene ungedämpfte Schwingung
- Erzwungene gedämpfte Schwingung

Für die Eigenfrequenzen sind jedoch nur die Parameter des Schwingungssystems relevant. Wenn man die Bewegungsgleichungen für die vier Fälle ansetzt so sieht man dass die Eigenfrequenz für die ungedämpfte Schwingung immer gleich berechnet wird und für die gedämpfte nur ein kleiner Unterschied auftritt, diesen sieht man in Formel 4. Die Eigenfrequenz für die ungedämpfte Schwingung berechnet man wie folgt:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad \text{Formel 3}$$

$\omega_0$  Eigenfrequenz in Hz

c.....Federsteifigkeit in N/m

m....Masse in kg

Die Eigenfrequenz für die gedämpfte Schwingung berechnet man wie folgt:

$$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \quad \text{Formel 4}$$

$\omega_d$  Eigenfrequenz der gedämpften Schwingung in Hz

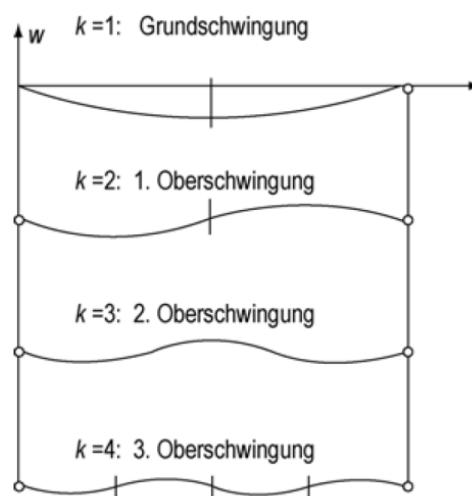
$\omega_0$  Eigenfrequenz der ungedämpften Schwingung in Hz

$\delta$  Abklingkonstante in Hz

(Hering, Martin, & Stohrer, 2007, S. 425)

Somit hängt die Eigenfrequenz nur von der Steifigkeit, der Masse und für die gedämpfte Schwingung von der Abklingkonstante des rotierenden Systems ab, siehe Formel 3 und Formel 4. Diese Formeln gelten für einen Einmassenschwinger.

Eigenformen sind die auftretenden Verformungen eines Schwingsystems wenn diese in einer ihrer Eigenfrequenzen schwingen. Zur Veranschaulichung eignet sich am besten ein Welle welche links und rechts gelagert ist und diese mit den verschiedenen Eigenfrequenzen erregt wird, es stellen sich die verschiedenen Eigenfrequenzen (oder kritischen Drehzahlen) ein, wie in Abbildung 12 veranschaulicht wird.



**Abbildung 12: Die ersten vier Eigenformen einer Welle (Knaebel, Jäger, & Mastel, 2006, S. 203)**

Beim durchlaufen einer Eigenfrequenz treten somit Verformungen der rotierenden Bauteile auf. Bei dem geplanten überkritischen Betrieb des Prüfstandes muss somit beim durchlaufen der ersten Eigenfrequenz mit Verformungen gerechnet werden.

## 3.2. Wuchtgüte

Die Wuchtgüte ist ein sehr wichtiges Thema für diesen Prüfstand, da bei hohen Drehzahlen durch eine Unwucht Belastungen auftreten welche nicht erwünscht sind. Um solche Belastungen für die Prüfstandbauteile zu vermeiden, müssen die einzelnen Bauteile gewuchtet werden um damit die Unwuchtkräfte auf ein akzeptables Niveau gesenkt werden.

### 3.2.1. Definition

Die Definition von Unwucht findet man in der DIN ISO 1925. Diese besagt, dass eine Unwucht in einem rotierenden System vorliegt, wenn Schwingkräfte oder Schwingbewegungen auf die Lager übertragen werden in Folge von nicht ausgeglichenen Fliehkräften. (1925, 2002)

$$\vec{U} = u * \vec{r}$$

Formel 5

$\vec{U}$  vektorielle Größe, welche die Unwucht beschreibt, Einheit ist in kg.m

$u$  skalare Größe, welche die Unwuchtmasse beschreibt, Einheit ist in kg

$\vec{r}$  vektorielle Größe, welche den Abstand von Rotorachse zum Schwerpunkt der Unwuchtmasse beschreibt, Einheit ist in m

Wie aus Formel 5 ersichtlich ist, handelt es sich bei der Unwucht um einen Vektor, welcher nicht von der Drehzahl abhängig ist. Vorausgesetzt der Radius  $\vec{r}$  ist konstant. (Schneider, 2007, S. 27)

### 3.2.2. Unwuchtausgleich

Zum Ausgleich einer Unwucht gibt es zweierlei Ansätze, entweder es wird Masse hinzugefügt oder weggenommen, solange bis eine hinreichende Wuchtgüte erreicht ist.

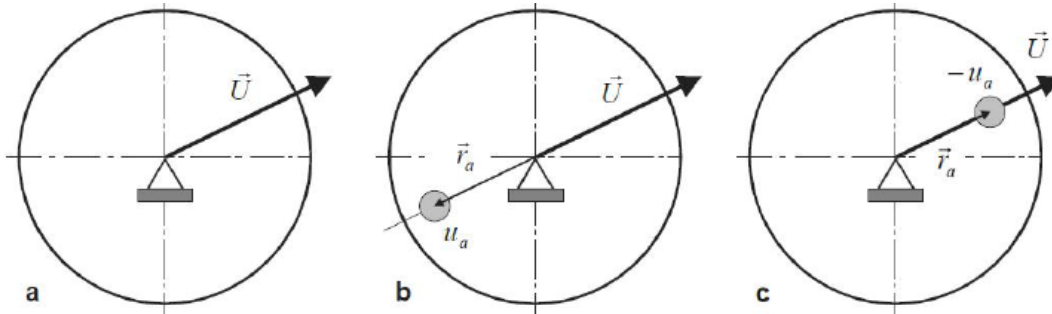


Abbildung 13: Möglichkeiten des Unwuchtausgleich (Schneider, 2007, S. 29)

In Abbildung 13 sieht man die verschiedenen Ansätze zum Unwuchtausgleich.

- Zeigt eine vorhanden Unwucht  $\vec{U}$
- Ausgleichsmasse positiv, Masse wird gegenüberliegend der Unwucht hinzugefügt
- Ausgleichsmasse negativ, Masse wird auf der Seite der Unwucht abgenommen (Schneider, 2007, S. 29)

### 3.2.3. Statische Unwucht

Bringt man an einem vollkommen ausgewuchteten Rotor eine Unwucht in der Radialebene an, in der sein Schwerpunkt liegt, so spricht man von einer statischen Unwucht. Durch die Anbringung einer Masse verschiebt sich der Schwerpunkt von der Schaftachse weg. Dadurch erhält man die Exzentrizität  $\vec{e}$  (Schneider, 2007, S. 33). Abbildung 14 veranschaulicht dies näher.

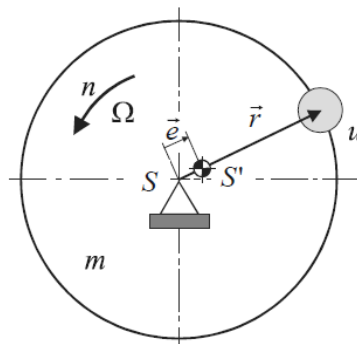


Abbildung 14: Statische Unwucht (Schneider, 2007, S. 33)

### 3.2.4. Momenten-Unwucht

Bringt man an einen vollkommen ausgewuchteten Rotor zwei gleich große Unwuchten, in zwei verschiedenen Radialebenen, genau gegenüber an, so spricht man von einer Momenten-Unwucht. Wie man in Abbildung 15 sieht, bewirkt diese Momenten-Unwucht eine Veränderung der Lagerkräfte. (Schneider, 2007, S. 36)

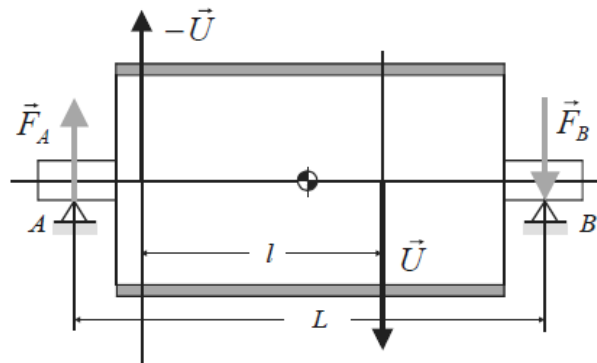


Abbildung 15: Momenten-Unwucht (Schneider, 2007, S. 36)

### 3.2.5. Dynamische Unwucht

Die dynamische Unwucht besteht aus einer Mischung von statischer Unwucht und Momenten-Unwucht, siehe Abbildung 16. Zur Beschreibung der dynamischen Unwucht gibt es zwei gängige Ansätze:

- Durch die Angabe der Unwuchtvektoren in zwei beliebigen Ebenen
- Durch die Angabe der statischen – und Momenten-Unwucht (Schneider, 2007, S. 39)

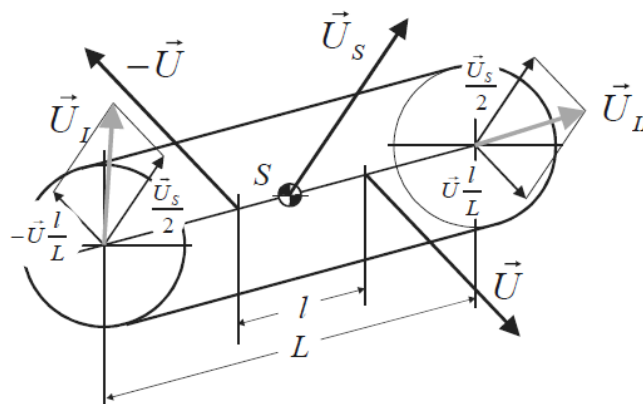


Abbildung 16: Dynamische Unwucht (Schneider, 2007, S. 39)

Für den Prüfstand werden die Unwuchten im speziellen untersucht und Grenzwerte für die Restunwucht definiert, siehe Kapitel 5.2.

### 3.3. Kreiselmoment

Unter einem Kreisel versteht man einen starren Körper welcher eine Drehbewegung ausübt. Wenn bei einem Kreisel zwei Hauptträgheitsmomente gleich groß sind, spricht man von einem symmetrischen Kreisel. (Hering, Martin, & Stohrer, 2007, S. 95)

Zur Berechnung des Kreiselmoments gibt es eine allgemeine Formel (Euler Gleichung), diese findet man im Anhang dieser Arbeit.

Jedoch kann man für die Momenten-Berechnung ein paar Vereinfachungen vornehmen, damit man eine gute Näherungsformel erhält:

- Symmetrischer Kreisel:  
Trägheitsmomente um die Nebenachsen sind gleich groß
- Schneller Kreisel:  
Die restlichen Winkelgeschwindigkeiten sind kleiner als die Eigendrehung des Kreisels  
-> Quadratische Terme fallen weg
- Kleine Auslenkungen  
Für kleine Winkel wird  $\sin(\text{Winkel})=0$  und  $\cos(\text{Winkel})=1$
- Lineare Beschleunigungsterme:  
Können vernachlässigt werden

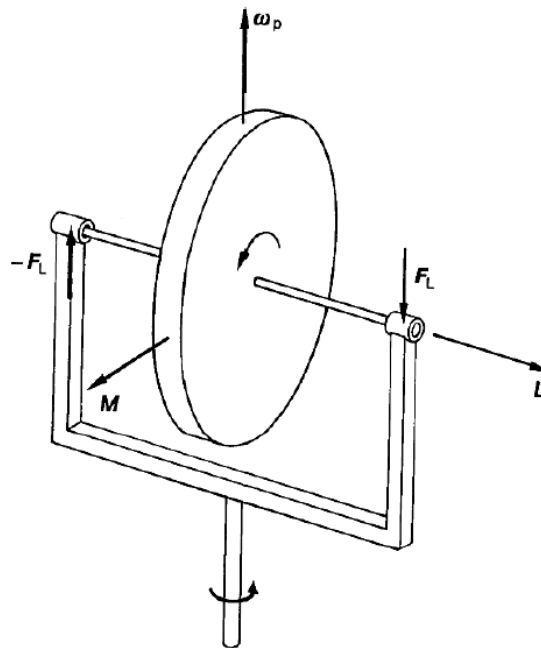
Mit diesen Vereinfachungen kann man nun auf eine genäherte Formel schließen, diese lautet:

$$M = I * \omega * \omega^* \qquad \text{Formel 6}$$

M	Kreiselmoment [Nm]
I	Massenträgheitsmoment um die Rotationsachse [kg.m <sup>2</sup> ]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit um die Rotationsachse [1/s]
$\omega^*$	Winkelgeschwindigkeit um eine Querachse [1/s]

Das Kreiselmoment tritt auf wenn die Drehachse bezogen auf ein ortsfestes Koordinatensystem des Kreisels verändert wird, jedoch die die körperfeste nicht. Das auftretende Moment hat somit eine stabilisierende Wirkung.

In Abbildung 17 sieht man einen Kreisel welcher um seine horizontale Achse rotiert. Wird dieser nun um seine Hochachse mit  $\omega_p$  verdreht, stellt sich ein Drehmoment  $M$  um eine horizontale Achse, die orthogonal zur Drehachse steht, ein, welches der Verdrehung entgegen wirkt.



**Abbildung 17: Kreiselmoment (Hering, Martin, & Stohrer, 2007, S. 98)**

Generell ist dieser Einfluss für nicht unendlich steife Konstruktionen relevant.

Für auskragende gelagerte Wellen hat dieses Moment eine große Bedeutung, da diese eine geringere Steifigkeit haben und dieser Effekt die Steifigkeit des rotierenden Systems erhöht. Diese Erhöhung der Steifigkeit bewirkt eine entscheidende Änderung bei den Eigenfrequenzen.

Dieser Einfluss wird später noch genauer bei der Entwicklung neuer Konzepte für den Prüfstand erklärt.



### 3.4. Kerbeinfluss auf die Zugfestigkeit

Um die Berstdrehzahl des Versuchs-Flywheels rechnerisch exakt zu definieren, wird eine Sollbruchstelle vorgesehen. Diese Sollbruchstelle ist eine Kerbe. Solch eine Kerbe hat mehrere Einflüsse auf das Schwungrad, zum Beispiel sieht man in Abbildung 18 das eine gekerbte Zugprobe eine deutlich höhere Zugfestigkeit als eine ungekerbte. Dies gilt aber nur für einen duktilen Werkstoff. Bei einem spröden Werkstoff ist dieses Verhalten genau umgekehrt, das heißt dass dieser bei einer Kerbe eine geringere Zugfestigkeit aufweist. Dies ergibt sich durch die Spannungsüberhöhung durch die Kerbe, siehe Abbildung 19. Da ein spröder Werkstoff nicht in der Lage ist, durch plastische Deformation (Fließen), diese Spannungsspitze abzumildern.

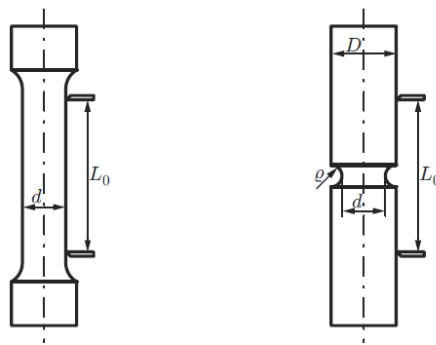


Bild 4.7: Ungekerbter und gekerbter Zugstab

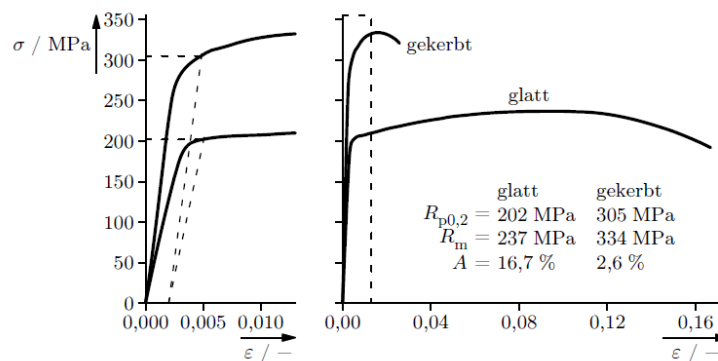


Abbildung 18: Einfluss der Kerbe auf den Zugversuch (Rösler, Harders, & Bäker, 2008, S. 126)

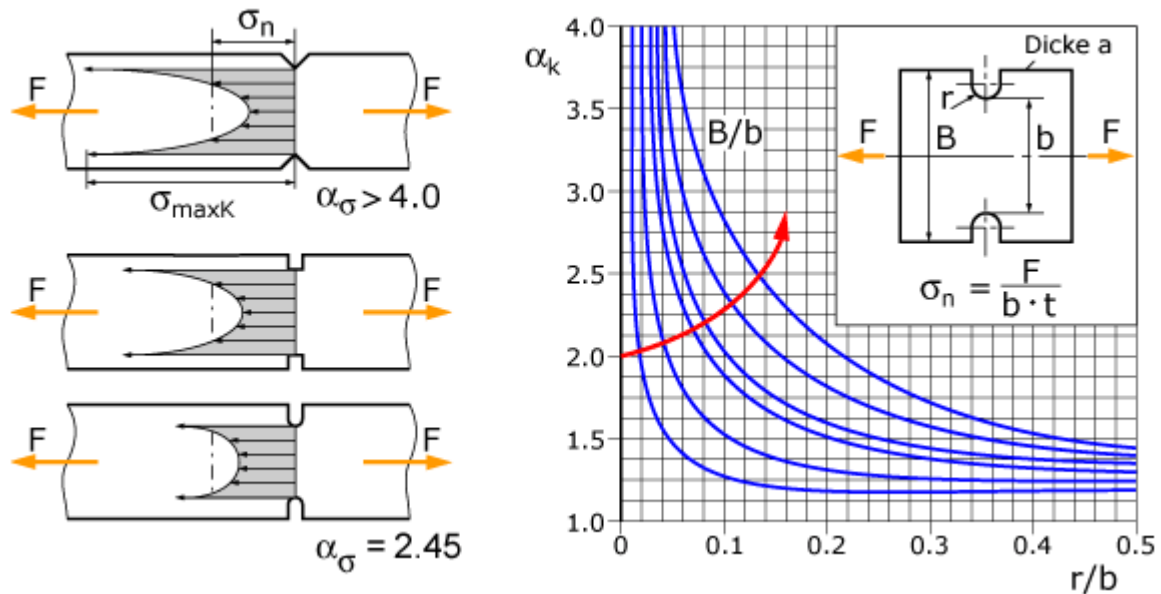
In Abbildung 18 ist links der Anfangsbereich des Spannungs – Dehnungsdiagramm, welches rechts ganz dargestellt ist, vergrößert dargestellt.

Um diesen Werkstoffeinfluss erfassen zu können, werden Flachzugproben hergestellt welche dem Flywheel-Design ähnlich sind. Diese Proben werden einem Zugversuch unterzogen und die erhaltenen Daten ausgewertet und analysiert.

Die genaue Vorgehensweise für diesen Versuch findet man im Kapitel 6.6.

### 3.5. Kerbeinfluss auf die Spannung

Eine Kerbe hat nicht nur Einfluss auf die Zugfestigkeit, wie schon im vorherigen Unterkapitel erwähnt, sondern auch auf die an der Kerbe auftretenden Spannungen. Wie man in Abbildung 19 sieht hat auch die Form der Kerbe einen großen Einfluss auf die auftretende Spannungsverteilung. Es gibt tabellierte Werte für den Zusammenhang zwischen der Nennspannung und der maximal auftretenden Spannung am Kerbgrund. Dieser Faktor wird in der Fachliteratur als Formzahl  $\alpha_\sigma$  bezeichnet.



**Abbildung 19: Einfluss der Kerbenform auf die Spannungsverteilung(links) und ein konkretes Beispiel für eine Kerbenform(rechts) (Zürich)**

Wenn man sich nun eine konkrete Geometrie einer Kerbe ansieht, wie in Abbildung 17(rechts), sieht man das nicht nur die Form der Kerbe ausschlaggebend ist sondern auch deren Abmessung.

Die Formzahl ist wie folgt definiert:

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad \text{Formel 7}$$

$\alpha_\sigma$  Formzahl

$\sigma_{max}$  maximale Spannung am Kerbgrund [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_n$  Nennspannung am Restquerschnitt [N/mm<sup>2</sup>]

Für duktile Werkstoffe und ruhende Belastungen werden für die Festigkeitsrechnung jedoch nicht die Spannungsspitzen berücksichtigt, sondern die Nennspannung am Restquerschnitt  $\sigma_n$  (ETH).

### **3.6. Lagerauslegung**

Für den Fall, dass das Flywheel bei den Versuchen bricht, sollten die eingesetzten Komponenten dementsprechend ausgelegt sein. Die Lager sollten bei einem Bruch die zusätzlichen Kräfte ertragen können und ebenfalls für die hohen Drehzahlen geeignet sein. Diese Auslegung wurde in einer vorhergehenden Bachelorarbeit bereits durchgeführt. Somit sei hier auf diese Arbeit verwiesen. (Atzlinger, 2014)

### **3.7. Gehäuseauslegung**

Das Berstschutzgehäuse soll den Bruchstücken der Schwungscheibe standhalten, somit gehört dieses entsprechend dimensioniert. Es gibt verschiedenste Ansätze zur Auslegung des Berstgehäuses.

Diese verschiedenste Ansätze wurden ebenfalls in einer vorhergehenden Bachelorarbeit näher erklärt und durchgeführt.

Für die genaue Vorgehensweise und die erhaltenen Ergebnisse sei hier auf diese Arbeit verwiesen. (Rieger, 2014)

Zusammenfassend sei erwähnt, dass die analytischen Ansätze stark unterschiedliche Ergebnisse liefern, da diese nur unter bestimmten Rahmenbedingungen getestet wurden und für die geplante Anwendung somit nicht aussagekräftig sind.

## 4. Prüfstandentwicklung

In diesem Kapitel wird der Entwicklungsverlauf, von der Ausgangssituation zum schlussendlich gewählten Konzept, näher erläutert.

### 4.1. Ausgangssituation

Die Ausgangssituation des Prüfstandes basiert auf mehreren Bachelorarbeiten welche am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik durchgeführt wurden. Der prinzipielle Ansatz ist, ein Flywheel solange zu beschleunigen bis dieses bricht. Der Bruch eines definierten Schwungrades soll stets bei etwa der gleichen Drehzahl stattfinden. Durch diese bestimmte Berstdrehzahl kann man auf den Energieinhalt der Bruchstücke schließen und somit verschiedene Gehäuse qualitativ miteinander vergleichen. Ebenso kann das Berstverhalten der Flywheels somit bestimmt werden. In den vorhergehenden Arbeiten wurden verschiedenste Konzepte ausgearbeitet und auf deren Realisierbarkeit überprüft. Schlussendlich wurde ein Konzept ausgewählt und gefertigt.

Der Aufbau des gewählten Konzepts ist in Abbildung 20 ersichtlich. Das Flywheel ist auskragend gelagert, das heißt es sitzt nicht zwischen den Lagerstellen sondern außerhalb dieser.

Die Übertragung des Antriebsmomentes erfolgt über eine Magnetkupplung, welche aus drei Teilen besteht: einem Innenrotor, einem Spalttopf und einem Außenrotor. Der Außenrotor ist über eine Spannzange mit dem Antriebsmotor verbunden. Der Innenrotor sitzt auf der Welle, welche das Flywheel aufnimmt. Um den Prüfstand im Vakuum betreiben zu können wird der Spalttopf zwischen Innen – und Außenrotor angebracht.

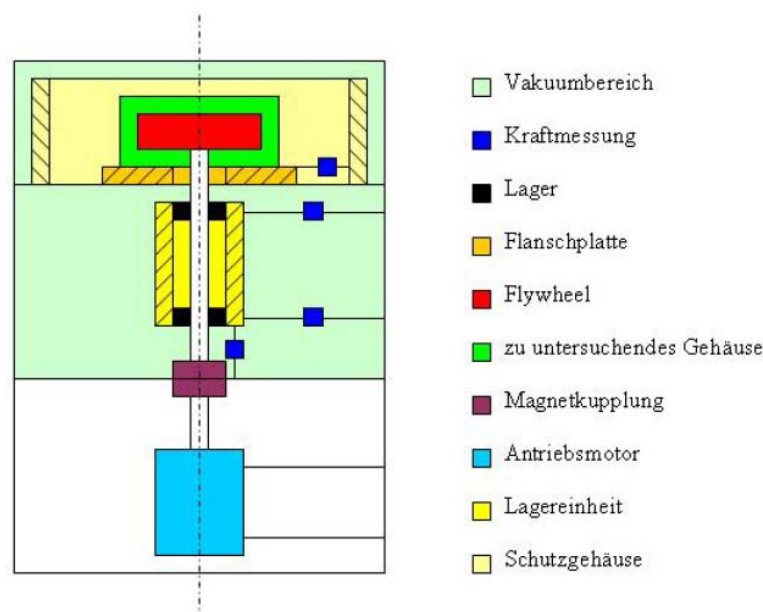


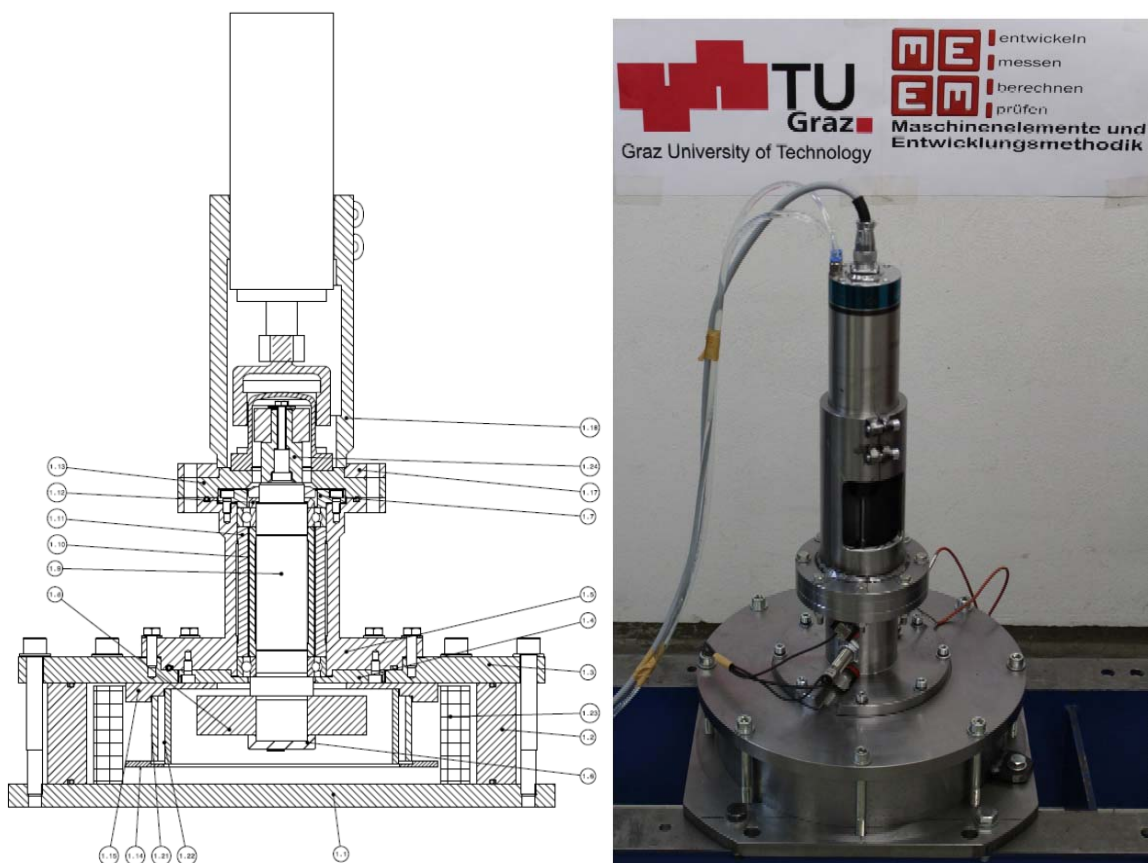
Abbildung 20: Ausgewähltes Konzept der Ausgangssituation (Jungreithmair, 2013, S. 39)

In Abbildung 20 sieht man das realisierte Konzept dargestellt. Der tatsächlich gefertigte Prüfstand wurde geringfügig abgeändert. Zum Beispiel wurde die Magnetkupplung nicht verwendet, da diese eine zu schlechte Wuchtgüte besaß, sondern kam eine nachgiebige Welle zum Einsatz. Dadurch konnten die ersten Versuche bei den Vorgänger Arbeiten auch nicht im Vakuum durchgeführt werden.

Der geplante Einsatz einer Magnetkupplung hat zwei Gründe. Erstens sollte der Antrieb (Elektromotor) vom restlichen Prüfstand entkoppelt werden, damit dieser etwaige Kräfte, die beim Bersten entstehen können, nicht aufnehmen muss. Andererseits kann mit Hilfe der Magnetkupplung die Bestschutzkammer evakuiert werden und somit eine Versuchsdurchführung im Vakuum realisiert werden.

Nachdem der Prüfstand gefertigt wurde, sind die ersten Versuche durchgeführt worden. Die erhaltenen Ergebnisse dieser Versuche werden in Kapitel 4.2 näher analysiert.

In Abbildung 21 sieht man links die geplante Zeichnung und rechts den tatsächlich gefertigten Prüfstand.



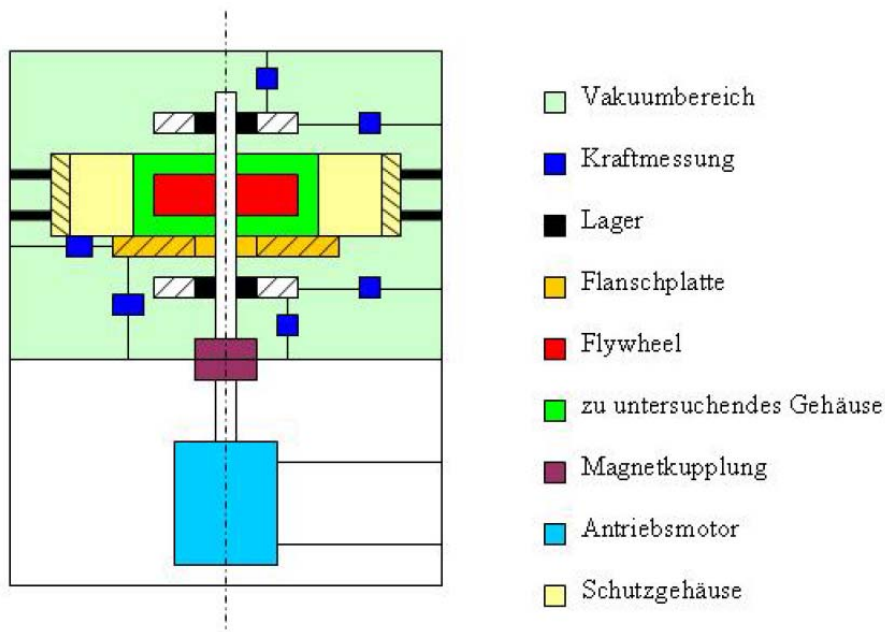
**Abbildung 21: Realisierter Prüfstand, links Konstruktion, rechts gefertigter Aufbau**

## 4.2. Analyse und Planung

Ein anderer Lösungsansatz ist den Aufbau als Lavalrotor auszuführen, das heißt die Schwungmasse zwischen den Lagern zu positionieren siehe Abbildung 22.

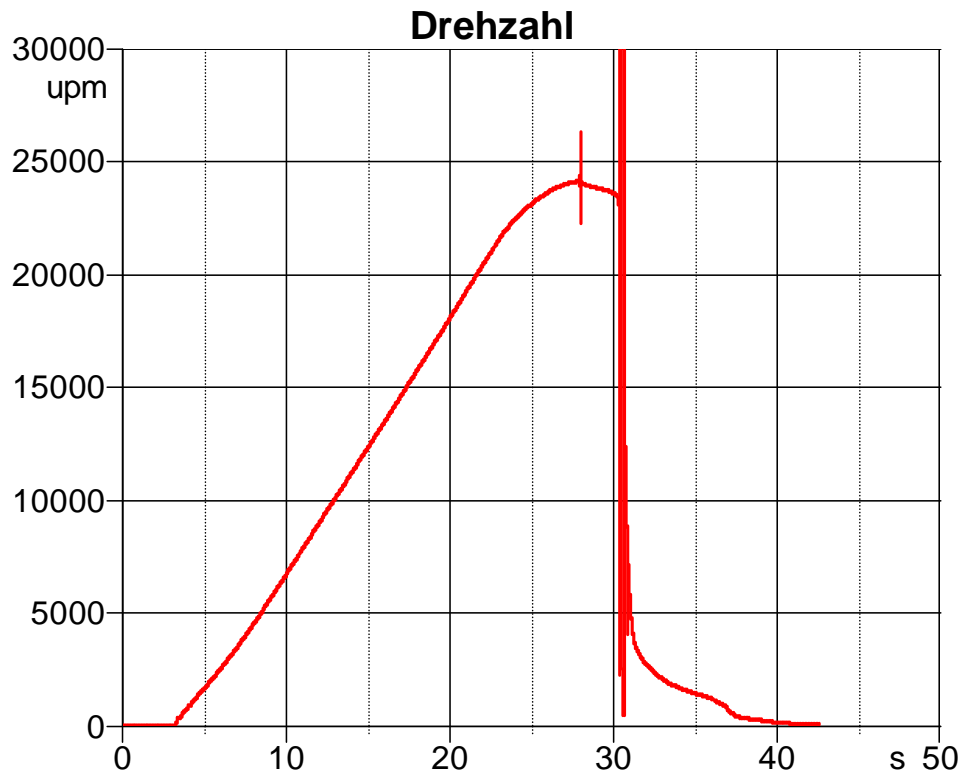
Dieses Konzept ist prinzipiell aus maschinendynamischer Sicht sehr gut, da der Aufbau als sogenannter Laval-Rotor ausgeführt ist, siehe Kapitel 4.3. Jedoch im Falle des Bruchs des Flywheels ist die Gefahr sehr groß, dass die Welle beschädigt wird und eventuell auch die Lager. Außerdem ist das Ein – und Ausbauen des Flywheels nur mit einem relativ hohen Aufwand möglich.

Wie vorher schon erwähnt besteht bereits ein Prüfstand. Das Konzept dieses Prüfstands kann aber leider nicht so einfach geändert werden, dass dieser als Lavalrotor ausgeführt werden kann. Aufgrund dessen wird das Prinzip mit der auskragenden Lagerung weiter verbessert.



**Abbildung 22: Nicht auskragen gelagert mit Magnetkupplung (Atzlinger, 2014)**

Bei den durchgeführten Versuchen traten zweierlei Probleme auf. Das erste Problem war, dass die verwendete Magnetkupplung keine geeignete Wuchtgüte hatte. Dadurch wurde diese durch eine biegeweiche Welle ersetzt. Ebenso stellte man fest, dass der Aufbau (entgegen der Simulation) die erste Eigenfrequenz bei zirka 24000 1/min hat. Der verwendete Antrieb kann jedoch nicht genügend Leistung zur Verfügung stellen um diese Resonanzdrehzahl zu überschreiten, in Abbildung 23 ist der dazugehörige Drehzahlverlauf zu sehen. (Czerwinka, 2014)



**Abbildung 23: Drehzahlverlauf des Berstversuches**

Mit diesen Erkenntnissen wurde ersichtlich, dass ein überarbeitetes Konzept erforderlich war. Der bereits bestehende Prüfstand wurde im unterkritischen Drehzahlbereich betrieben und gelangt mit der Vorhandenen Antriebsleistung über die Resonanzdrehzahl nicht hinaus.

Um diese Problematik zu vermeiden, wäre eine sehr niedrige Eigenfrequenz von Vorteil. Wenn diese zum Beispiel bei zirka 1000 1/min liegt, könnte man mit dem vorhandenen Antriebssystem über diese hinweg beschleunigen.

Durch den Betrieb über der Resonanzdrehzahl ergibt sich ein weiterer Vorteil, nämlich dass sich durch das einstellende Kreiselmoment das Flywheel um seinen Massenmittelpunkt selbst zentriert. Dieser Effekt gilt nicht nur für Flywheels, sondern für sämtliche rotierende Massen.

Die Firma Schenk nutzt diesen Effekt bei deren Schleuderprüfständen, siehe Abbildung 24. Dieser Aufbau entspricht dem generellen Prinzip, welches für den Bestprüfstand geplant ist.



**Abbildung 24: Schleuderstand von Schenk-Rotec (Schenk Rotec)**

Mit diesen erhaltenen Erkenntnissen sollen nun neue Konzepte erarbeitet werden, welches von einem unterkritisch zu einem überkritisch betriebenen Prüfstandkonzept führen soll.



### 4.3. Konzepte

Die Anforderungen für die neuen Konzepte sind folgende:

- Resonanzdrehzahl soll niedrig gehalten werden, damit diese überwunden werden kann
- Versuchsdrehzahl bei zirka 20000 1/min
- Ein – und Ausbau des Versuchs-Flywheel möglichst einfach zu gestalten
- Versuch soll im Vakuum durchgeführt werden

Mit diesen Anforderungen wurde ein neues Konzept, basierend auf dem alten, entwickelt.

Der Prüfstand an sich sollte nicht so stark verändert werden, damit nicht alle Komponenten neu konstruiert und gefertigt werden müssen.

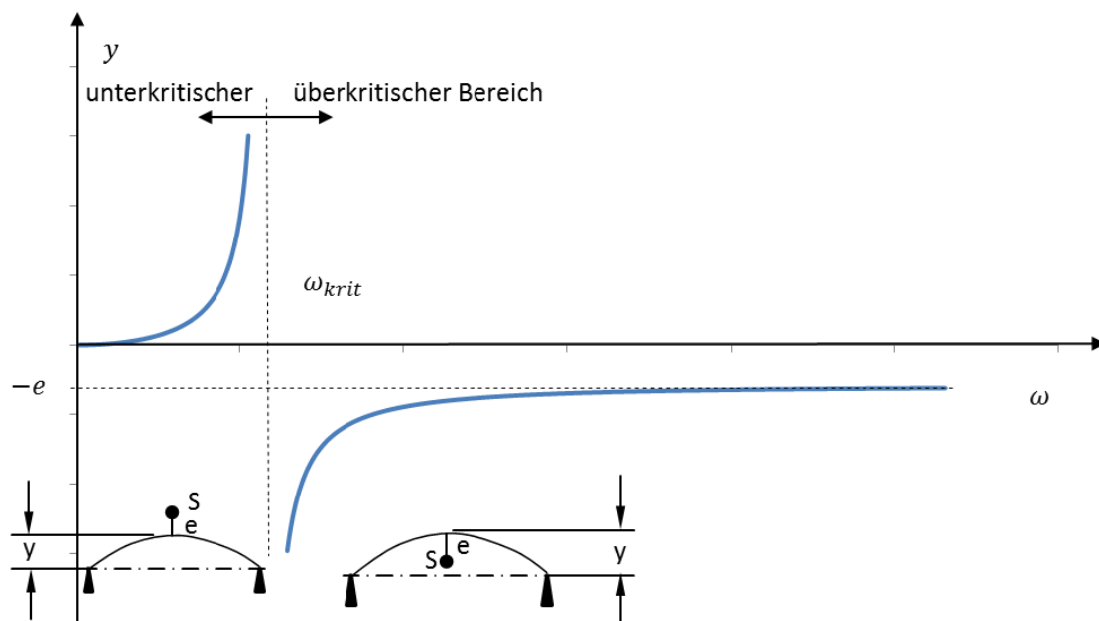
Wie schon im Kapitel 3.1 erwähnt hängt die Eigenfrequenz von der Steifigkeit des rotierenden Systems ab und von dessen Masse. Um die Resonanzdrehzahl derart stark zu senken müsste man entweder die Masse stark erhöhen oder die Steifigkeit stark verringern. Da man durch den Einbau einer biegeweichen Welle die Steifigkeit des Aufbaus relativ einfach und effektiv stark senken kann, wird dieser Ansatz weiter verfolgt.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Überarbeitung des Messkonzeptes, da eventuell neue Parameter erfasst werden sollen, welche bis jetzt noch nicht so relevant waren, wie zum Beispiel der Druck in der Berstkammer.

Die Versuchsdurchführung muss im Vakuum geschehen damit die Antriebsleistung gering gehalten werden kann und um eine realistische Bruchstückdynamik ohne viskose Verluste zu erhalten.

Der Betrieb des Prüfstandes im überresonanten Drehzahlbereich (Drehzahl größer als  $\omega_{krit}$ ) hat einen sehr wichtigen Vorteil, da man in diesem Bereich eine Selbstzentrierung der Schwungscheibe erreicht. Dies wird durch die Kreiselmomente bewirkt. In Abbildung 25 sieht man wie sich die Amplitude ändert wenn man sich der ersten Eigenfrequenz nähert. Im unterkritischen Drehzahlbereich (Drehzahl kleiner als  $\omega_{krit}$ ) steigt mit zunehmender Drehzahl die Fliehkraft und somit die Amplitude.

Hat man die erste Eigenfrequenz überwunden, dann zentriert sich das rotierende System um den Massenmittelpunkt. Das heißt, dass das Massenzentrum in die Rotationsachse wandert. Somit hat man eine konstante Exzentrizität welche in Abbildung 25 mit  $e$  bezeichnet wird.

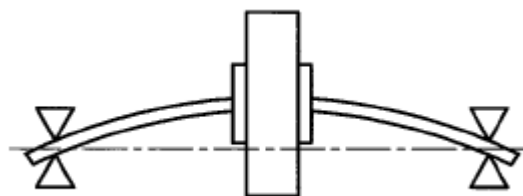


**Abbildung 25: unterkritischer und überkritischer Bereich (Naunheimer, Bertsche, & Lechner, 2007)**

Um bestimmen zu können ab welcher Drehzahl man im überkritischen Bereich ist sollte man sich Gedanken über die Bestimmung der ersten Eigenfrequenz machen. Wie man eine Eigenfrequenz prinzipiell berechnet wurde schon in Kapitel 3.1 näher erläutert.

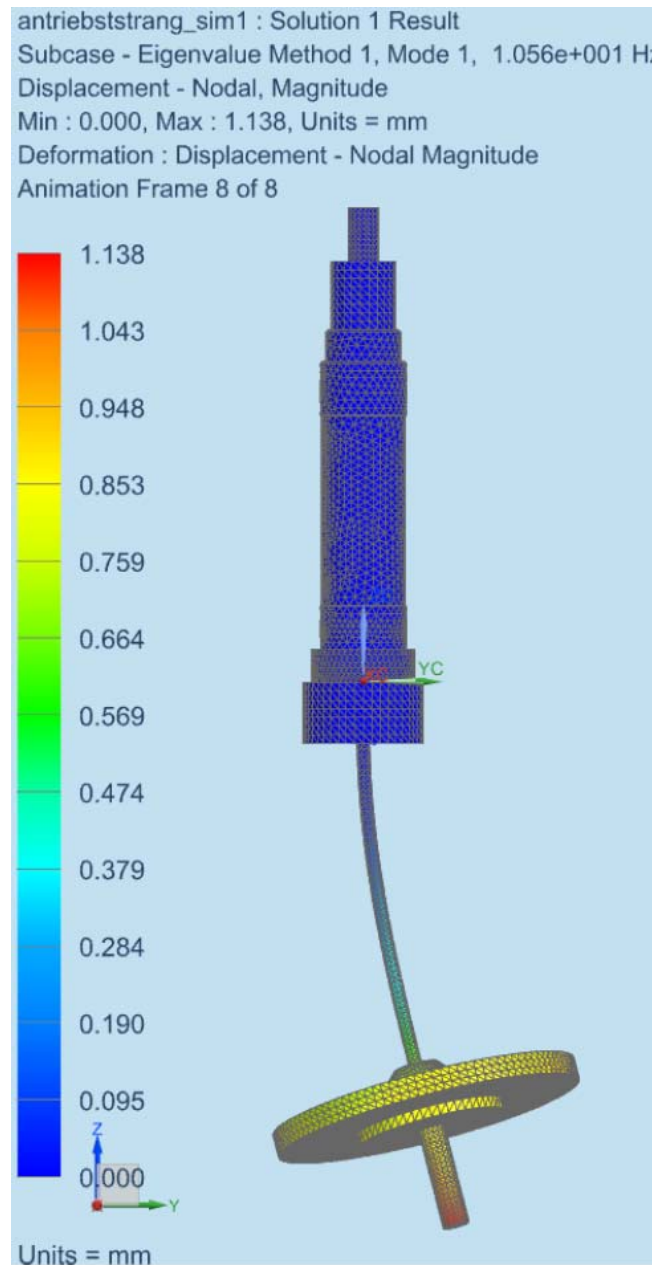
Die Einteilung in unterkritischer und überkritischer Bereich ist in der Abbildung 25 für einen Laval-Rotor dargestellt. Wenn es sich nicht um einen Laval-Rotor handelt müssen andere Einflüsse mit berücksichtigt werden, wie zum Beispiel die Kreiselmomente.

Ein Laval-Rotor besteht aus einer nachgiebigen Welle die in ihrer Mitte eine dünne, starre Scheibe besitzt, siehe Abbildung 26. Wenn man nun eine auskragende Lagerung wählt, spricht man jedoch nicht mehr von einem Laval-Rotor.



**Abbildung 26: Schematische Darstellung eines Laval-Rotors (Gasch, Nordmann, & Pfützner, 2006, S. 38)**

Es wurde mit Hilfe der Finiten Elemente Software *Siemens NX 9.0* eine Eigenfrequenzanalyse an dem geplanten Aufbau gemacht. Diese ergab bei den gewählten Abmessungen eine erste Eigenfrequenz die bei einer Drehzahl von zirka 600 1/min liegt. In Abbildung 27 sieht man einen Screenshot einer solchen Analyse.

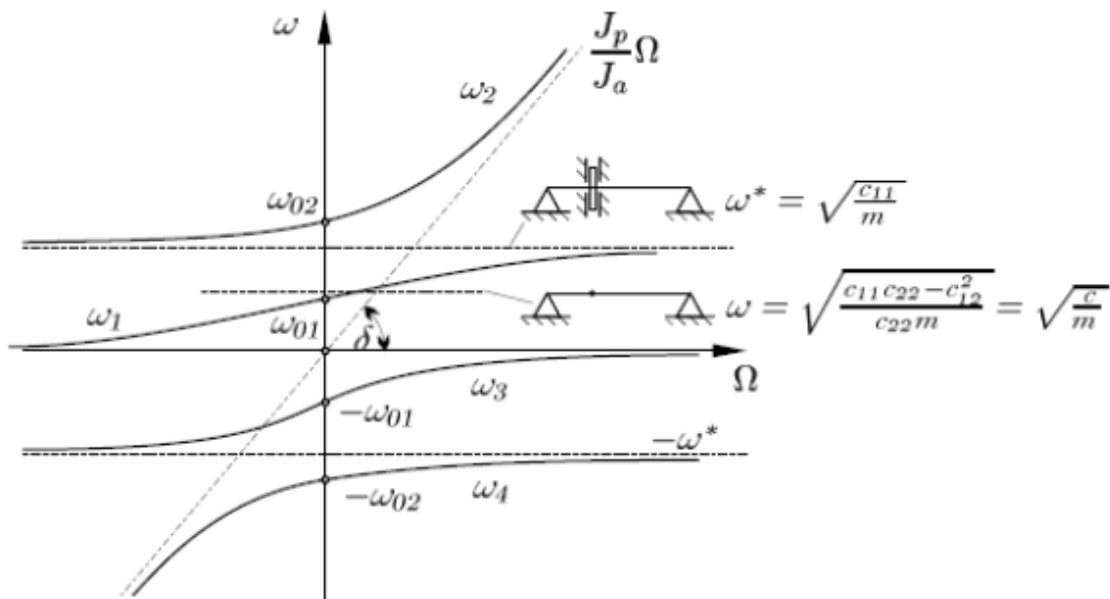


**Abbildung 27: Simulation zur Bestimmung der 1.Eigenfrequenz**

Diese Eigenfrequenz entspricht prinzipiell der Größenordnung, die gewünscht ist.

Bei dieser Analyse ergibt sich jedoch ein Problem und zwar wird zur Bestimmung der Eigenfrequenz die Kreiselwirkung nicht berücksichtigt (die Rotation des Systems wird bei der Simulation nicht berücksichtigt). Somit bekommt man als Lösung für die erste Eigenfrequenz einen Wert der unter der tatsächlichen ersten Eigenfrequenz liegt.

Um diese Thematik genauer zu verstehen muss man sich dem Einfluss der Kreiselwirkung bewusst sein. Dieser Einfluss wird in Abbildung 28 graphisch dargestellt.



**Abbildung 28: Einfluss der Kreiselwirkung auf die Eigenfrequenz (Gasch, Nordmann, & Pfützner, 2006, S. 170)**

In Abbildung 28 findet man auf der Abszisse die Erregerfrequenz und auf der Ordinate die Eigenfrequenzen. Hier sieht man sowohl für die erste wie auch die zweite Eigenform, dass diese nicht nur von den Systemdaten abhängen, sondern auch von der Erregerfrequenz.

Die erste Eigenfrequenz berechnet sich normalerweise wie in Formel 3. In Abbildung 28 wird diese mit  $\omega_{01}$  bezeichnet. Man kann hier gut sehen, dass mit steigender Erregerfrequenz die erste Eigenform bis zu einem gewissen Maß steigt, hier  $\omega^*$ . Hat man diese Frequenz überschritten, so ist man im überkritischen Drehzahlbereich.

Für die zweite Eigenfrequenz ist dieser Effekt noch maßgeblicher. Hier führt die Kreiselwirkung zu einer Versteifung des rotierenden Systems, welches mit steigender Drehzahl auch immer steifer wird. Dadurch hat man einen Anstieg der zweiten Eigenfrequenz, welche höher liegt als jene für das nicht rotierende System ( $\omega_{02}$ ), wie man in Abbildung 28 sieht. Dort nähert sich diese der Geraden unter dem Winkel  $\delta$  asymptotisch an.

In der Abbildung sind auch noch die Eigenfrequenzen  $\omega_3$  und  $\omega_4$ , welche die negativen realen Lösungen der Berechnung der Eigenfrequenzen sind.

Somit kann man sagen, dass die zweite Eigenfrequenz bei einem günstig gewählten  $\delta$  kein Problem für den Betrieb im überkritischen Drehzahlbereich ist. Dieser kann mit dem Verhältnis der Massenträgheitsmomente der Schwungscheibe beeinflusst werden ( $J_p$  ist das Massenträgheitsmoment um die Rotationsachse und  $J_a$  das Massenträgheitsmoment um eine Querachse).

Mit diesen gewonnen Erkenntnissen kann man nun die ersten Konzepte für den neuen Prüfstand erarbeiten.

Die Entwicklung der Konzepte wird in den nächsten Unterkapiteln mittels Screenshots veranschaulicht.

### 4.3.1. 1.Konzept

Bei dem ersten Konzept wird der vorhandene Aufbau an der Teilebene zwischen Antrieb und Berstschutzgehäuse geteilt und ein „Abstandsgehäuse“ eingefügt. Dies verschafft den benötigten Platz für die biege weiche Welle zwischen Antrieb und Flywheel, siehe Abbildung 29. Die biege weiche Welle dient dazu die erste Eigenfrequenz herunter zu setzen. Ebenfalls wurde bei diesem Konzept die Anbindung für das Versuchs-Flywheel neu gestaltet. Die Schwungscheibe wird an der biege weichen Welle mit Hilfe einer eigens dafür gestalteten Aufnahme befestigt.

Bei diesem Konzept ist am unteren Ende des Aufbaus ein Lager zur Positionierung des Flywheels vorgesehen. Dies garantiert eine genaue Positionierung der Schwungscheibe. Ebenfalls würde, im Fall des Bruches, dieses Lager die Auslenkung der biege weichen Welle limitieren, damit ein kontrolliertes Auslaufen des Prüfstands gewährleistet werden kann. Maschinendynamisch betrachtet ist dieses Lager eine weitere Steifigkeit, welche man dem System hinzufügt, und somit verändert sich die Resonanzdrehzahl, siehe Abbildung 29.

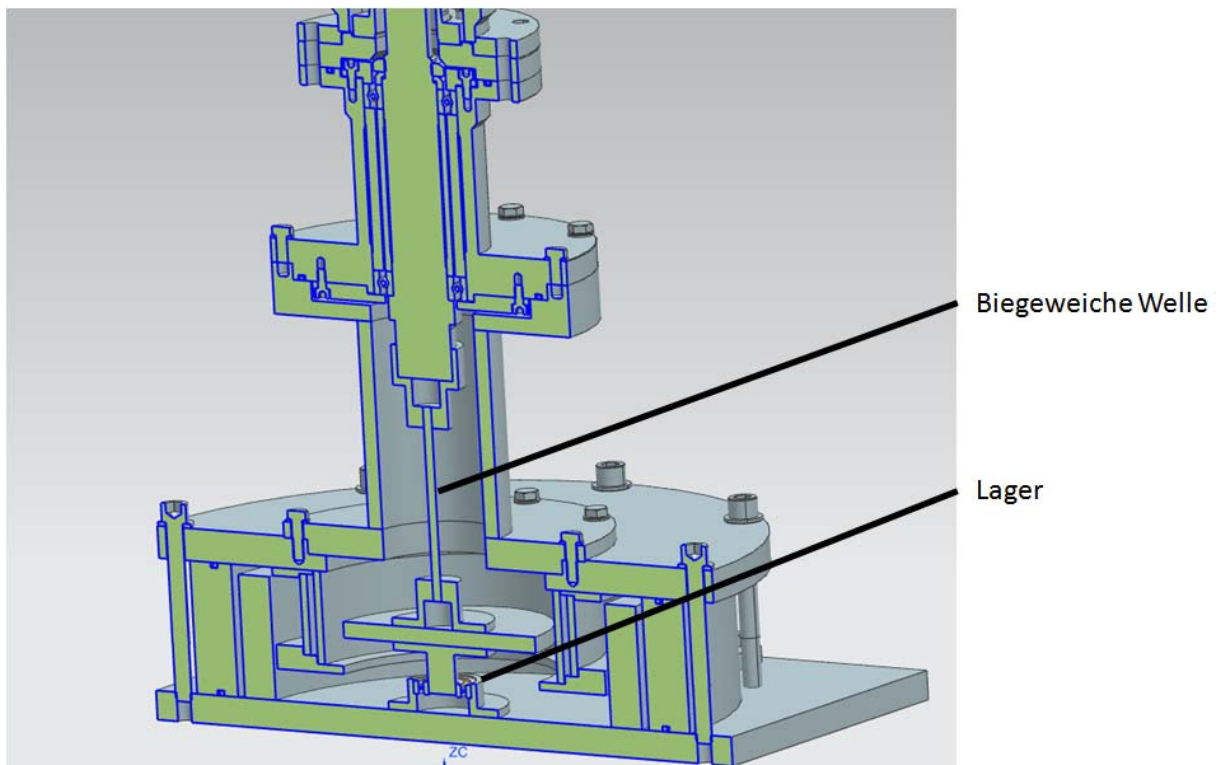


Abbildung 29: 1. Konzept des Prüfstands

Prinzipiell erfüllt dieses Konzept fast alle Anforderungen, nur der einfache Ein – und Ausbau des Flywheels ist nicht gegeben. Da durch das untere Lager Fügekräfte auftreten welche die biege weiche Welle beschädigen können. Außerdem sollten zusätzliche Überwachungssensoren angebracht werden um die Schwingung der biege weichen Welle zu detektieren.

Mit diesen Erkenntnissen soll nun ein neues Konzept entwickelt werden.

### 4.3.2. 2. Konzept

Um die Anforderungen an den Prüfstand voll zu erfüllen ist das 1. Konzept nochmals überarbeitet worden. Bei dem 2. Konzept wird das untere Lager als „Notlauflager“, oder „Fanglager“ ausgeführt, das heißt dass im normalen Betrieb kein Kontakt zwischen dem Flywheel und diesem Lager besteht. Ebenfalls ist im „Abstandsgehäuse“, zwischen Antrieb und Berstschutzgehäuse, eine Ausnehmung vorgesehen für ein vakuumdichtes Schauglas. Dieses dient dem optischen Abstandssensor zur Überwachung der Durchbiegung der biege weichen Welle. (Siehe Abbildung 30).

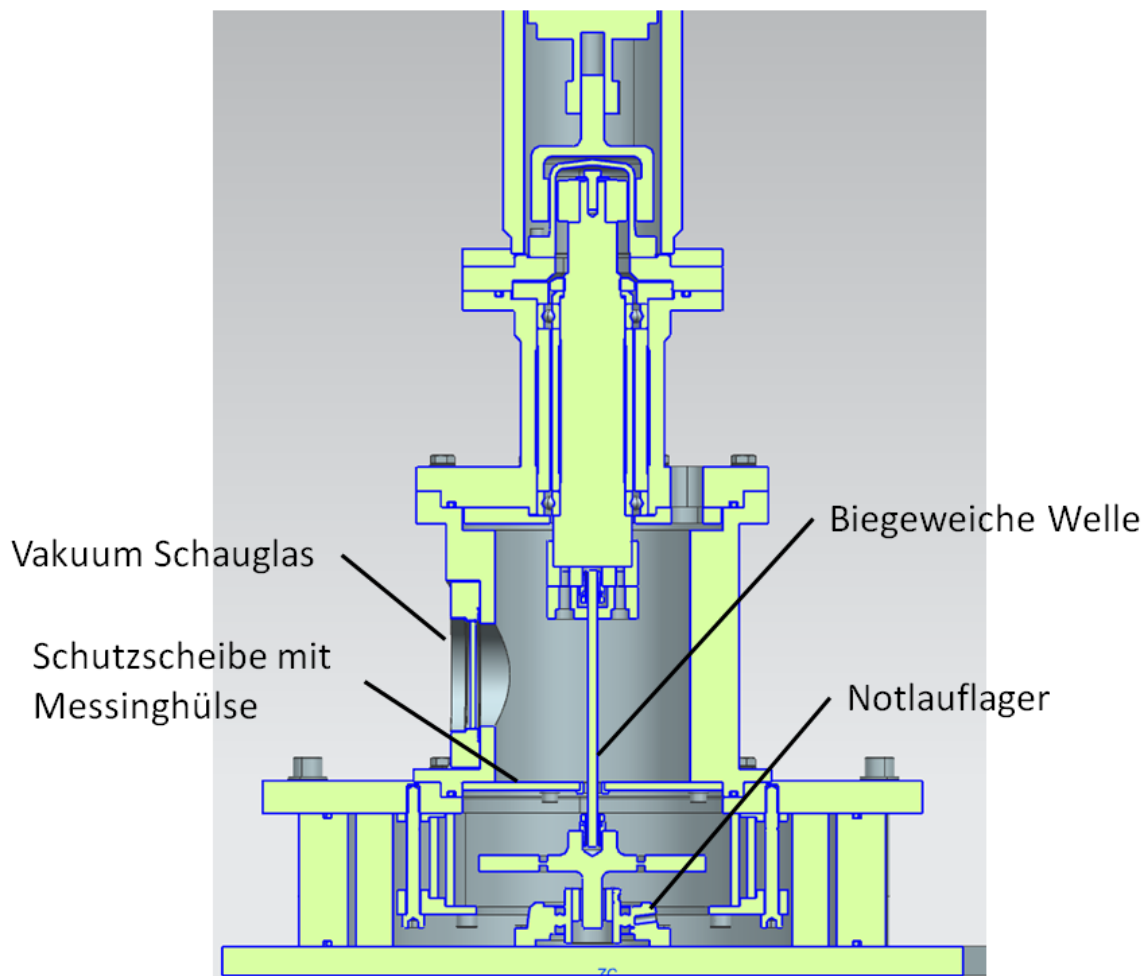


Abbildung 30: 2. Konzept

Durch den größeren Innendurchmessers des neuen Gehäuses kann der Antriebsstrang mit der biegeweichen Welle und dem Flywheel in einem Arbeitsschritt demontiert und nach oben herausgehoben werden.

Durch das Vakuum Schauglas wird mittels Laser-Triangulationssensor die Durchbiegung der Welle aufgezeichnet, dies wird in Kapitel 5.5.5 noch näher erläutert.

Die Anbindung der biegeweichen Welle an die Antriebswelle beziehungsweise an das Versuchs-Flywheel erfolgt mit Hilfe von Spannsätzen.

Dieses Konzept scheint alle Anforderungen zu erfüllen. Daher wird dieser Aufbau auch detailliert konstruiert und die benötigten Komponenten gefertigt beziehungsweise bestellt.

### **4.4. Konstruktion**

Es werden hier kurz die wichtigsten Punkte, welche bei der Konstruktion berücksichtigt werden sollen, erwähnt.

Die Konstruktion des neuen Prüfstandes wurde mit Siemens NX 9.0 durchgeführt.

#### Anforderungsprofil:

- Einer der wichtigsten Punkte ist, dass der Prüfstand nach dem Zusammenbau, vakuumdicht ist. Dafür sind an den Fügeflächen O-Ringe vorgesehen. Für das Vakuumschauglas wird eine spezielle Vakuum-geglühte Bronze Dichtungen eingesetzt. Bei der Magnetkupplung dient eine Flachdichtung zwischen Spalttopf und Antriebsgehäuse als dichtendes Maschinenelement.
- Ebenso wichtig ist, dass die Wuchtgüte der sich drehenden Massen bei zirka G1 liegt, siehe Abbildung 33. Um dies zu gewährleisten werden alle Prüfstands-Komponenten so konstruiert, dass man diese später ohne große Probleme wuchten kann.
- Das neue Gehäuse soll an seinen Fügeflächen eine sehr gute Parallelität aufweisen, damit keine Winkelabweichungen vom Antriebsstrang bis zum Flywheel auftreten können. Um dies zu gewährleisten wird auf eine Schweißkonstruktion des neuen Gehäuses verzichtet und eine Integralbauweise gewählt.
- Das Verbindungsstück zwischen der gelagerten 40mm-Welle und der biegeweichen Welle muss eine sehr hohe Koaxialität aufweisen, damit kein Versatz der Drehachse zum Massenmittelpunkt entsteht. Dies würde nämlich eine ungewollte Unwucht erzeugen. Die Abweichung sollte maximal im hundertstel-Millimeter Bereich sein.

Für einen voll funktionsfähigen Prüfstand sind die oben genannten Punkte sehr wichtig.

Die Fertigungszeichnungen der Prüfstands-Komponenten findet man im Anhang (Kapitel 13.3).

## 5. Fertigung und Aufbau des Prüfstands

In diesem Kapitel wird beschrieben welche Bauteile neu gefertigt beziehungsweise bestellt werden mussten. Ebenfalls wird erläutert auf welche Punkte beim Prüfstands- beziehungsweise Messtechnikaufbau zu achten ist.

### 5.1. Fertigung der Prüfstandskomponenten

Um den neuen Aufbau zu realisieren, müssen einige Komponenten gefertigt werden. Für die Fertigung sind Fertigungszeichnungen erstellt worden, mit den dazugehörigen Toleranzen.

Nach der Kontrolle der Fertigungszeichnungen sind die Komponenten in Eigenfertigung erstellt worden. Es werden folgende Bauteile gefertigt:

1. Gehäuse mit Ausfräsung für das Vakuumschauglas („Abstandsgehäuse“)
2. Antriebswelle
3. Aufnahme für die biege weiche Welle
4. Biege weiche Welle
5. Flywheel

Fotos von diesen gefertigten Bauteilen, sowie von der verwendeten Fräsmaschine findet man im Kapitel 13.4 dieser Arbeit. Die Bauteile wurden aus CK45 gefertigt. Das zugehörige Datenblatt für diesen Werkstoff findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.14).

In Abbildung 31 sieht man das neu gefertigte „Abstandsgehäuse, welches auf dem bereits bestehenden Berstgehäuse aufgesetzt ist.



**Abbildung 31: Gehäuse mit Ausfräsung für das Vakuumschauglas**



## 5.2. Dynamisches Wuchten der Prüfstandkomponenten

Damit der Prüfstand im überkritischen Drehzahlbereich betrieben werden kann, müssen die rotierenden Bauteile eine hohe Wuchtgüte besitzen. Um diese gewünschte Wuchtgüte zu erreichen müssen diese Bauteile gewuchtet werden.

Das Wuchten der einzelnen Bauteile wurde mit einer dynamischen Wuchtmaschine durchgeführt. In Abbildung 32 sieht man die verwendete Maschine (Hofmann Toolbalancer MTB 21.2) mit eingespannten Versuchs-Flywheel.



**Abbildung 32: links Wuchtmaschine, rechts oben Anzeige der Unwucht, rechts unten eingespanntes Flywheel**

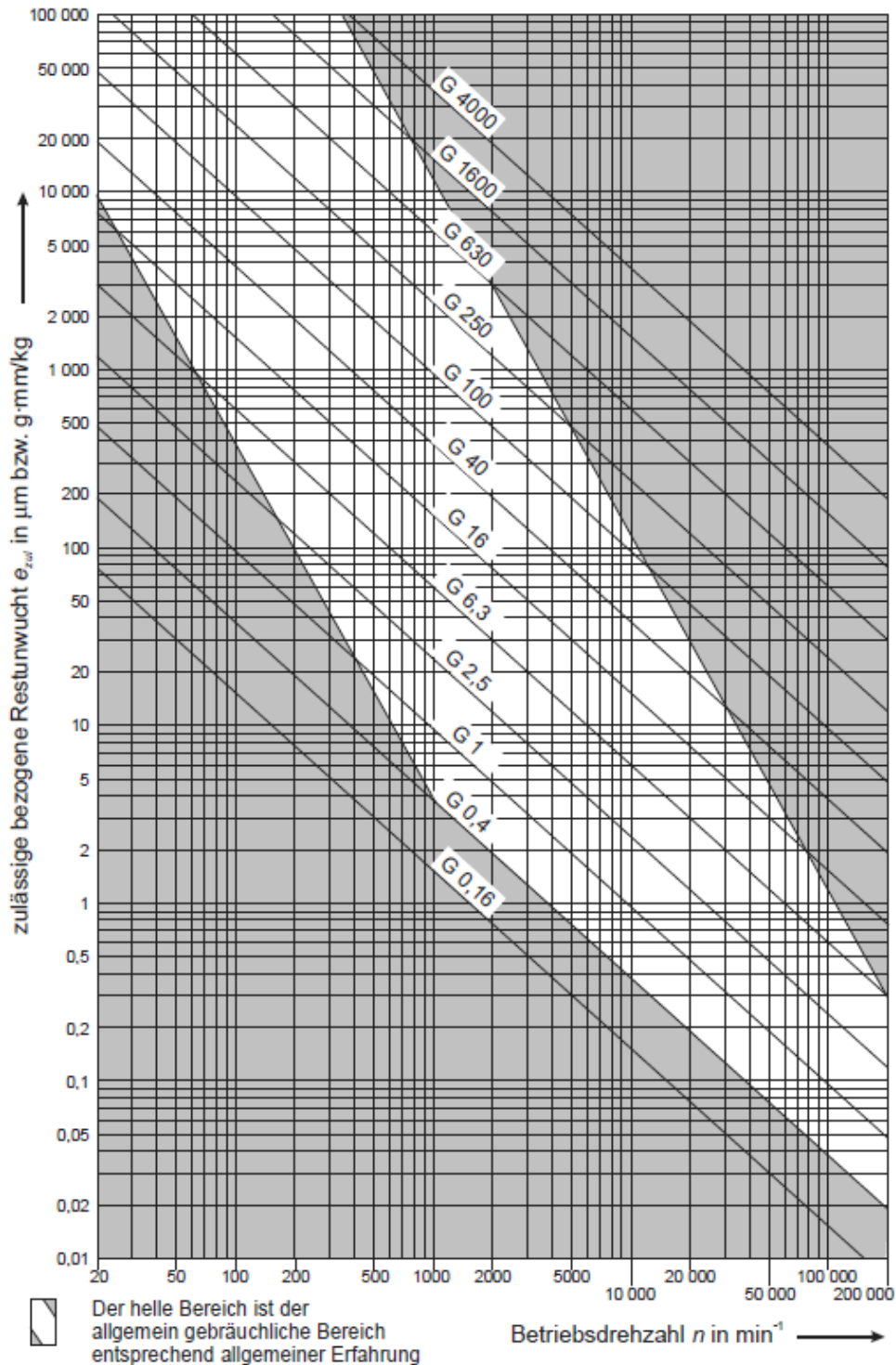
Diese Wuchtmaschine ermittelt die Größe und geometrische Lage der Unwucht. Für die dynamische Unwucht, welche in der Praxis am häufigsten vorkommt, muss man den Prüfkörper in zwei Ebenen unterteilen. Dadurch ist ein dynamisches Wuchten möglich.

Das zugehörige Datenblatt dieser Wuchtmaschine findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.16).

Ziel des Wuchtvorgangs ist es, eine bestimmte Wuchtgüte für den geplanten Betrieb zu erreichen. Man unterscheidet hier zwischen Wuchtgüte und Unwucht. Die Wuchtmaschine errechnet die Unwucht in der Einheit  $g \cdot mm$ .

Mit diesem Wert kann man nun für die geplante maximale Drehzahl auf die Wuchtgüte schließen, siehe Abbildung 33. Für den Betrieb des Prüfstandes sollte man eine Wuchtgüte zwischen G 1 und G 2,5 erreichen.

Bei den einzelnen gewuchteten Bauteilen konnte die Restunwucht auf zirka 2 – 5 g\*mm gesenkt werden. Das entspricht, bei einem geplanten Betrieb bei zirka 30000 1/min, einer Wuchtgüte von G 1 bis G 2,5.



**Abbildung 33: zulässige Restunwucht in Abhängigkeit von der maximalen Betriebsdrehzahl für die verschiedenen Wuchtgüte-Stufen (Schneider, 2007, S. 69)**

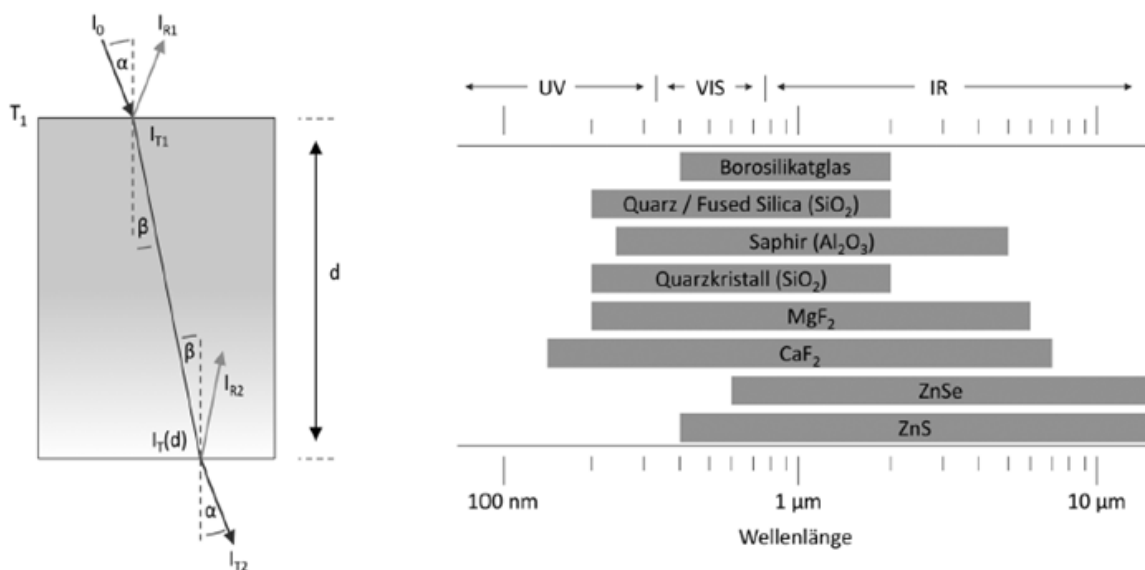
### 5.3. Beigestellte Prüfstandkomponenten

Der neue Aufbau des Prüfstandes besteht nicht nur aus den bereits vorhandenen Komponenten und den neu gefertigten, sondern auch aus Komponenten welche bei externen Anbietern bestellt wurden. Es wurden folgende Komponenten zugekauft:

1. Vakuumschauglas
2. Welle-Nabe-Verbindung
3. Notlauflager
4. Elektromotor (A-Synchronmotor)
5. Biegeweiche Welle

Jedes dieser Bauteile hat gewisse Anforderungen welche erfüllt werden müssen.

Das Vakuumschauglas muss zum Beispiel garantieren, dass der verwendete Laser-Sensor durch das Glas keine verfälschten Ergebnisse erhält. Dabei sind zwei Aspekte von großer Bedeutung. Als erstes darf die Brechung an dem Glas keinen Einfluss auf die Messung haben und zweitens muss das Glas die Transmission des vom Laser-Sensor kommenden Lichtes garantieren. Diese wesentlichen, strahlenoptischen Zusammenhänge sowie Eigenschaften des Schauglases sind in Abbildung 34 dargestellt.



**Abbildung 34: Brechung am Glas (links); Transmissionsbereiche unterschiedlicher Gläser (Vacom Vakuum Komponenten und Messtechnik GmbH, 2014)**

Die Wellen-Naben Verbindung der Firma KTR muss eine hohe Rundlaufgenauigkeit aufweisen. Wenn dieser Spannsatz zu ungenau bezüglich dieser Anforderung ist, bekommt man eine ungewollte Exzentrizität in das rotierende System. Dies muss so weit wie möglich vermieden werden.

Das Notlauflager soll in erster Linie bei der Überwindung der ersten Eigenfrequenz zu große Ausschläge der biegeweichen Welle verhindern und im Falle des Bruches die Reste des Versuchs-Flywheel abstützen, so dass nicht die ganzen Komponenten des Versuch-Flywheels beschädigt werden.

Die zugehörigen Datenblätter findet man im Anhang (Kapitel 13.5) dieser Arbeit.

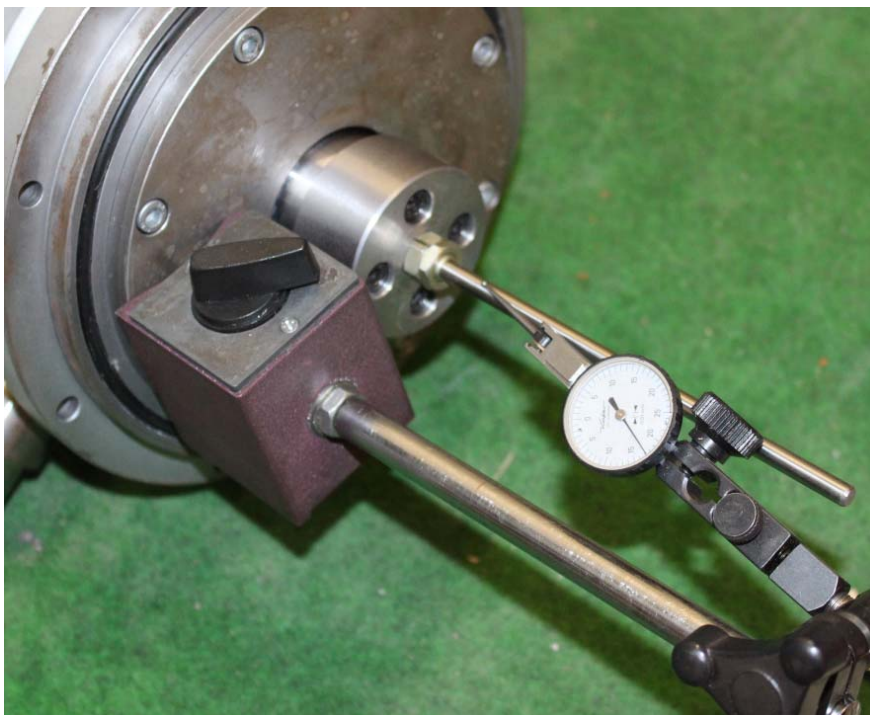
## 5.4. Zusammenbau des Prüfstands

Für den Zusammenbau des Prüfstands wurde ein genaues Ablaufschema erstellt. Bei diesem Schema sind die genauen Vorgehensweisen genau beschrieben. Ebenfalls wird explizit bei jedem Montageschritt darauf hingewiesen worauf man besonders achten muss.

Einer der wichtigsten Schritte ist die Kontrolle der Exzentrizität der biegeweichen Welle, da diese einen enormen Einfluss auf die Rotordynamik hat.

Wie man in Abbildung 35 sieht wird die biegeweiche Welle mit der Antriebswelle, mit Hilfe des Spannsatzes von KTR, verbunden. Nachdem befestigen wird nun die Exzentrizität der Welle überprüft. Dies geschieht mittels einer Fühlhebelmessuhr der Firma Käfer Messuhrenfabrik, welche eine tausendstel-Millimeter-Skalierung hat.

Wenn sich die Exzentrizität in einem akzeptablen Bereich befindet, kann der Prüfstand fertig aufgebaut werden. Dieser Bereich liegt zirka bei einer Exzentrizität von 2 tausendstel Millimeter.



**Abbildung 35: Kontrolle der Exzentrizität der biegeweichen Welle**

Nachdem alle Komponenten des Prüfstands zusammengefügt sind, wird die Messtechnik angebracht. Dies wird im Kapitel 5.5 näher erläutert.

## 5.5. Aufbau der Messtechnik

Wenn man einen Prüfstand so betreiben will, dass man mehrere Versuchsreihen durchführen kann und die erhaltenen Ergebnisse vergleichbar sind, muss man gewisse Versuchsparameter messen und aufzeichnen.

Die Messdaten sind auch für das Verständnis der physikalischen Vorgänge bei einer Versuchsdurchführung sehr wichtig. Sowie auch für die Überwachung der Betriebszustände um Schädigungen durch Überlastung zu vermeiden.

Somit muss man sich vor der Realisierung eines Prüfstandes Gedanken über die wichtigsten Versuchsparameter und die erforderliche Messtechnik machen.

Bei der Auswahl der Messtechnik für den Berstprüfstand sind folgende Parameter von großer Bedeutung:

1. Drehzahl
2. Druck
3. Beschleunigungen des Aufbaus
4. Temperatur der Lagerstellen
5. Durchbiegung der biegeweichen Welle

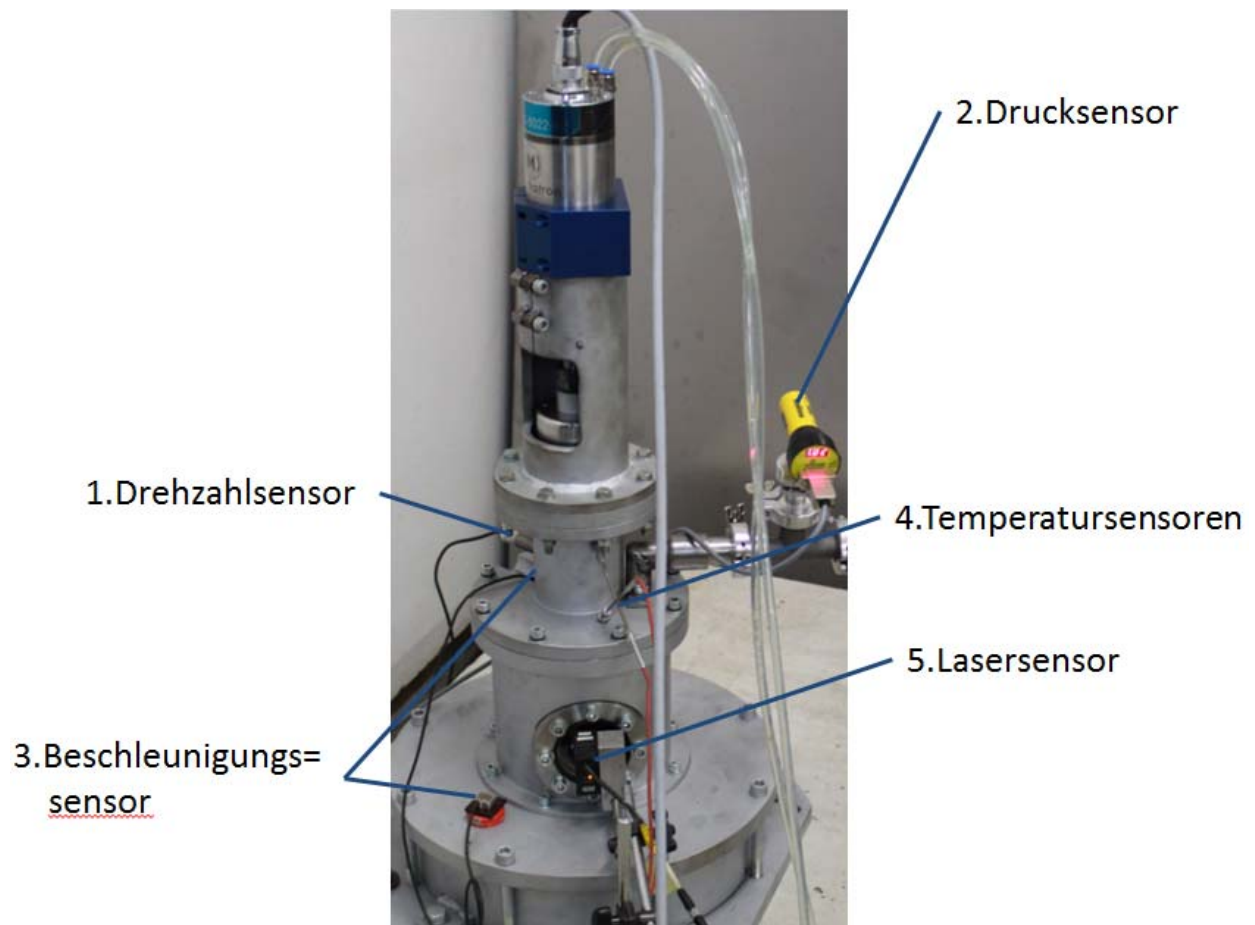


Abbildung 36: Übersicht der verwendeten Messtechnik am Prüfstand



### 5.5.1. Drehzahlmessung

Die Drehzahl wird mittels eines Remote Optical Sensor (ROS) der Firma Weschler Instruments gemessen. Dieser sendet ein sichtbares, rotes LED Licht aus. Dieser wird auf die drehende Welle gerichtet, welche am Umfang eine Markierung hat. Wenn diese Markierung den Lichtstrahl passiert, erkennt dies der Sensor und gibt ein Signal aus. Somit kann man die Drehzahl genau bestimmen. In Abbildung 37 sieht man den verwendeten Sensor. Die wichtigsten Daten des Sensors sind in Tabelle 1 zusammengefasst



**Abbildung 37: Optical Remote Sensor (Weschler Instruments)**

**Tabelle 1: Datenblatt Kontrastsensor**

Drehzahlmessung - Kontrastsensor	
Bezeichnung	ROS - Remote Optical Sensor (Monarch Instrument)
Drehzahlbereich	1 - 250 000 upm
Energieversorgung	3 - 15 Vdc @ 40 mA

### 5.5.2. Druckmessung

Die Messung des Drucks im Prüfaufbau erfolgt mit Hilfe von einem Vakuumsensor. Dieser Vakuumsensor misst den Druck über den gesamten Versuchsablauf, somit kann überprüft werden ob während des Versuches irgendwelche Leckagen auftreten. Der verwendete Sensor ist ein aktiver Pirani-Vakuumsensor von der Firma VACOM.

Der Messbereich dieses Sensor geht von Atmosphärendruck bis zu  $10^{-4}$  mbar.

Wenn der Sensor zur Messung für ein schwach-Vakuum eingesetzt wird muss man die Einbaulage berücksichtigen, diese sollte horizontal sein. In Abbildung 38 sieht man den verwendeten Vakuumsensor. Die wichtigsten Daten des Sensors sind in Tabelle 2 zusammengefasst.



**Abbildung 38: Drucksensor Vacom CVM 211 (Vacom Vakuum Komponenten und Messtechnik GmbH, 2014)**

**Tabelle 2: Datenblatt Drucksensor**

Druckmessung	
Bezeichnung	CMV211 "Stinger" Konvektions Pirani Vakuummeter
Messbereich	0,01 - 1,33E+5 Pa
Genauigkeit	2% vom Messwert (500 - 1000 mbar)
	10% vom Messwert (< 500 mbar)

### 5.5.3. Messung der Beschleunigungen

Am Prüfstandsaufbau werden auch noch Beschleunigungssensoren der Firma MWS-Sensorik angebracht, siehe Abbildung 39. Diese dienen zur Überwachung der Lagerstellen und der eventuell entstehenden Vibrationen.

Falls ein Lager einen Schaden erfährt und nicht mehr so funktioniert wie es sollte, dann können sich bei den geplanten hohen Drehzahlen starke Vibrationen ausbilden. Um dies zu vermeiden werden die Beschleunigungssensoren in der Nähe der Lagerstellen angebracht. Falls sich eine Vibration entwickelt kann man gewisse Grenzwerte definieren, wenn diese erreicht sind, wird der Versuch automatisch abgeschaltet.

Ein anderer Grund für Vibrationen sind Eigenfrequenzen. Falls bei der Versuchsdurchführung Eigenfrequenzen durchlaufen werden, muss garantiert werden, dass der verwendete Motor eine ausreichende Leistung hat um diese tatsächlich zu überschreiten. Wenn dieser zu wenig Leistung hat wird die ganze Energie in die Resonanz gesteckt und der Versuchsaufbau beginnt zu schwingen.

Die wichtigsten Daten des Sensors sind in Tabelle 3 zusammengefasst



**Abbildung 39: Verwendete Beschleunigungs-Sensor**

**Tabelle 3: Datenblatt Beschleunigungs-Sensor**

Beschleunigungssensor	
Bezeichnung	MWS 4301
Messbereich	5 - 1000 g
Energieversorgung	9 - 30 Vdc

#### 5.5.4. Temperaturmessung der Lagerstellen

Zur Überwachung der Temperatur an den Lagerstellen werden PT 100 Temperatur-Sensoren verwendet, siehe Abbildung 40. Wenn sich während eines Versuches ein Lager maßgeblich erwärmt, ist dies ein eindeutiges Indiz für ein nicht richtig funktionierendes Lager. Damit man einen Lagerschaden vermeiden kann wird diese Temperatur während des gesamten Versuches überwacht. Die wichtigsten Daten des Sensors sind in Tabelle 4 Tabelle 2 zusammengefasst



**Abbildung 40: Mantel - Widerstandsthermometer PT100 (Sensorshop24)**

**Tabelle 4: Datenblatt Temperatur-Sensor**

Temperatursensor	
Bezeichnung	PT 100
Messbereich	-200°C bis 600°C
Energieversorgung	19,2 - 30 Vdc



### 5.5.5. Messung der Durchbiegung der biegeweichen Welle

Einer der wichtigsten Sensoren der sich im Messkonzept befindet ist der Laser-Sensor, welcher den Rundlauf der biegeweichen Welle überwacht.

Dieser wird außerhalb des Vakuumgebiets angebracht und misst durch eine Vakuumpoptik hindurch, die Verformung der biegeweichen Welle. Dieser Sensor ist ein so genannter Laser-Triangulation-Sensor welcher die diffuse Reflexion der ausgehenden Lichtquelle empfängt und aufzeichnet. In Tabelle 5 sind die wichtigsten Daten des Sensors zusammengefasst.



**Abbildung 41: Laser-Sensor IL100 von Keyence (Keyence)**

**Tabelle 5: Datenblatt Wegsensor**

Wegsensor		
Messbereich	75 – 130	mm
Referenzabstand	100	mm
Wellenlänge	655	nm
Wiederholgenauigkeit	4	$\mu\text{m}$
Abtastzyklus	0,33/1/2/5	ms

Das Wegsignal dieses Sensors wird auch für die Regelung der Versuche verwendet. Wenn die biegeweiche Welle einen definierten Grenzwert der Durchbiegung überschreitet, wird der Versuch unterbrochen.

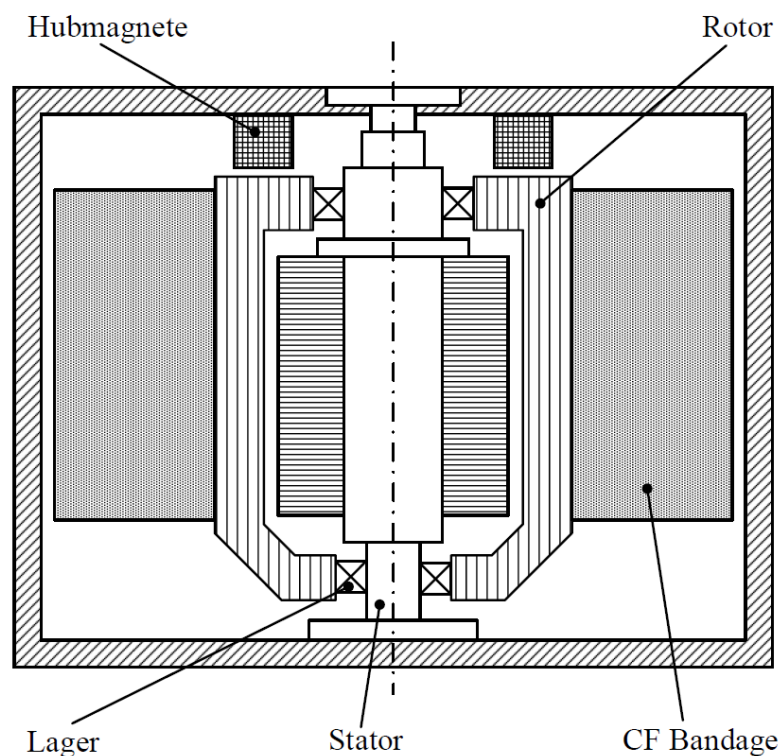
Die genauen Datenblätter dieser Sensoren findet man im Anhang (Kapitel - 103 -13.6) dieser Arbeit.

## 6. Design des Versuchs-Flywheel

In diesem Kapitel wird das vorhandene Versuchs-Flywheel Konzept analysiert. Die daraus gewonnen Erkenntnisse werden in die neuen Konzepte aufgenommen und erläutert.

### 6.1. Aufbau eines elektromechanischen Speichersystems

Als Basis der Entwicklung eines Versuchs-Flywheels dient ein dem Stand der Technik entsprechendes elektromechanisches Speichersystem. Den schematischen Aufbau sieht man in Abbildung 42. Dieser Aufbau besteht aus einem Innenstator, einem Außenläufer, welcher zugleich das Flywheel ist, und eine CF Bandage zur Abstützung der Aufweitung durch die Fliehkräfte hat und ebenfalls einen maßgeblichen Anteil der trägen Masse darstellt. Die Hubmagnete heben den Rotor für den Betrieb an, damit die Lagerlast um das Gewicht des Rotors vermindert wird.

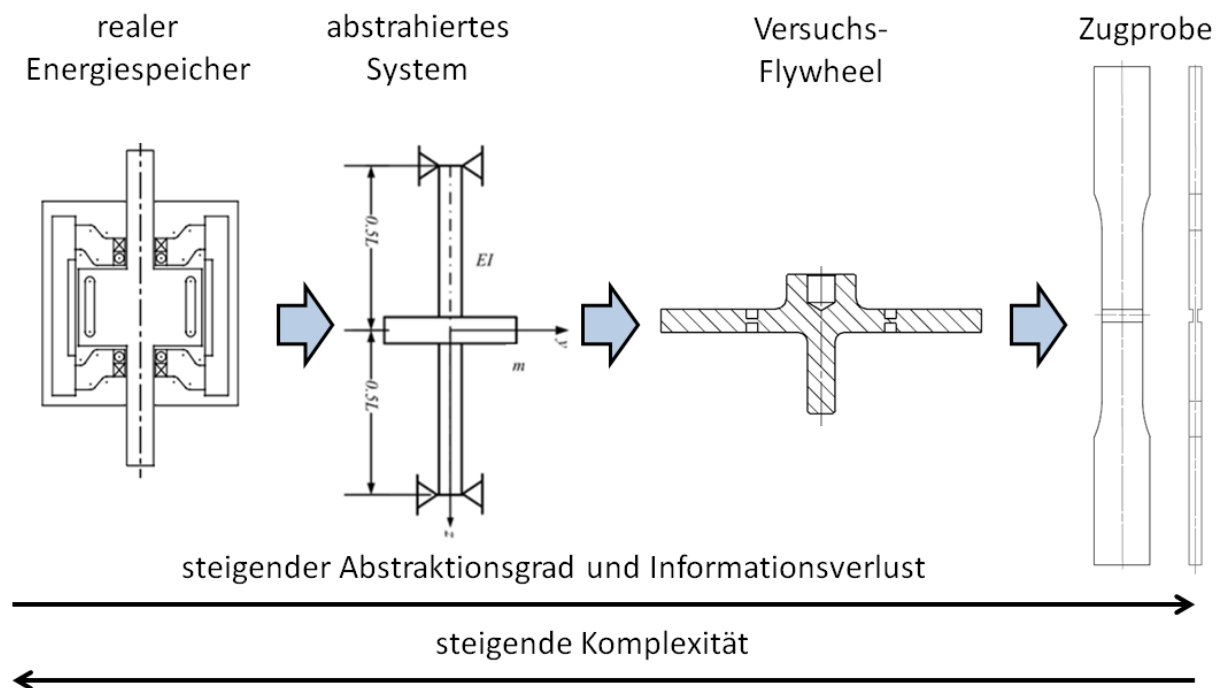


**Abbildung 42: Aufbau eines elektromechanischen Speichersystems (Buchroithner, Andrasec, & Bader, 2012)**

Für eine detaillierte Beschreibung eines solchen Speichersystems sei an dieser Stelle auf das Paper (Buchroithner, Andrasec, & Bader, 2012) verwiesen.

## 6.2. Vorgehensweise

Da es viel zu aufwändig wäre ein reales Flywheel zu untersuchen, muss man gewisse Vereinfachungen treffen. Ausgangspunkt ist ein elektromechanisches Speichersystem, dieses wird solange vereinfacht bis noch immer eine hinreichende Aussagegüte vorhanden ist. Durch isolierte Betrachtung einzelner Einflussgrößen kann eine Aussage über das Gesamtsystemverhalten getroffen werden. Diese Vorgehensweise ist in Abbildung 43 zu sehen.

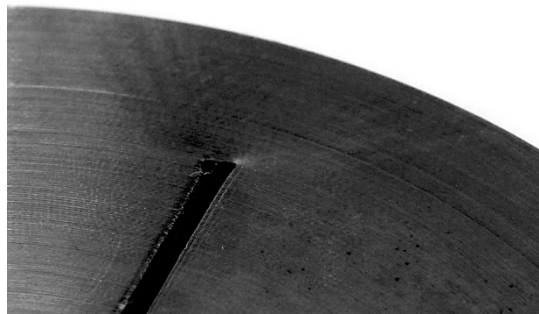


**Abbildung 43: Vorgehensweise der Vereinfachung des Designs**

In Abbildung 43 sieht man wie bei dieser Abstraktion genau vorgegangen wurde. Ebenfalls sieht man ganz rechts in der Abbildung eine Flachzugprobe für einen Zugversuch. Hier ist der Abstraktionsgrad schon so hoch, dass dies eigentlich schon nahezu keinen thematischen Zusammenhang mit dem originalen Flywheel hat. Dieser letzte Abstraktionsschritt wird in Kapitel 6.6 noch näher erläutert.

### 6.3. Analyse des vorhandenen Konzepts

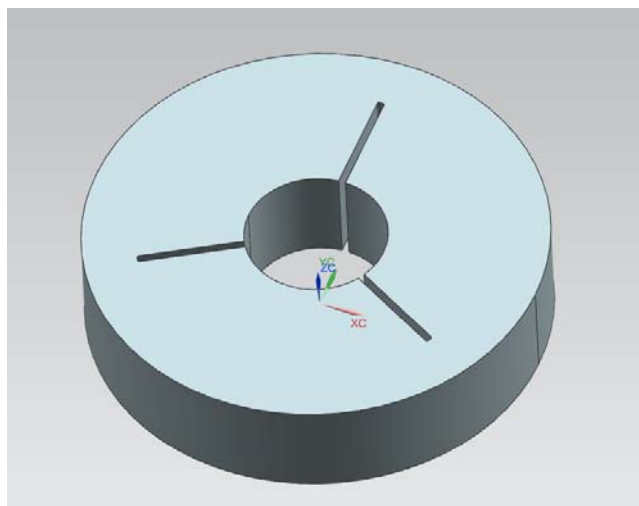
Das vorhandene Konzept des Prüfkörpers ist in Abbildung 45 zu sehen. Hierbei handelt es sich um eine massive Scheibe welche von der Scheibenmitte nach außen radiale Kerben hat. Diese sollen dazu dienen einen Bruch am Ende der Kerbe zu initiieren. Jedoch kam es bei den vorhergehenden Versuchen nicht zum Bruch. Man konnte lediglich nur eine Plastifizierung am äußeren Kerben Ende feststellen. In Abbildung 44 sieht man die Linien der plastischen Verformung.



**Abbildung 44: plastifiziertes Kerb Ende**

Dieses Flywheel wird auf die Antriebswelle montiert und mit einer Hülse axial gesichert. Durch dieses Montagekonzept ergibt sich jedoch ein Nachteil. Wenn die Antriebswelle beschleunigt wird treten Fliehkräfte auf welche mit steigender Drehzahl immer größer werden. Diese führen dazu dass sich die Scheibe in radialer Richtung weitet. Sobald sich diese radiale Weitung einstellt kann die Beschleunigung des Flywheels nicht mehr garantiert werden, da die kraftschlüssige Verbindung zwischen Schwungrad und Antriebswelle (Presssitz) aufgehoben wird. Ebenfalls muss man berücksichtigen, dass bei duktilen Werkstoffen ein Fließen des Versuchs-Flywheels auftreten kann. Dadurch kann sich eine Unwucht einstellen.

Diese Erkenntnisse hat man in die Weiterentwicklung dieses Konzepts aufgenommen.



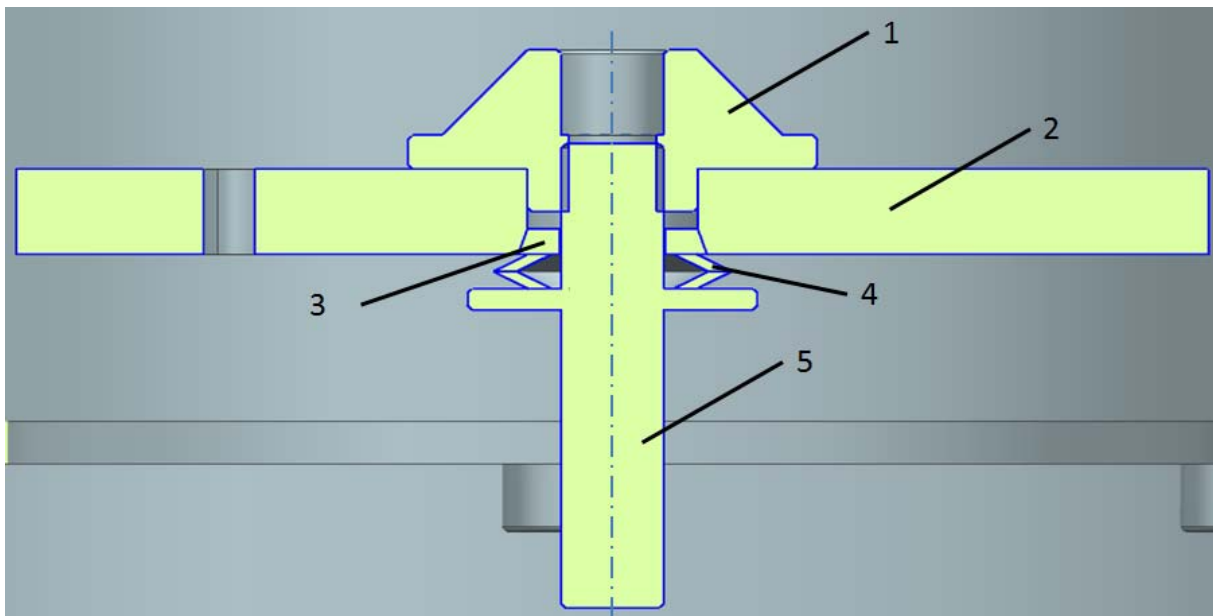
**Abbildung 45: Vorhandenes Konzept des Versuchs-Flywheel**

## 6.4. Konzepte des Versuchs-Flywheel

Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Analyse des vorhandenen Konzepts sind Basis für die Entwicklung eines neuen Konzeptes.

### 6.4.1. 1. Konzepte des Versuchs-Flywheel

Das erste Konzept ist ein Flywheel welches aus mehreren Komponenten besteht, siehe Abbildung 46.



**Abbildung 46: 1. Konzept des Versuchs-Flywheel**

Die einzelnen Komponenten erfüllen jeweils bestimmte Funktionen.

Die Aufnahme für den Spannsatz (in Abbildung 46 Position 1), dient zur Verbindung von der biegeweichen Welle und dem Flywheel. Ebenso zentriert dieses Bauteil die Schwungscheibe bei der Montage.

Das Flywheel (in Abbildung 46 Position 2) ist der Prüfkörper, welcher als Scheibe ausgeführt ist. Die genaue Geometrie des Flywheels wird später noch näher erläutert.

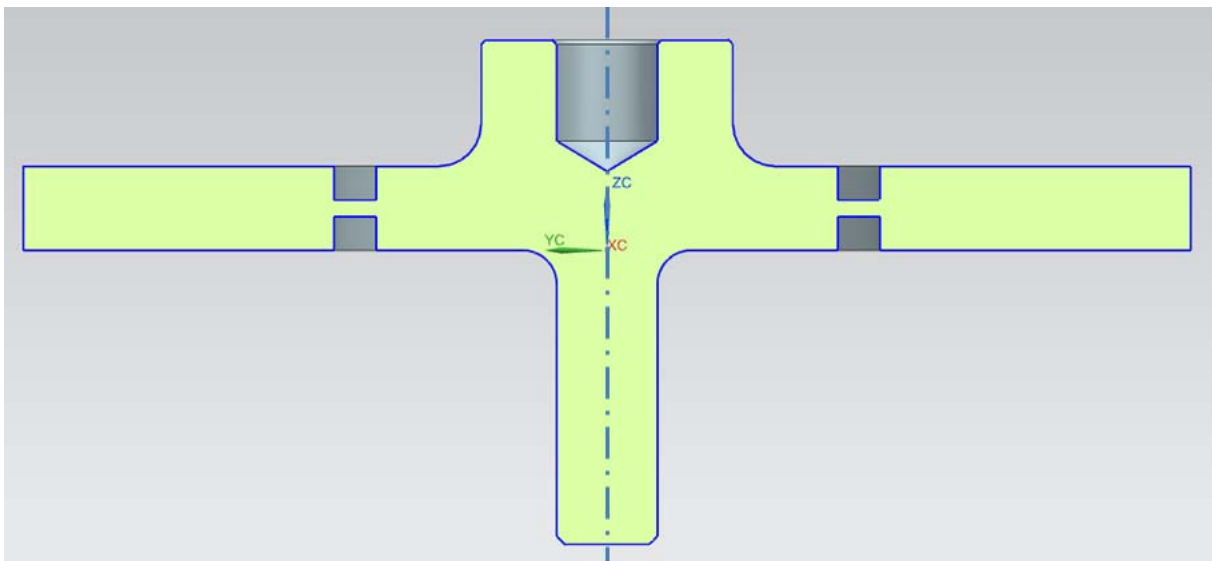
Bei diesem Konzept hat man sich Gedanken über die kraftschlüssige Übertragung des Antriebsdrehmoments gemacht, so dass man die rotatorische Beschleunigung des Prüfkörpers garantieren kann. Würde man anstatt der Tellerfedern (in Abbildung 46 Position 4) einen starren Druckkörper verwenden, hätte man dasselbe Problem wie bei dem ursprünglichen Flywheel-Design. Durch die Verwendung der Tellerfedern wird eine gewisse Vorspannkraft realisiert wodurch der Prüfkörper auch bei höheren Drehzahlen garantiert mit beschleunigt wird. Des Weiteren kann durch die Federn (Position 4) und den Konusring (Position 3) eine Zentrierung des Berst-Flywheels selbst bei Aufweitung durch Fliehkräfte sichergestellt werden.

Dieses Konzept wurde gefertigt und in den Prüfstand eingebaut, jedoch stellte sich schnell heraus, dass diese Differentialbauweise auf Grund der hohen Anforderung der Koaxialität nicht zielführend ist. Durch die Fertigungstoleranzen der einzelnen Bauteile erreicht man im zusammengebauten Zustand die gewünschte Koaxialität nicht.

### 6.4.2. 2. Konzepte des Versuchs-Flywheel

Da das erste Konzept nicht alle Anforderungen erfüllt hat, muss dieses überarbeitet werden. Der neue Ansatz ist, dass man von einer Differentialbauweise zu einer Integralbauweise wechselt. Durch diese Vorgehensweise ergeben sich folgende Vorteile:

- Hohe Koaxialität
- Geringer Montageaufwand
- Hohe Wuchtgüte
- Drehmomenten Übertragung stellt kein Problem dar



**Abbildung 47: 2. Konzept des Versuchs-Flywheel**

In Abbildung 47 sieht man die ausgeführte Version des Versuchs-Flywheel. Mit dieser Ausführung sind alle Anforderungen an den Prüfkörper erfüllt. Somit erreicht man einen Aufbau der für die ersten tatsächlichen Versuche geeignet ist.

Es verbleibt jedoch noch ein weiterer, offener Punkt und zwar die Ausführung der Kerbe um einen definierten Bruch zu initiieren. Dieser Punkt wird im Kapitel 6.5 näher erläutert.

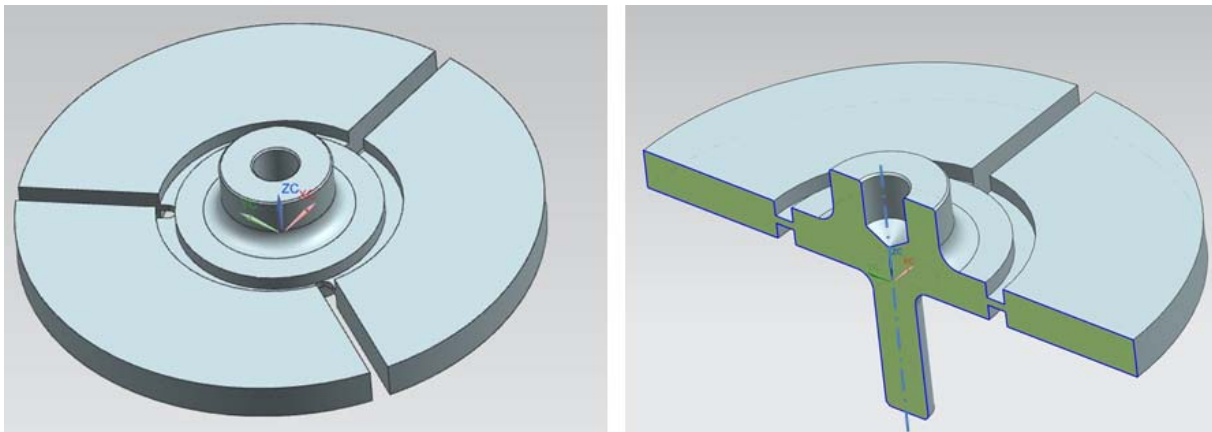
Ein Nachteil dieser Ausführung sei hier noch erwähnt. Da dieser Prüfkörper aus einem ganzen Rohling gefertigt wird ist der Zerspanungsgrad sehr hoch.

## 6.5. Verwendete Konzept des Versuchs-Flywheel

Da das zweite Konzept (Kapitel 6.4.2) des Versuchs-Flywheel zielführend erscheint, wird dies als Grundlage für das endgültige Design verwendet.

Um den Prüfkörper bei einem Versuch gezielt zum Bruch zu bringen, muss eine Kerbe mit einer bestimmten Geometrie vorgesehen werden. Wie man in Abbildung 48 sieht, ist die Kerbe an der Ober – und der Unterseite des Flywheels vorgesehen. Ebenfalls sind Einfräsungen in radialer Richtung an der Schwungscheibe, diese dienen dazu definierte Bruchstücke im Fall des Materialversagens zu erlangen. Somit kann man mit Hilfe der Drehzahl und der Masse des Bruchstückes auf die Energie beim Bruch schließen.

Die genaue Bestimmung der Kerben Geometrie beziehungsweise der Drehzahl bis zum Bruch wird im Kapitel 6.7 näher erläutert.



**Abbildung 48: Endgültiges Design des Versuchs-Flywheel mit Kerbe**

**Tabelle 6: Daten des Versuchs-Flywheels**

Außendurchmesser Scheibe	140 mm
Höhe der Segmente	10 mm
Innendurchmesser Nut	55 mm
Außendurchmesser Nut	65 mm
Werkstoff	CK 45

Der Aufbau des Prüfkörpers ist relativ simpel, die obere Ausnehmung dient zur Aufnahme des Spannsatzes für die Anbindung an die biege weiche Welle. In Tabelle 6 sind die Daten des Versuchs-Flywheels angeführt.

Der mittlere Abschnitt ist das Versuchs-Flywheel, welches mit den Einfräsungen in drei Segmente (Sollbruchteile) eingeteilt ist.

Der untere Wellenstumpf dient für das durchlaufen der ersten Eigenfrequenz als Begrenzung der maximalen Exzentrizität des Flywheels und für den Fall des Bruches als Notlaufzapfen. Dieser greift in das Notlauflager ein, welches sich am unteren Ende des Aufbaus befindet. Im normalbetrieb besteht kein Kontakt zwischen dem Wellenstumpf und dem Lager.

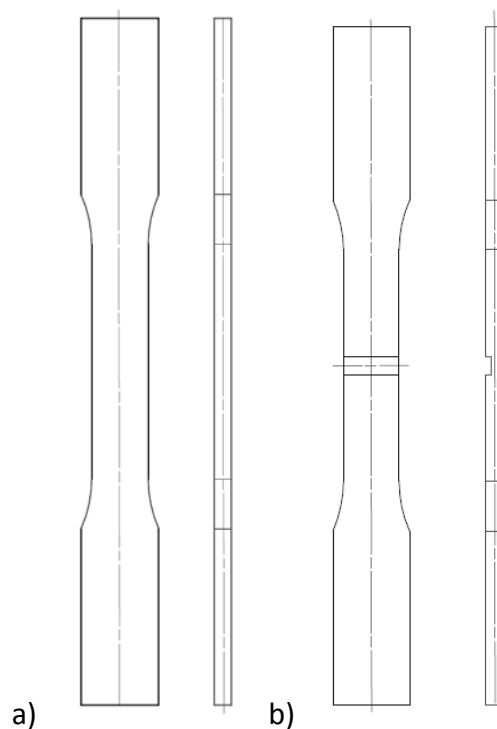
## 6.6. Einfluss der Kerbe auf die Zugfestigkeit

Wie schon in den Grundlagen (Kapitel 3.4) erklärt wird, hat eine Kerbe in einem Bauteil einen großen Einfluss auf dessen Zugfestigkeit. Dabei muss man jedoch berücksichtigen dass es sehr wichtig ist aus welchem Werkstoff dieses Bauteil ist. Da eine Kerbe in einem spröden Werkstoff einen anderen Einfluss hat wie in einem duktilen.

Für die geplante Anwendung wird ein duktiler Werkstoff verwendet. Um den Einfluss der Kerbe auf diesen zu veranschaulichen und damit man die tatsächlichen Zugfestigkeiten für diese Anwendung bekommt, werden Zugversuche mit dem für das Versuchs-Flywheel verwendeten Material durchgeführt.

Auch die Werkstofffestigkeit (also die Zugfestigkeit des ungekerbten Stabes) wird ermittelt, um eben die reale Festigkeit und daraus den Kerbeinfluss zu bestimmen. Verlässt man sich auf Herstellerangaben, wäre die Aussagegüte für den Vergleich der Zugfestigkeit von der gekerbten Probe mit der ungekerbten, sehr fehlerbehaftet

Die Ausführung der Flachzugproben sieht man in Abbildung 49.



**Abbildung 49: Flachzugproben; a) ungekerbt b) gekerbt**

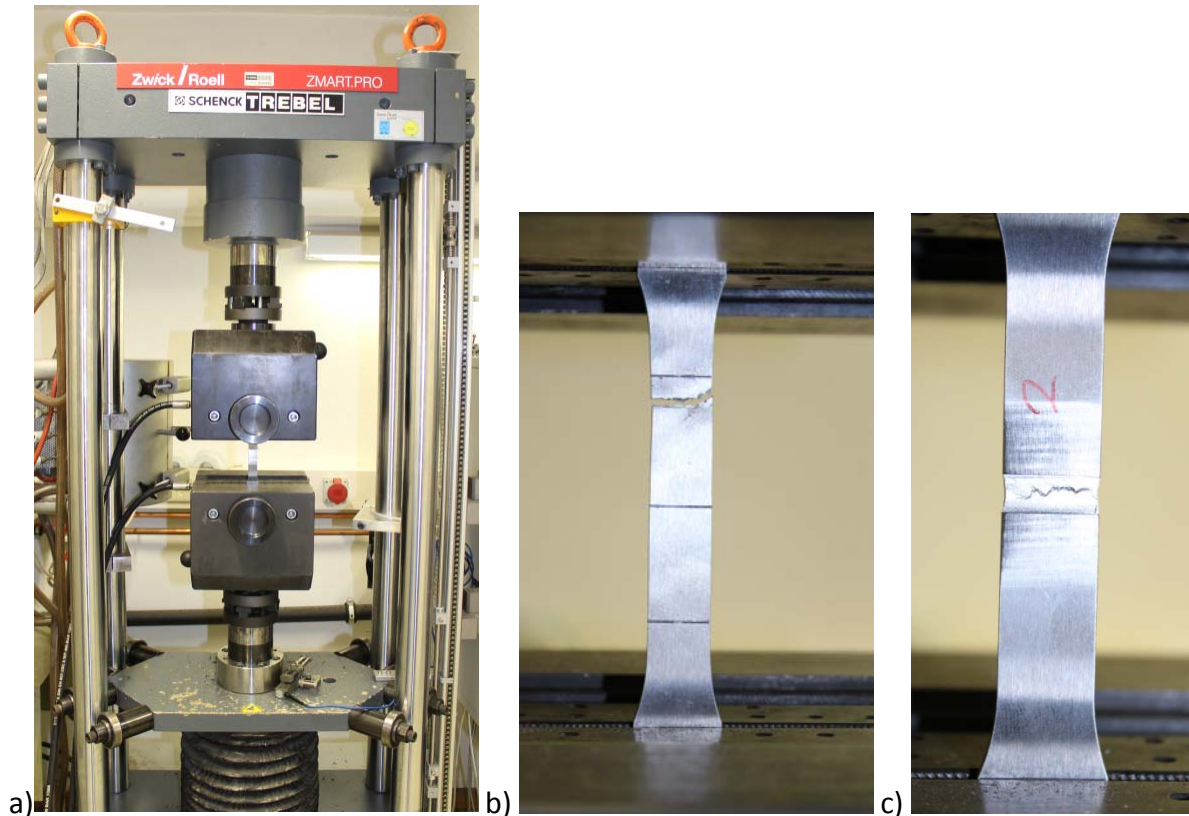
Die genauen Abmessungen der Zugproben findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.7). Die gekerbte Zugprobe hat eine Stegdicke (verbleibende Dicke zwischen den beiden Nuten) von 2 mm und die Nutbreite beträgt 5 mm.

Es werden jeweils drei Zugversuche der gekerbten und der ungekerbten Probe durchgeführt. Aus den durchgeführten Versuchen erhält man die Zugfestigkeit für die beiden Ausführungen der Zugproben.



### 6.6.1. Versuchsdurchführung des Zugversuchs

Die Zugversuche der Flachzugproben wurden am Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik der TU Graz durchgeführt. Die verwendete Versuchsmaschine ist in Abbildung 50 Position a) zu sehen. Position b) und c) zeigen die verschiedenen Probenformen nach dem Zugversuch.



**Abbildung 50: a) Prüfmaschine für den Zugversuch b) Flachzugprobe ohne Kerbe nach dem Zugversuch c) Flachzugprobe mit Kerbe nach dem Zugversuch**

Die Proben werden mit Hilfe der hydraulischen Spannbacken fixiert. Danach beginnt die Prüfmaschine mit einem gleichmäßigen Vorschub die Probe zu belasten. Die verwendete Prüfmaschine ist weggesteuert, das heißt dass die Maschine immer mit einem gewissen Weg pro Zeiteinheit die Backen voneinander weg bewegt. Dieses Verhältnis ist für den gesamten Versuch konstant.

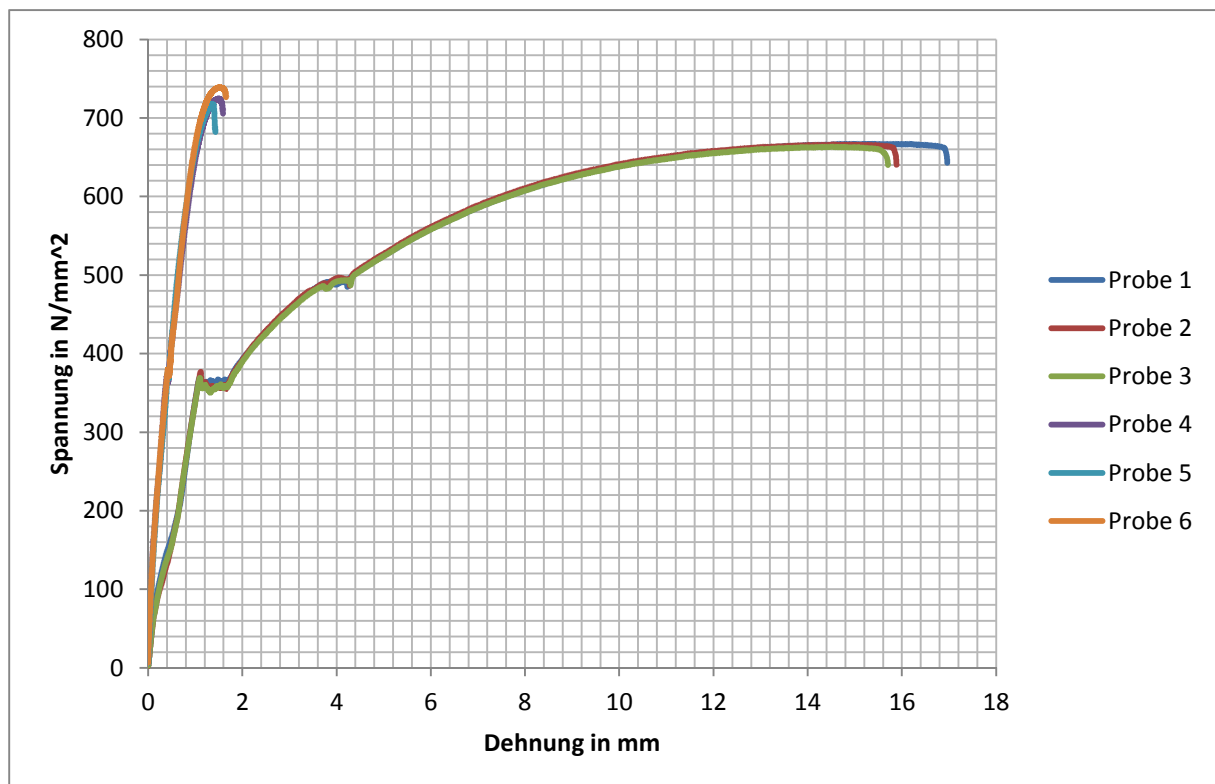
Bei der Versuchsdurchführung werden die relevanten Daten für einen Zugversuch gemessen, diese sind die Kraft, der Traversenweg und die Zeit. Der gemessene Weg ist jedoch der gesamte Weg, das heißt bei den gekerbten Proben ergibt sich somit ein durchschnittlicher E-Modul.

Bei dem verwendeten Werkstoff handelt es sich um einen CK 45 mit weichgeglühten Zustand. Das dazugehörige Datenblatt findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.14).

Mit diesen gemessenen Daten und der Geometrie der Flachzugproben kann man nun die Analyse des Versuches durchführen.

## 6.6.2. Auswertung des Zugversuchs

Nach der Durchführung der Versuche müssen die erhaltenen Daten ausgewertet werden. Als erste Veranschaulichung dient ein Diagramm in dem alle sechs Zugversuche eingetragen sind, siehe Abbildung 51. Man sieht auf der Ordinate die Spannung in  $[N/mm^2]$  und auf der Abszisse die Längenänderung der gesamten Zugprobe.



**Abbildung 51: Gesamtübersicht der durchgeführten Zugversuche (Spannungs-Dehnungs Diagramm)**

Wie man in Abbildung 51 sieht haben die drei ungekerbten Zugproben einen sehr ähnlichen Verlauf. Dieser Verlauf ist typisch für einen duktilen Werkstoff, da er eine ausgeprägte Streckgrenze aufweist (bei zirka  $360 N/mm^2$ ) und eine große Bruchdehnung aufweist.

Die drei gekerbten Proben haben ebenfalls einen fast identischen Verlauf im Spannungs-Dehnungs-Diagramm.

Jedoch ist der Unterschied zwischen den gekerbten und den ungekerbten eklatant, obwohl beide Probenformen aus demselben Werkstoff gefertigt wurden.

Die Proben eins bis drei sind ungekerbt und vier bis sechs sind gekerbt. Aus dem Diagramm kann man nun die jeweiligen Zugfestigkeiten ablesen. Diese sind in Tabelle 7 zusammengefasst.

**Tabelle 7: Zusammengefasste Zugfestigkeiten**

Proben Nummer	Probenform	Zugfestigkeit[N/mm <sup>2</sup> ]
1	ungekerbt	667
2	ungekerbt	666
3	ungekerbt	663
4	gekerbt	724
5	gekerbt	717
6	gekerbt	739

Die in Tabelle 7 zusammengefassten Zugfestigkeiten sind jene welche direkt aus dem Diagramm abgelesen werden können. Diese sind jedoch immer auf den Ausgangs-Querschnitt der Zugprobe bezogen.

Um die tatsächliche Zugfestigkeit der einzelnen Zugproben zu bestimmen, muss man die zum Bruch führende Kraft durch die Bruchfläche (welche bei duktilen Werkstoffen kleiner ist als die Ausgangsfläche) dividieren. Hierfür muss man die Zugproben nach dem Versuch genau vermessen. Mit den erhaltenen Daten kann man nun eine Gegenüberstellung der Zugfestigkeit aus dem Diagramm und der tatsächlich (auf den Querschnitt nach dem Bruch bezogen) errechneten Zugfestigkeit erstellen, siehe Tabelle 8.

**Tabelle 8: Gegenüberstellung Zugfestigkeit aus Diagramm und tatsächliche Zugfestigkeit**

Proben Nummer	Probenform	Zugfestigkeit N/mm <sup>2</sup>	Ausgangsbreite mm	Ausgangsdicke mm	Bruchbreite mm	Bruchdicke mm	Zugfestigkeit N/mm <sup>2</sup>
1	ungekerbt	667	16,50	4,95	14,95	4,50	809,60
2	ungekerbt	666	16,50	4,95	15,05	4,50	803,20
3	ungekerbt	663	16,50	4,95	15,00	4,50	802,60
4	gekerbt	724	16,45	1,96	15,50	1,55	972,20
5	gekerbt	717	16,40	1,95	15,40	1,55	961,20
6	gekerbt	739	16,50	1,88	15,30	1,45	1033,00

Wie man aus der oben abgebildeten Tabelle gut erkennen kann ist die tatsächliche Zugfestigkeit um einiges höher als jene die man aus dem Diagramm erhalten hat.

Mit diesen gewonnen Erkenntnissen kann man nun das Versuchs-Flywheel so gestalten, dass es mit einer gewissen Geometrie bei einer bestimmten Drehzahl zu Bruch kommt.

Die Prüfprotokolle und weitere Fotos findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.8 und 13.9).

## 6.7. Rechnerische Auslegung der Berstdrehzahl

Damit die auftretenden Spannungen in einem Bauteil bestimmen werden können, muss die vorhandene Kräftesituation berücksichtigt werden. Bei rotierenden Bauteilen muss neben den äußeren einwirkenden Kräften auch die Fliehkraft berücksichtigt werden. Für das Versuchs-Flywheel sind jedoch nur die Fliehkräfte von Bedeutung, da keine äußeren Kräfte auf dieses wirken.

Die allgemeine Form für die Fliehkraft für rotierende Scheiben lautet:

$$F_{\omega} = \int_{r_1}^R dm * \omega^2 * r \quad \text{Formel 8}$$

$F_{\omega}$  Fliehkraft [N]

$dm$  infinitesimal kleines Massenelement [kg]

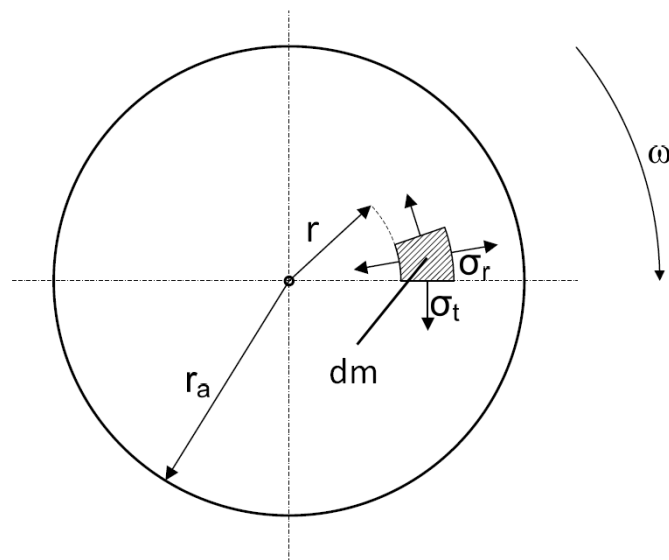
$\omega$  Winkelgeschwindigkeit [1/s]

$r$  laufende Variable [m]

$r_1$  Innere Radius der Scheibe [m]

$R$  Außendurchmesser der Scheibe [m]

(Grote & Feldhusen, 2007, S. C42)

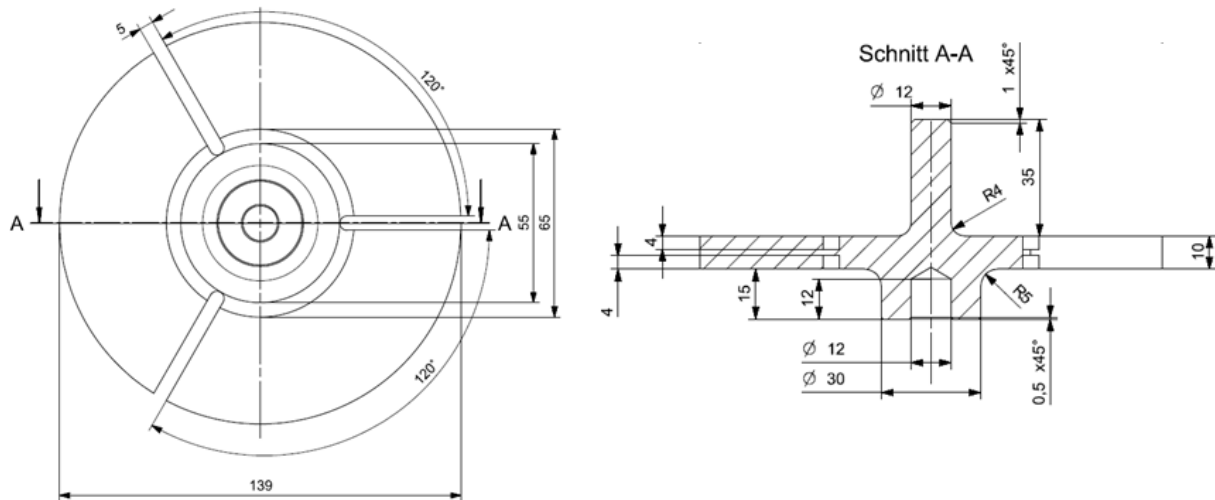


**Abbildung 52: Rotierende Vollscheibe mit Volumenelement (Grote & Feldhusen, 2007, S. C38)**

In Abbildung 52 ist eine rotierende Vollscheibe zu sehen. Durch die auftretende Fliehkraft kann nun die radiale Spannung in der Scheibe bestimmt werden.

Bei der Auslegung für das Versuchs-Flywheel muss nur die Fliehkraft berücksichtigt werden, da keine äußeren einwirkenden Kräfte auftreten.

Für die rechnerische Bestimmung der Spannungen muss man die genauen Geometriedaten der Schwungscheibe verwenden.



**Abbildung 53: Geometriedaten des Versuchs-Flywheel**

Mit den in Abbildung 53 angeführten Abmessungen kann nun eine rechnerische Auslegung durchgeführt werden.

Das Versuchs-Flywheel besteht aus einer Scheibe welche in drei symmetrische Segmente geteilt ist und an der Ober – und Unterseite eine konzentrische Nut hat. Mit diesen Daten kann die Fliehkraftformel angepasst werden. Die allgemeine Form der Fliehkraft (Formel 8) wird passen zu der definierten Geometrie des Versuchs-Flywheels erweitert, siehe Formel 9.

$$F_{\omega} = \int_{r_1}^R \omega^2 * r^2 * s * \rho * \hat{\alpha} * dr$$

**Formel 9**

$F_{\omega}$  Fliehkraft [N]

$s$  Stärke des Segment [m]

$\rho$  Dichte des Flywheels [kg/m<sup>3</sup>]

$\hat{\alpha}$  Öffnungswinkel des Segments im Bogenmaß [rad]

$dr$  infinitesimal kleines Linienelement [kg]

$\omega$  Winkelgeschwindigkeit [1/s]

$r$  laufende Variable [m]

$r_1$  Innere Radius der Scheibe [m]

$R$  Außendurchmesser der Scheibe [m]

Berechnet man nun die Fliehkraft für ein Segment und bezieht diese auf die verbleibende Fläche an der Nut, so erhält man die dort wirkende Spannung.

$$\sigma = \frac{F_{\omega}}{A} \quad \text{Formel 10}$$

$\sigma$  Spannung erzeugt durch die Fliehkraft [N/mm<sup>2</sup>]

$F_{\omega}$  Fliehkraft [N]

$A$  Verbleibende Fläche an der Nut [mm<sup>2</sup>]

Wenn man nun Formel 9 in Formel 10 einsetzt kann man eine weitere entscheidende Erkenntnis gewinnen:

$$\sigma = \frac{1}{A} * \int_{r_1}^R \omega^2 * r^2 * s * \rho * \hat{\alpha} * dr \quad \text{Formel 11}$$

Wenn man nun für die Spannung die Zugfestigkeit eingibt und diese durch die Dichte des verwendeten Werkstoffes dividiert, erhält man das Verhältnis der maximalen spezifischen Energiedichte, siehe Formel 12.

$$\frac{\sigma_m}{\rho} = \frac{E_{max}}{m} = \frac{1}{A} * \int_{r_1}^R \omega^2 * r^2 * s * \hat{\alpha} * dr \quad \text{Formel 12}$$

Somit sieht man dass ein hochfester Werkstoff mit geringer Dichte am besten für eine Flywheel-Anwendung geeignet ist. Dies wurde auch schon im Kapitel 2.1 erwähnt.

Für die Auslegung des Versuchs-Flywheel gibt es einige veränderbare Parameter. Diese sind in Tabelle 9 aufgelistet und ein sinnvoller Wertebereich wurde dazu angegeben.

**Tabelle 9: Veränderbare Parameter**

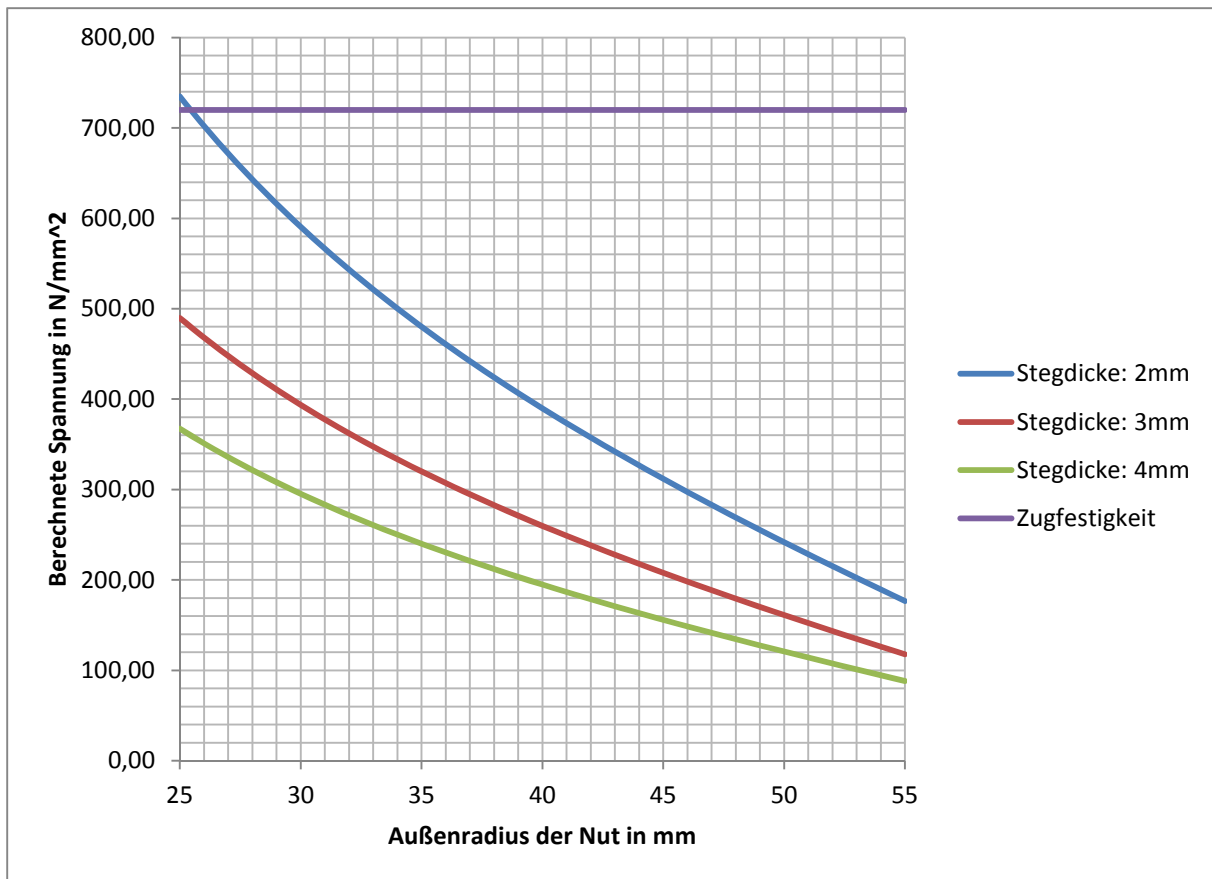
Parameter	Wertebereich	Einheit
Drehzahl	10000 – 30000	1/min
Stegdicke	1 – 5	mm
Außenradius der Nut	20 – 50	mm
Dicke der Segmente	5 – 25	mm
Segmentteilung	40 – 120	°

Für die Auslegung des Versuchs-Flywheel können diese Geometriedaten variiert werden und in einem Diagramm verglichen werden. Für eine erste Abschätzung der Abmessungen wurden gewisse Parameter fixiert. Die fixierten Parameter sieht man in Tabelle 10.

**Tabelle 10: Fixierte Auslegungsgrößen des Flywheels**

Versuchsdrehzahl	20000	1/min
Außenradius	69,5	mm
Segmentteilung	120	°
Dichte	7850	kg/m <sup>3</sup>

Mit den fixierten Parametern und den variablen kann man nun eine graphische Veranschaulichung erstellen, welche die Auswirkung der Veränderung der variablen Parameter gut darstellt, siehe Abbildung 54. Die für diese Abbildung verwendete Spannung wurde mit Formel 10 errechnet.



**Abbildung 54: Einfluss der Geometrie des Versuchs-Flywheel auf die Spannung**

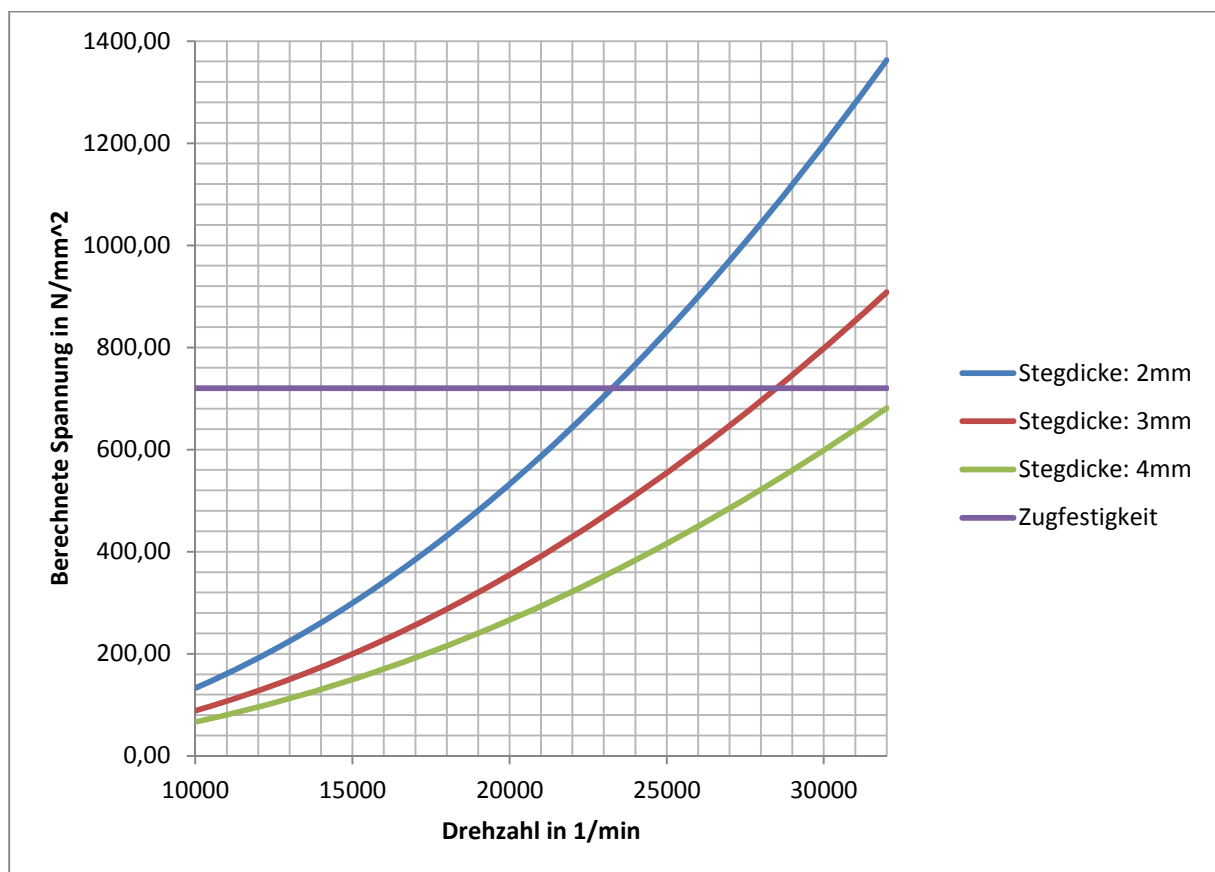
In der obigen Abbildung sind drei verschiedene Linien zu sehen. Jede dieser Linien beschreibt die Änderung der Spannung am Kerbgrund wenn der äußeren Durchmesser der Nut geändert wird. Außerdem hat jede dieser Linien eine bestimmte Stegdicke (die verbleibende Dicke zwischen der oberen und der unteren Nut).

Mit diesen Werten kann man nun die gewünschte Kombination auswählen, indem man einfach die Zugfestigkeit für den gewünschten Werkstoff in das Diagramm als horizontale Linie einträgt. Alle Datenpunkte, welche sich oberhalb dieser Linie befinden entsprechen den gestellten Anforderungen. In das Diagramm wurde die ermittelte Zugfestigkeit eingetragen. Es ist ersichtlich dass bei 20000 1/min ein Außenradius der Nut von 25 mm nur zum Bruch führen würde.

Es sei noch erwähnt, dass das obige Diagramm für eine bestimmte Betriebsdrehzahl (20000 1/min) ermittelt wurde. Ist es von Interesse eine andere Betriebsdrehzahl zu definieren, muss auch das Diagramm neu bestimmt werden.



Zur endgültigen Definition des Versuchs-Flywheel benötigt man die Werkstoffkenndaten des verwendeten Materials. Hierbei muss jedoch die Kerbe an dem Prüfkörper berücksichtigt werden, da man durch diese einen mehrachsigen Spannungszustand am Kerbgrund erhält. Das gefertigte Flywheel besitzt eine Nut, welche eine radiale Position von 32,5 mm hat. Damit man den Einfluss der Drehzahl auf die Spannung veranschaulichen kann wird eine bestimmte Geometrie als neue Auslegungsgröße des Flywheels definiert (Außenradius der Nut: 32,5mm). Die variablen Parameter sind nun die Stegdicke (verbleibende Dicke zwischen der oberen und der unteren Nut) und die Drehzahl, siehe Abbildung 55.



**Abbildung 55: Einfluss der Drehzahl auf die berechnete Spannung**

Mit diesem Diagramm kann man nun die zu erwartende Berstdrehzahl abschätzen indem man eine horizontale Linie bei der Spannung einträgt, welche der Zugfestigkeit entspricht, und mit der Linie der gewählten Stegdicke schneidet. Der Schnittpunkt dieser beiden Linien gibt Auskunft über die berechnete Berstdrehzahl.

In das obige Diagramm wurde die ermittelte Zugfestigkeit von 720 N/mm<sup>2</sup> eingetragen. Es ergeben sich zwei Schnittpunkte für den vorgegebenen Drehzahlbereich bis 32000 1/min. Einmal für das Versuchs-Flywheel mit 2 mm Stegdicke und einmal für 3 mm.

## **7. Inbetriebnahme des Prüfstandes und Interpretation der Ergebnisse**

In diesem Kapitel werden die Inbetriebnahme des Prüfstandes sowie die durch die Analyse der Messdaten erhaltenen Ergebnisse näher erläutert.

### **7.1. Beschreibung der Versuchsdurchführung**

In den vorhergehenden Kapiteln wurde die Entwicklung des Prüfstandes beziehungsweise die Auslegung des Versuchs-Flywheel schon ausführlich beschrieben. Nach dem Fertigen beziehungsweise Ankauf der Komponenten und dem Aufbau des Prüfstandes, der Anbringung und Kalibrierung der Messtechnik ist der Prüfstand einsatzbereit.

Um den Prüfstand funktionsgerecht in Betrieb zu nehmen müssen ein paar wichtige Punkte berücksichtigt werden. Als erstes muss die Antriebseinheit (Elektronmotor) auf Betriebstemperatur gebracht werden. Dies erfolgt durch eine programmierte Drehzahlsteigerung bis hin zur Nenndrehzahl. Dieser Vorgang dauert zirka 10 min und muss ohne angekoppelt Lasten durchgeführt werden. Danach kann die Antriebseinheit angekoppelt werden.

Der nächste Schritt ist das Nullen der Messgeräte, außer dem Drehzahlsensor, Drucksensor und der Temperatursensoren, da diese einen absoluten Messwert ausgeben.

Nach der Durchführung dieser Punkte ist der Prüfstand betriebsbereit.

## 7.2. Durchführung der Versuche und Analyse der Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die durchgeführten Versuche beschrieben und ausgewertet. Das Ziel der Versuche ist, die in den vorherigen Kapiteln erarbeiteten Erkenntnisse, zu bestätigen und eine qualitative Aussage über die Festigkeit der zu testenden Berschutzringe zu erhalten.

### 7.2.1. 1. Berstversuch beziehungsweise Erstinbetriebnahme

Bei der ersten Inbetriebnahme wurde der Prüfstand mit dem Versuchs-Flywheel (Integralbauweise) aufgebaut, das verwendete Schwungrad hatte einen Stegdicke von 3 mm. Die gesamte Messtechnik wird verwendet.

Ziel des ersten Versuchs ist den Prüfstand so lange zu beschleunigen bis das Versuchs-Flywheel zu Bruch kommt. Dies sollte nach ersten rechnerischen Abschätzungen zirka bei 28500 1/min passieren. Hierbei ist man von einer Zugfestigkeit von 720 N/mm<sup>2</sup> ausgegangen. Der Versuch wird im Vakuum durchgeführt.

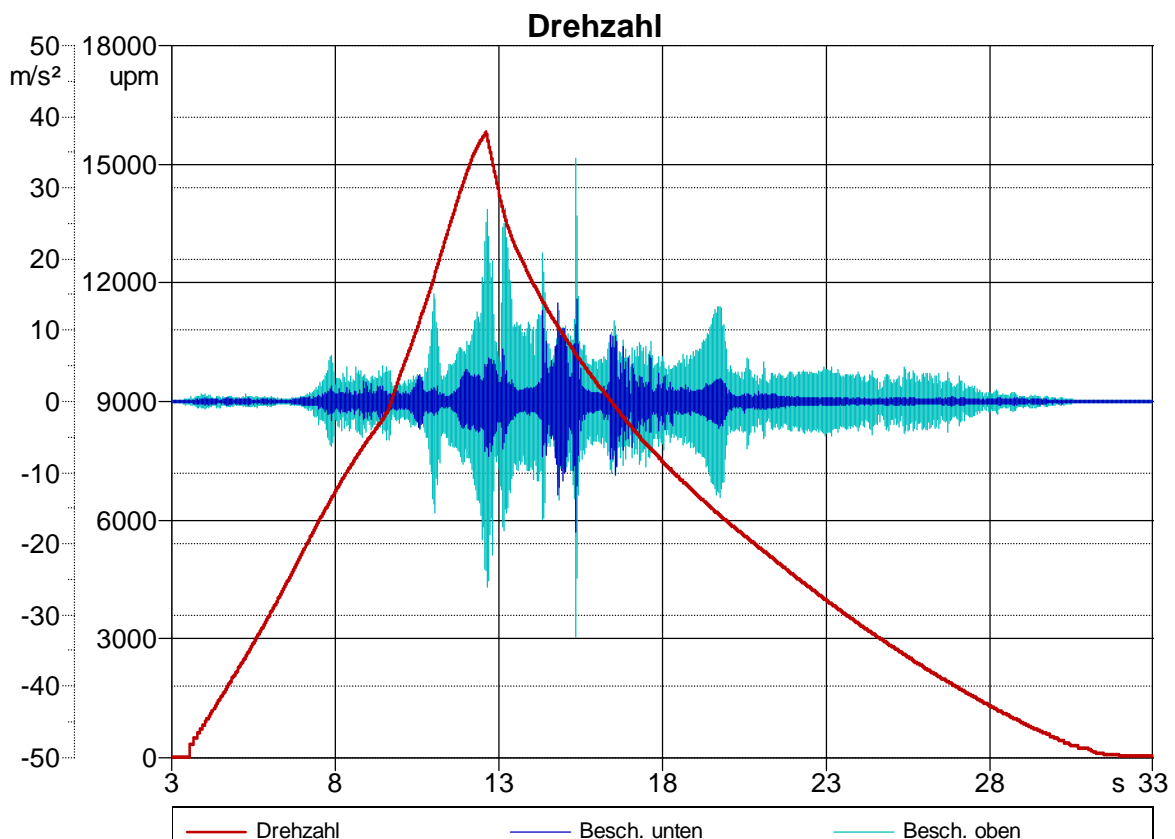


Abbildung 56: Drehzahl – und Beschleunigungsverlauf der ersten Inbetriebnahme

In Abbildung 56 sieht man den Drehzahlverlauf des ersten Versuches. Hier ist gut ersichtlich dass die Drehzahl bei zirka 15900 1/min den maximalen Wert hat und danach wieder auf null absinkt. Dieser Verlauf ist entstanden, da bei dieser Drehzahl der obere Beschleunigungs-Sensor, welcher die Beschleunigungen der Lagerstelle misst, eine Beschleunigung gemessen hat, welche höher war als der definierte Grenzwert.

Bei überschreiten dieses Grenzwertes wird der aktuelle Versuch unterbrochen. Dieser Grenzwert war bei dem ersten Versuch mit  $25 \text{ m/s}^2$  definiert. Da der Grenzwert für eine Dauerbetrieb bei  $15 \text{ m/s}^2$  liegt, laut DIN ISO 1940-1,, wurde für den Versuch der Grenzwert für kurzzeitige Beschleunigungen mit  $25 \text{ m/s}^2$  angenommen. In Abbildung 56 ist sehr gut ersichtlich, dass bei zirka 12 Sekunden und 15900 1/min dieser Grenzwert überschritten wird.

Wenn man sich den Zusammenhang zwischen Drehzahl und Beschleunigung näher anschaut, sieht man dass die Beschleunigung bis zirka 11500 1/min unter  $4 \text{ m/s}^2$  bleibt. Dieser Wert ist laut DIN ISO 1940-1 als lafruhig bezeichnet. Bleibt der Beschleunigungswert unter  $2 \text{ m/s}^2$  wird der Betrieb als sehr lafruhig bezeichnet.

Somit ist der Versuchs-Aufbau bis zu dieser Drehzahl sehr gut für die Versuche geeignet. Jedoch ist ab zirka 12000 1/min der obere Beschleunigungswert größer als  $4 \text{ m/s}^2$ . Dieser Grenzwert für den Dauerbetrieb wird bei zirka 15000 1/min überschritten.

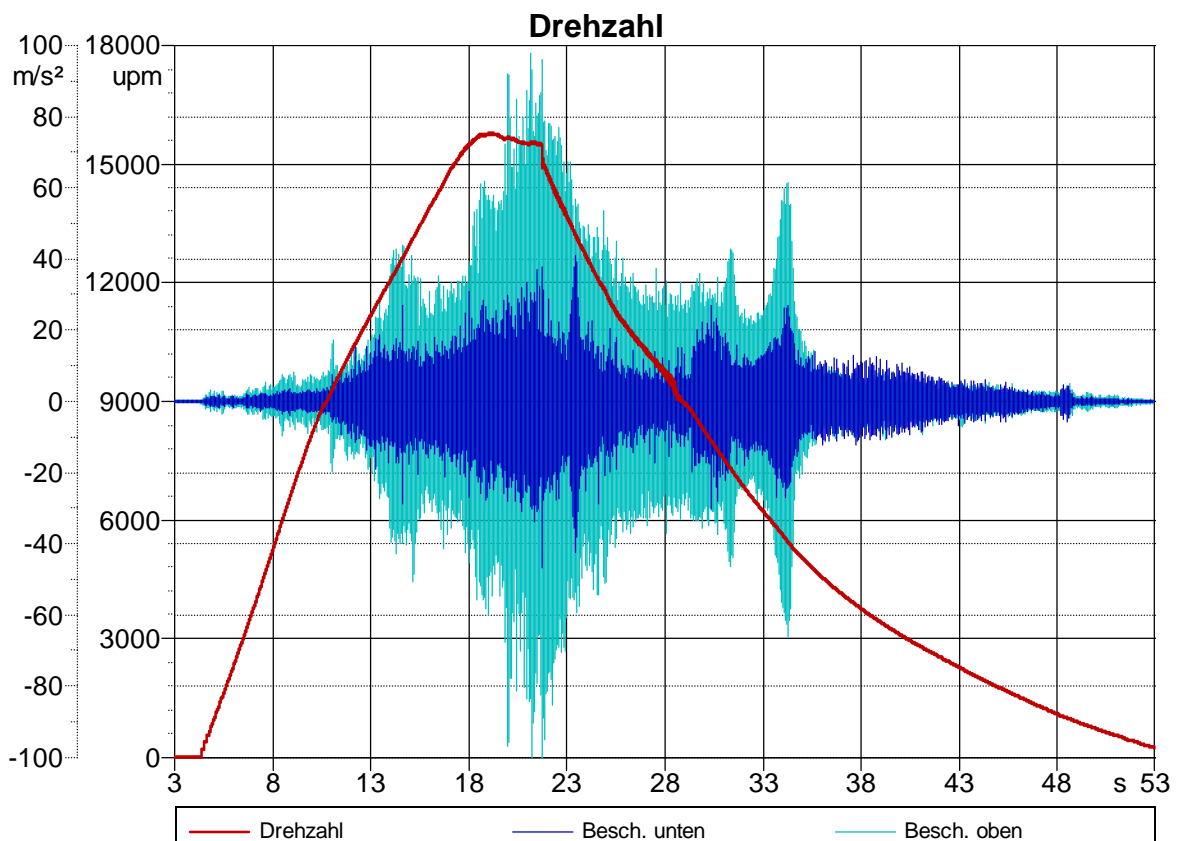
Diese Überschreitung kann mehrere Gründe haben, als wahrscheinlichster Grund ist die Erreichung einer Eigenfrequenz anzunehmen.

Um diese Vermutung zu bestätigen, wurde ein weiterer Versuch durchgeführt.

## 7.2.2. 2. Berstversuch

Bei der zweiten Versuchsdurchführung wird genauso wie bei der ersten vorgegangen, nur dass man die Grenzwerte der Beschleunigung für den oberen und unteren Beschleunigungs-Sensor auf  $50 \text{ m/s}^2$  erhöht. Dies ist zulässig, da ein Versuch nur zirka 30 Sekunden dauert und somit solch hohe Beschleunigungen nur kurzzeitig auftreten. Würde man solche Beschleunigungen im Dauerbetrieb vorfinden, kann es zu Schädigungen der Prüfstands Komponenten kommen, wie zum Beispiel des Spalttopfes. Somit sollte die gewünschte Drehzahl von  $20000 \text{ 1/min}$  erreicht werden und das Versuchs-Flywheel zu Bruch kommen.

Der Versuch wurde wieder im Vakuum durchgeführt, jedoch wurde nun ein Versuchs-Flywheel mit einer Stegdicke von  $2 \text{ mm}$  verwendet. Dies hat den Grund, dass die Berstdrehzahl früher erreicht werden kann. Dieser Versuch lieferte folgende Ergebnisse.



**Abbildung 57: Drehzahl – und Beschleunigungsverlauf des zweiten Versuchs**

In Abbildung 57 sieht man den Zusammenhang zwischen Drehzahl und Beschleunigung des zweiten Versuches. Es ist ersichtlich dass trotz der erhöhten Grenzwerte für die Beschleunigung die gewünschte Drehzahl von  $23200 \text{ 1/min}$  nicht erreicht wird. Die Drehzahl erreicht, wie bei der ersten Inbetriebnahme, einen maximalen Wert von  $15900 \text{ 1/min}$ .

Man sieht ebenfalls dass bei dieser Drehzahl die Beschleunigung an dem oberen Beschleunigungs-Sensor einen sehr hohen Wert von  $60 \text{ m/s}^2$  erreicht. Auch der untere Beschleunigungs-Sensor misst Werte bis zu  $30 \text{ m/s}^2$ .

Somit kann man feststellen, dass Beschleunigungen auftreten welche zu hoch für einen laufruhigen Betrieb sind. Hiermit bestätigt sich die Vermutung dass bei dieser Drehzahl eine Eigenfrequenz erreicht wird.

Die auftretende Eigenfrequenz wird von dem Außenrotor der Magnetkupplung hervorgerufen. Diese Eigenfrequenz kann mit dem verwendeten Antrieb nicht überschritten werden, da dieser eine zu geringe Leistung aufbringt.

Bei Erreichen der Eigenfrequenz wird die gesamte Antriebsleistung in Schwingungsenergie umgewandelt und die Drehzahl bleibt verharret bei  $15900 \text{ 1/min}$ .

Der Versuch wurde abgebrochen, da die Drehzahl nicht mehr gesteigert werden konnte. Im Bereich der Eigenfrequenz hat der Außenrotor der Magnetkupplung eine Rotationsachse welche sich von der ursprünglichen unterscheidet. Diese Exzentrizität führt dazu, dass ein Kontakt zwischen dem Spalttopf und dem Außenrotor entsteht. Durch diesen Kontakt wurde der Spalttopf beschädigt und beim Auslaufen des Prüfstandes ging dieser zu Bruch.

Um einen Bruch des Versuchs-Flywheels zu erreichen wurde ein erneuter Versuch durchgeführt (siehe Kapitel 7.2.3).

Das Datenblatt der Magnetkupplung und der Vakuumpumpe findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.12 und 13.13).



**Abbildung 58: Schadensbild des Spalttopfes**

Weitere Fotos des gebrochenen Spalttopfes findet man ebenfalls im Anhang (Kapitel 13.17).

### 7.2.3. 3. Berstversuch

Diese Versuchsdurchführung unterscheidet sich zu den vorherigen indem, dass dieser ohne Magnetkupplung und ohne Evakuierung der Berstkammer durchgeführt wurde.

Die Magnetkupplung ist in der aktuellen Ausführung für die Berstversuche nicht zielführend.

Anstatt der Magnetkupplung wurde ein biegeweiches Adapterstück verwendet welches man in Abbildung 59 sieht. Durch die Verwendung dieses Adapterstücks sollte die Eigenfrequenz bei 15900 1/min kein Problem mehr darstellen, da diese von dem Außenrotor der Magnetkupplung erzeugt wurde.



**Abbildung 59: Biegeweiches Adapterstück**

Dieses Adapterstück wird mit der Antriebswelle verschraubt und mit Hilfe einer Mutter gekontert. Die Antriebseinheit (Elektromotor) wird mit einer Spannzange an das Adapterstück gekuppelt.

### 7.2.3.1. Eigenfrequenzuntersuchung des Aufbaus

Vor einem Versuch mit einem Versuchs-Flywheel wurde der Aufbau (Elektromotor, Adapterstück und Antriebswelle) untersucht hinsichtlich Eigenfrequenzen. Dafür wurde der Aufbau solange beschleunigt bis die Antriebseinheit keine Drehzahlsteigerung mehr verwirklichen konnte.

In Abbildung 60 sieht man den Drehzahlverlauf für diesen Versuch.

Bei diesem Verlauf ist ersichtlich, dass der Aufbau bei zirka 33475 1/min eine Eigenfrequenz hat. Dies erkennt man daran, da die Drehzahl nicht mehr gesteigert werden kann und die auftretenden Beschleunigungen mit zirka 45 m/s<sup>2</sup> hoch sind.

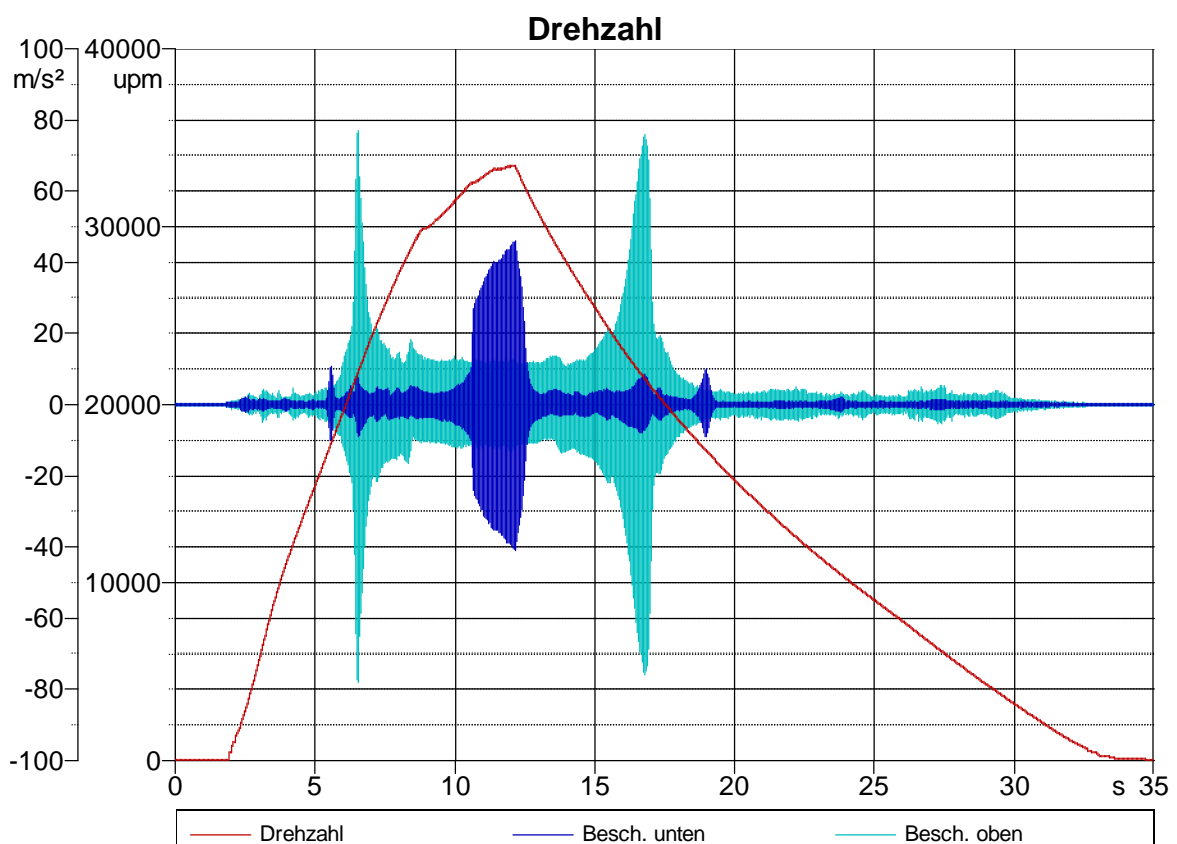


Abbildung 60: Drehzahlverlauf bei Resonanzuntersuchung des Aufbaus

Deshalb sollten während der Berstversuche Maximaldrehzahlen kleiner 33000 1/min gewählt werden.



### 7.2.3.2. Versuchsdurchführung des 3. Berstversuchs

Nach der Eigenfrequenzuntersuchung des Drehzahlsignals wurde ein Versuch mit einem Versuchs-Flywheel durchgeführt.

Das verwendete Versuchs-Flywheel ist mit einer Stegdicke von 2 mm ausgeführt. Die rechnerisch ermittelte Berstdrehzahl liegt für dieses Design bei zirka 23200 1/min.

Der Versuch wurde erfolgreich durchgeführt, das heißt das Versuchs-Flywheel kam zum Bruch. Jedoch ergab sich ein Problem, das Drehzahlsignal konnte nur bis zirka 6000 1/min erfasst werden. Somit konnte die genaue Berstdrehzahl nicht ermittelt werden.

In Abbildung 61 sieht man den Beschleunigungsverlauf dieses Versuchs. Hier kann man gut sehen, dass der Bruch bei zirka 9,2 Sekunden eintrat. Da hier die Beschleunigungen einen Peak hat.

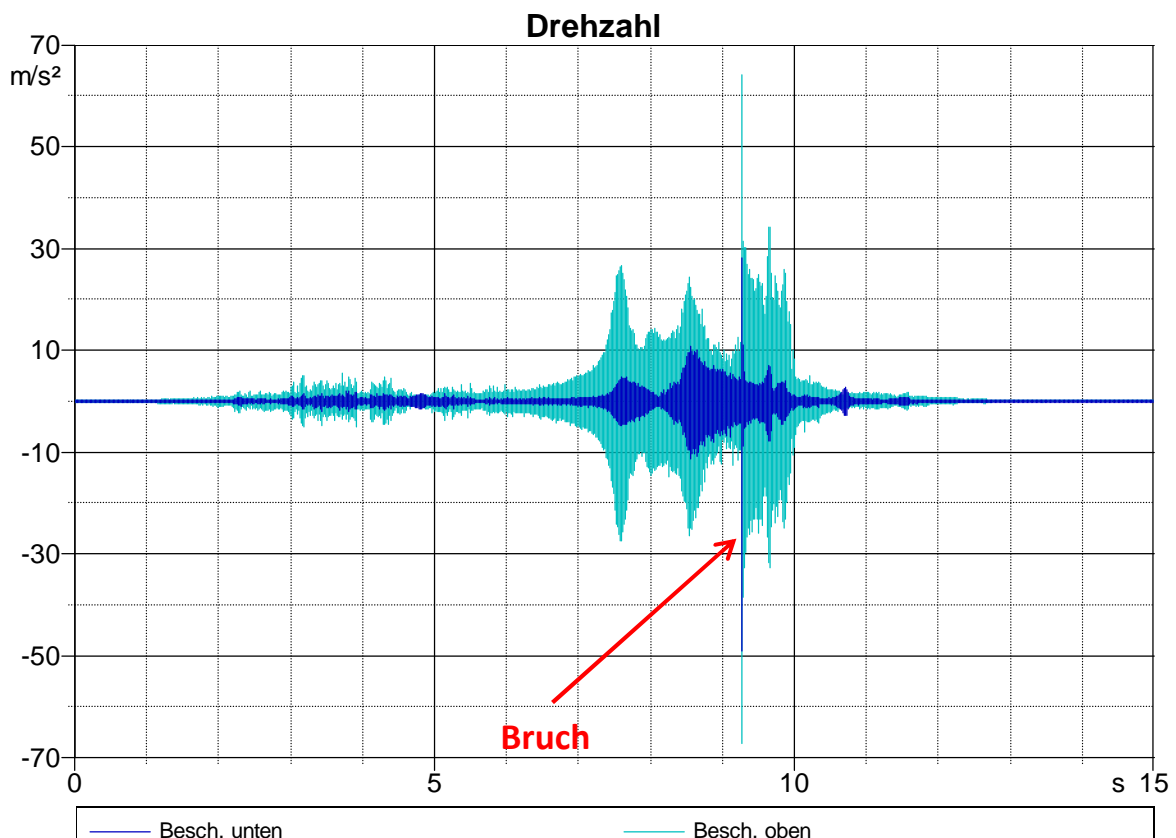
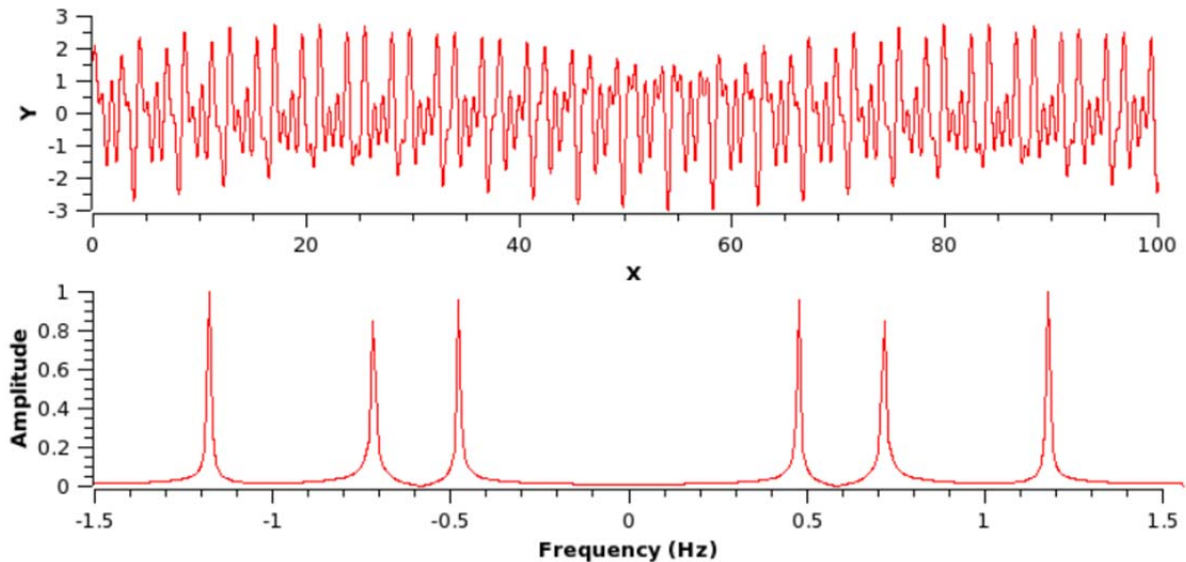


Abbildung 61: Beschleunigungsverlauf des 3. Berstversuchs

Um trotz des Ausfalls des Drehzahlsignals eine Aussage über die Berstdrehzahl treffen zu können wurden eine FFT-Analyse (Fast Fourier Transformation) durchgeführt.

Diese FFT-Analyse wurde mittels MATLAB durchgeführt. Untersucht wurde das mitaufgezeichnete Audiosignal des Versuches. Das Ergebnis dieser Analyse liefert direkt die Drehzahl des Versuches, für den definierten Zeitbereich.

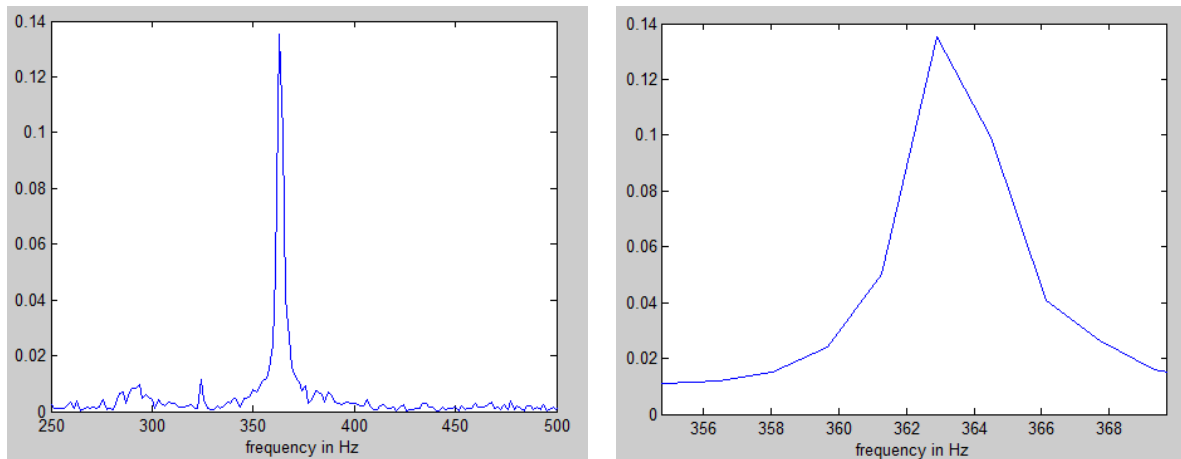
Prinzipiell funktioniert eine FFT-Analyse so, dass ein betrachtetes Signal in harmonische Sinusschwingungen zerlegt wird und deren Frequenzen und Amplituden in einer Grafik abgebildet werden. In Abbildung 62 ist eine solche Transformation zu sehen.



**Abbildung 62: FFT-Analyse (SciDAVis)**

Für die Bestimmung der Berstdrehzahl wird das Audiosignal einer FFT-Analyse unterzogen. Hierbei sei erwähnt, dass ein Audiosignal, bei einer bestimmten Drehzahl, dieselbe Frequenz aufweist wie die Drehbewegung. Für die Bestimmung der Berstdrehzahl wurde das Audiosignal kurz vor dem Bruch gewählt, damit man den Einfluss von Störgeräuschen zu vermeiden. Genau gesagt wurde ein Ausschnitt von zirka 0,5 Sekunden ausgewertet.

Die Analyse ergab eine Berstdrehzahl von zirka 21780 1/min, siehe Abbildung 63. Um dieses Ergebnis zu verifizieren wurde als zweiten Weg, einen erneuten Versuch, mit demselben Versuchs-Flywheel, durchgeführt. Wenn diese beiden Ergebnisse nur eine geringe Abweichung aufweisen, sind diese plausibel.



**Abbildung 63: Ergebnis der FFT-Analyse**

In der obigen Abbildung sieht man das Ergebnis der FFT-Analyse. Das linke Bild zeigt das gesamte untersuchte Spektrum und im rechten Bild sieht man den Ausschnitt, wo der größte Peak vorkommt, vergrößert dargestellt.

Das dazugehörige MATLAB File findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.15).

Der verwendete Berstschuttring (Außendurchmesser 180 mm, Innendurchmesser 170 mm und eine Höhe von 69 mm), welcher aus S235 gefertigt wurde, fing die Bruchstücke ab. Bei diesem Vorgang verformte sich der Berstschuttring stark aber wurde nicht zu Bruch gebracht (keine Durchdringung beziehungsweise Austreten der Fragmente). Diese Ergebnisse sind sehr plausibel da der verwendete Werkstoff ein duktilen Verhalten aufweist. Das Flywheel brach in die drei vordefinierten Segmente, siehe Abbildung 64: Bauteile nach dem Berstversuch (links Berstschuttring, rechts Versuchs-Flywheel).



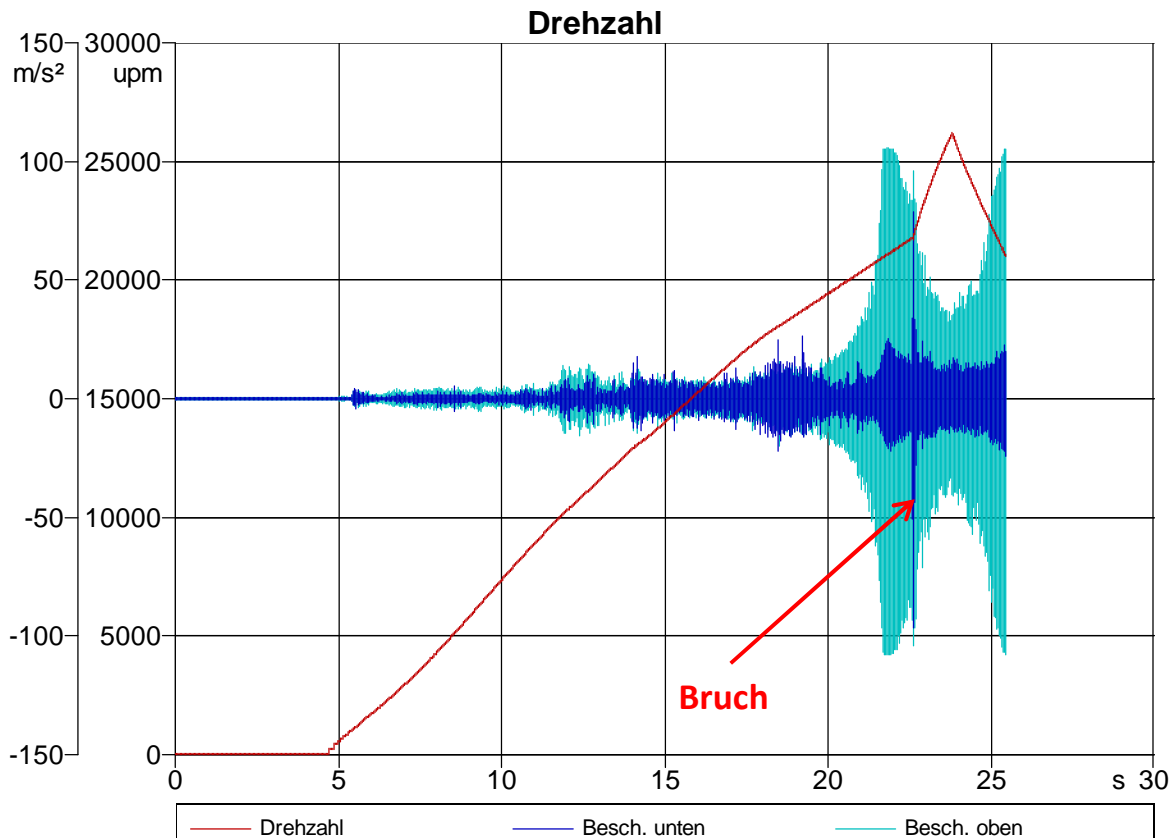
**Abbildung 64: Bauteile nach dem Berstversuch (links Berstschuttring, rechts Versuchs-Flywheel)**

Weitere Fotos der Bruchstücke beziehungsweise des Berstschuttrings findet man im Anhang dieser Arbeit (Kapitel 13.18).

### 7.2.4. 4. Berstversuch

Vor der Versuchsdurchführung des 4. Berstversuches wurde das Drehzahlsignal überprüft, um einen erneuten Ausfall, wie beim 3. Berstversuch, zu vermeiden.

Dieser Versuch ist gleich aufgebaut wie der vorherige. Es wurde wiederum ein Versuchs-Flywheel mit einer Stegdicke von 2 mm verwendet. Dieser Versuch war erneut erfolgreich, da das Versuchs-Flywheel zu Bruch kam. In Abbildung 65 sieht man den Beschleunigungs – und Drehzahlverlauf des Versuchs.



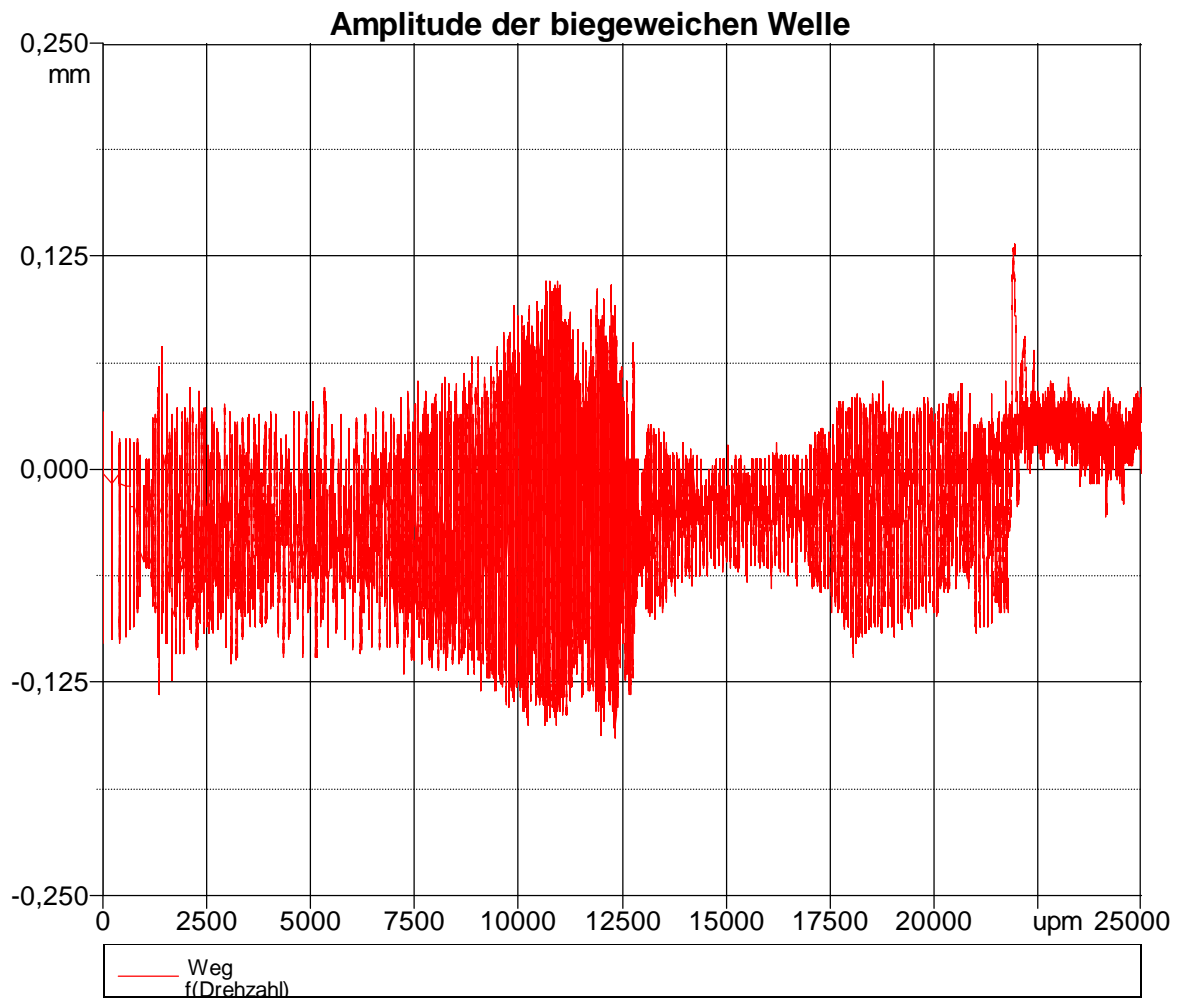
**Abbildung 65: Beschleunigungs - und Drehzahlverlauf des 4. Berstversuchs**

Aus der obigen Abbildung ist gut ersichtlich, dass der Bruch bei zirka 21750 1/min eintrat. Wie schon bei dem vorherigen Versuch hat man an dieser Stelle einen Maximalwert der Beschleunigung. Ebenfalls ist das Beschleunigungsverhalten des gesamten Aufbaus sehr ähnlich wie beim 3. Berstversuch. Somit kann man darauf schließen das beim 3. Versuch bei zirka derselben Drehzahl, wie bei dem 4. Versuch, der Bruch passiert ist.

Ebenfalls weicht die Berstdrehzahl nur geringfügig, von der im 3. Berstversuch mittels MATLAB ermittelten Drehzahl, ab und somit kann das Ergebnis der FFT-Analyse, des 3. Berstversuches, als plausibel angesehen werden.

Der Unterschied zwischen rechnerisch ermittelter und versuchsermittelter Berstdrehzahl liegt bei zirka 1400 1/min, das entspricht einer Abweichung von zirka 6 %.

Bei diesem Versuch erhielt man auch ein plausibles Wegsignal der biegeweichen Welle. Hierbei ist ersichtlich, dass sich die Welle ab einer gewissen Drehzahl wieder besser zentriert. Dies ist ein Indiz dafür, dass bei dieser Drehzahl eine Eigenfrequenz durchlaufen wurde. In diesem Fall passiert das bei zirka 13000 1/min.



**Abbildung 66: Durchbiegung der biegeweichen Welle über die Drehzahl**

Ein ähnlicher Verlauf konnte auch bei dem 5. Berstversuch aufgezeichnet werden. Prinzipiell hat dieser Verlauf gewisse Einflussgrößen.

Diese Einflussgrößen sind:

1. Rundlauf der biegeweichen Welle
2. Wuchtgüte des Versuchs-Flywheel
3. Strömungseffekte

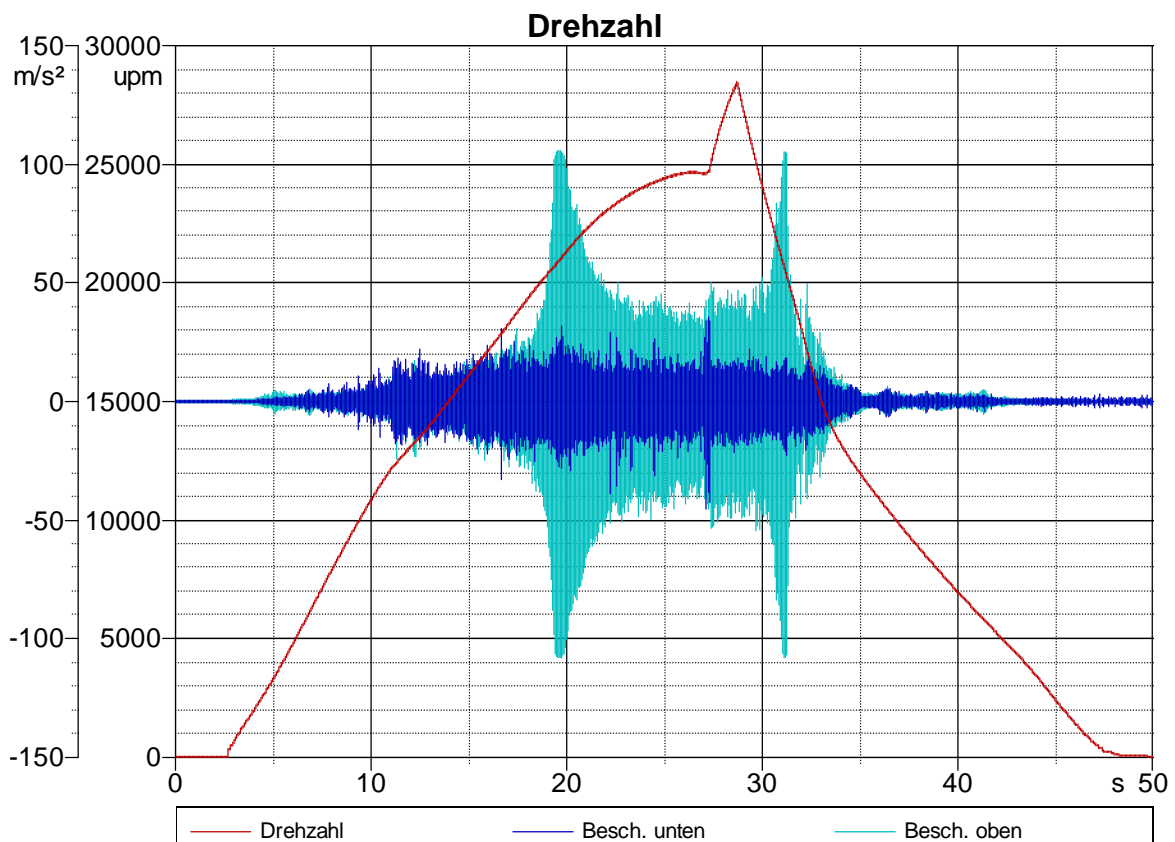
Damit die Versuche vergleichbar sind, sollten diese Einflussgrößen gewisse Grenzwerte nicht überschreiten beziehungsweise bei nachfolgenden Versuchen gleich groß sein. Damit ist gemeint, dass die Versuchs-Flywheels die gleiche Wuchtgüte besitzen sollen, die Exzentrizität der biegeweichen Welle nicht größer als 0,02 mm ist und die Versuche bei gleichem Druck durchgeführt werden.

### 7.2.5. 5. Berstversuch

Dieser Versuch ist prinzipiell ähnlich aufgebaut wie die vorherigen, jedoch wird an Stelle eines Versuchs-Flywheels mit 2 mm Stegdicke, eines mit 3 mm Stegdicke verwendet.

Dieses hat eine rechnerisch ermittelte Berstdrehzahl von zirka 28500 1/min.

Bei diesem Versuch konnte die gewünschte Drehzahl nicht erreicht werden und somit kam das Versuchs-Flywheel nicht zu Bruch. In der sieht man den Drehzahl – und Beschleunigungsverlauf des Versuchs. Jedoch kam es bei der Drehzahl von 24500 1/min zum Bruch der biegeweichen Welle.



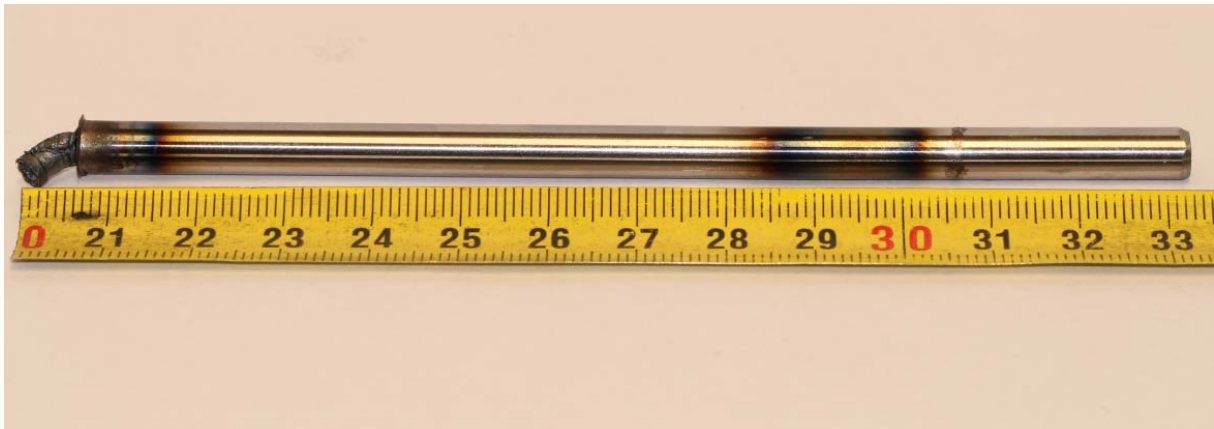
**Abbildung 67: Drehzahl – Beschleunigungsverlauf des 5. Berstversuchs**

In der obigen Abbildung ist gut zu erkennen, dass die Drehzahl bei zirka 24500 1/min nicht mehr gesteigert werden kann.

In der Abbildung ist jedoch eine weitere Steigerung der Drehzahl ersichtlich, diese kann man durch das Versagen der biegeweichen Welle begründen. Da durch den Bruch, das Flywheel nicht mehr mit der Antriebseinheit verbunden ist, sondern nur mehr die Antriebswelle.

Um eine weitere Drehzahlsteigerung zu erreichen würde man einen Antrieb mit mehr Leistung benötigen.

Durch die Analyse des Bruchbildes (siehe Abbildung 68 ) der biegeweichen Welle konnte man auf einen weiteren sehr interessanten Aspekt schließen.

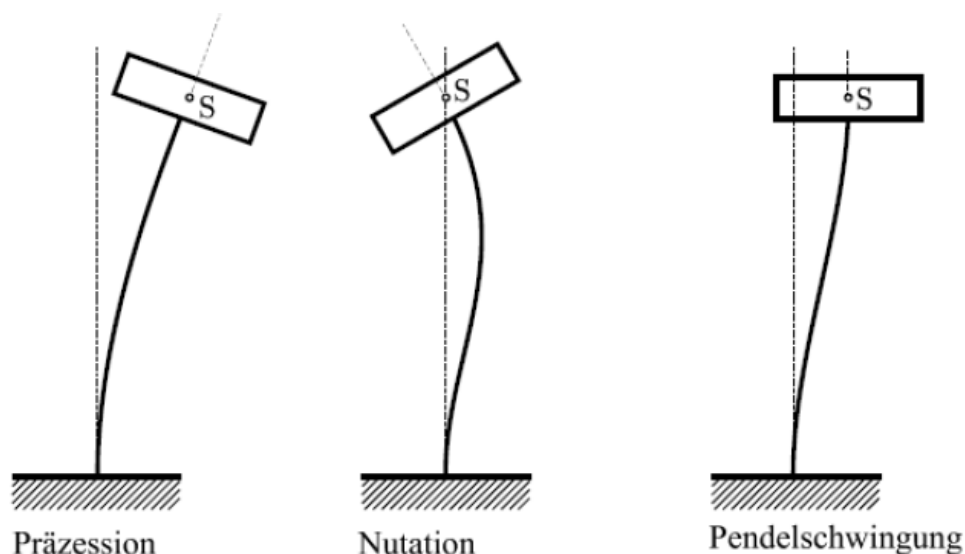


**Abbildung 68: Biege weiche Welle nach 5. Berstversuch**

Die biege weiche Welle wurde bei der Versuchsdurchführung hohen Belastungen ausgesetzt, dies sieht man einerseits an der Bruchstelle und andererseits unterhalb der fixen Einspannung (siehe Abbildung 68 zwischen 28 und 31 cm auf dem Maßstab), da dort Anlauffarben entstanden sind. Die Anlauffarben unterhalb der fixen Einspannung resultieren aus der Umlaufbiegung.

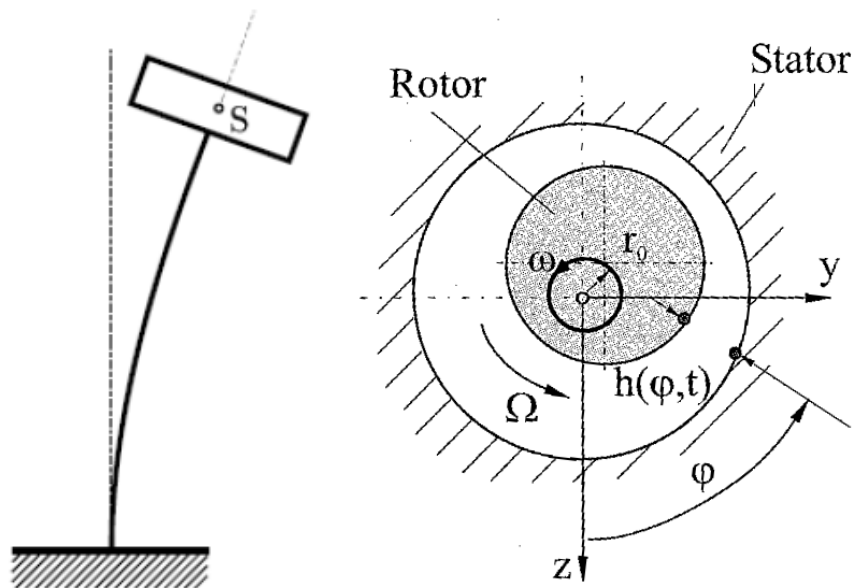
Diese beiden Aspekte lassen auf eines schließen und zwar dass die biege weiche Welle und das Versuchs-Flywheel eine hohe Exzentrizität beim Versuch erreicht haben.

Prinzipiell gibt es drei verschiedene Schwingungsmoden für eine auskragende Welle. Diese sieht man in Abbildung 69.



**Abbildung 69: Die drei verschiedenen Schwingungsmoden (Gasch, Nordmann, & Pfützner, 2006)**

Die Präzession (siehe Abbildung 70) wirkt sich so aus, dass sich die Rotationsachse versetzt und eine zusätzliche niederfrequente Kreisbewegung durchführt.



**Abbildung 70: Schematische Darstellung der Präzessionsbewegung**

Die Nutation verhält sich ähnlich wie die Präzession nur dass diese eine zusätzliche Schwingung in radialer Richtung der Schwungscheibe ausübt.

Die Pendelschwingung, wie der Name schon verrät, übt im Gegensatz zu den beiden anderen Schwingungsmoden nur eine Pendelbewegung aus.

Welche der drei Schwingungsmoden beim Bruch vorherrschte ist nicht eindeutig zu bestimmen.

In Abbildung 71 sieht man die Bruchstelle der biegeweichen Welle. Dieser Bruch wurde durch den Kontakt mit der Messinghülse indiziert, da sich dadurch die biegeweiche Welle erwärmt und ein abreissiver Verschleiß stattfand.



**Abbildung 71: Verformung der biegeweichen Welle**

Das Versuchs-Flywheel mit 3 mm Stegdicke konnte mit dem erarbeiteten Versuchsaufbau nicht zu Bruch gebracht werden. Um dies zu erreichen muss der Aufbau eine höhere Wuchtgüte beziehungsweise eine höhere Zentriergüte aufweisen.



## **8. Zusammenfassung und Ausblick**

In diesem Kapitel werden die erhaltenen Ergebnisse dieser Arbeit nochmals zusammengefasst und ein Ausblick für zukünftige Anwendungen des erarbeiteten Prüfstandes gegeben.

### **8.1. Zusammenfassung**

In dieser Arbeit wurde ein Prüfstand zum Prüfen von Flywheels hinsichtlich ihrer Auswirkung, beim Bruch, auf das Berstgehäuse entwickelt. Nach Fertigstellung des Konzeptes für den Aufbau wurde dieser gefertigt und aufgebaut. Nach der Anbringung der Messtechnik war die Inbetriebnahme möglich.

Nach einem erfolgreichen Funktionsversuch, kam es zu einer exakten Auslegung des Versuchs-Flywheels hinsichtlich der rechnerischen Berstdrehzahl, welche an die Fähigkeiten des Prüfstandes angepasst wurde.

Um dies zu realisieren musste man die Geometrie und die Werkstoffparameter des Versuchs-Flywheels bestimmen. Um die genaue Zugfestigkeit des verwendeten Werkstoffs zu ermitteln wurde ein Zugversuch mit verschiedenen Flachzugproben durchgeführt.

Mit den erhaltenen Daten konnte nun für zukünftige Versuche die genaue Geometrie der Versuchskörper festlegen.

Bei den durchgeführten Versuchen wurde ersichtlich, dass die verwendete Magnetkupplung nicht optimal für den Prüfstand geeignet ist, da diese die erste Eigenfrequenz bei zirka 16000 1/min hat.

Bei einem der Berstversuch wurde der Spalttopf der Magnetkupplung zerstört. Somit waren weitere Versuch im Vakuum nicht mehr möglich.

Es wurde ein biegeweiches Adapterstück gefertigt, welches als Kupplung zwischen Antriebseinheit (Elektromotor) und Antriebswelle dient. Mit diesem Aufbau konnten erneut Versuche durchgeführt werden.

Bei den weiteren Berstversuchen stellte sich heraus, dass die rechnerisch ermittelte Berstdrehzahl mit der tatsächlichen nahezu übereinstimmt. Die gesammelten Ergebnisse der Versuche findet man in Tabelle 11.

Ebenfalls konnte man die Auswirkung auf den Berstschutzring, beim Bruch des Versuchs-Flywheels, gut erkennen.

**Tabelle 11: Gesammelte Ergebnisse der Versuche**

Versuch	Verwendetes Flywheel (Stegdickte)	Vakuum	Erkenntnis
1	3 mm	Ja	Beschleunigungs-Grenzwert überschritten -> Versuchsabbruch
2	2 mm	Ja	Resonanz des Außenrotors der Magnetkupplung -> Bruch des Spalttopfes
3	2 mm	Nein	Bruch des Flywheel bei 21750 1/min
4	2 mm	Nein	Bruch des Flywheel bei 21750 1/min
5	3 mm	Nein	Resonanz des Aufbaus -> Bruch der biegeweichen Welle

## **8.2. Ausblick und zukünftige Forschungsgebiete**

Mit den gewonnenen Erkenntnissen dieser Arbeit kann nun ein Ausblick für die weiteren Versuchsdurchführungen an dem erarbeiteten Prüfaufbau gegeben werden.

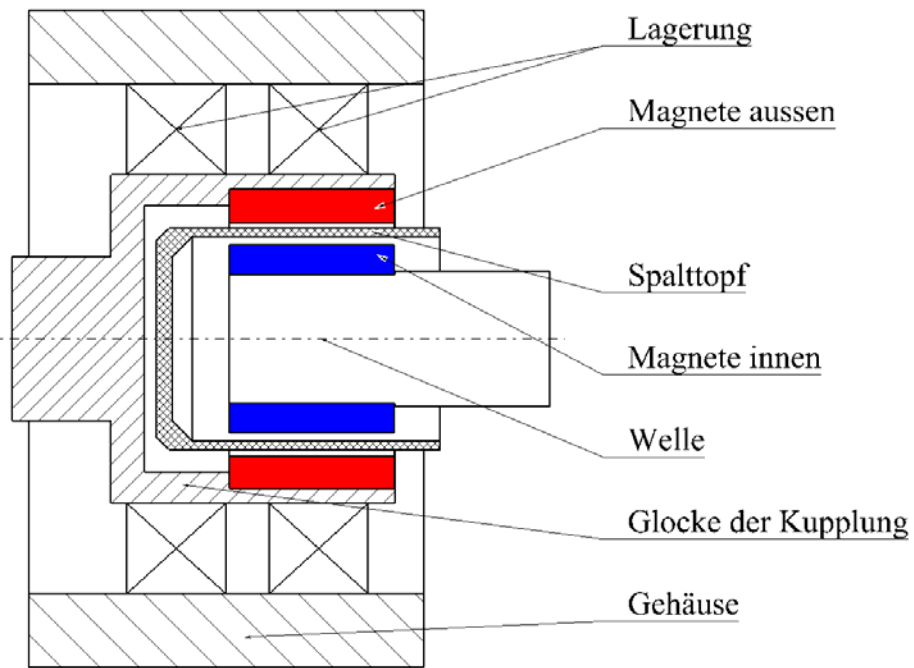
Als erstes sei erwähnt, dass die verwendete Magnetkupplung durch eine neue Ersetzt werden muss, da diese für einen Betrieb des Prüfstandes über 16000 1/min nicht geeignet ist. Die Anforderungen an die neue Magnetkupplung sind prinzipiell die gleichen, jedoch sollte diese einen Betrieb bis zirka 30000 1/min ermöglichen. Das heißt dass die Resonanzdrehzahl, des Systems Antriebswelle und – motor plus Kupplung, über dieser Drehzahl liegen muss. Ein mögliches Design der neuen Magnetkupplung sieht man in Abbildung 72.

Ein weiterer Verbesserungsvorschlag ist, dass anstatt der verwendeten Spannsätze(Typ KTR 131) neue Spannzangen verwendet werden. Da diese eine höhere Rundlaufgenauigkeit besitzen.

Durch diese Maßnahmen ist ein Betrieb des Prüfstandes bis zirka 30000 1/min möglich.

In weiterer Folge kann man mit dem verwendeten Flywheel-Design Untersuchungen an dem Berstgehäuse durchführen. Es könnte eventuell geringfügig abgeändert werden, wenn zum Beispiel eine höhere Energiedichte erreichen möchte.

Im Idealfall sollten die Versuchskörper aus derselben Charge des verwendeten Werkstoffs gefertigt werden und die gleichen Abmessungen besitzen, damit der Bruch bei der gleichen Drehzahl passiert. Durch diese Maßnahmen kann man unterschiedliche Gehäuseausführungen miteinander vergleichen. Diese Untersuchungen sind für die Zukunft sicher von großer Bedeutung, da die Steigerung der Energiedichte von Schwungradspeichern einen wesentlichen Einfluss auf den Erfolg dieser Technologie haben wird.



**Abbildung 72: Schematische Darstellung eines überarbeiteten Magnetkupplungskonzepts (Haidl, 2014)**

## 9. Literaturverzeichnis

1925, D. I. (05 2002). Mechanische Schwingungen - Auswuchttechnik - Begriffe.

Atzlinger, T. (2014). *Konstruktion eines Ersatzkörpers, der das Bersten einer Vollscheibe aus isotropen Material repräsentativ und reproduzierbar nachbildet*. TU Graz.

Buchroithner. (2011). *Systematische Analyse von Hybridfahrzeugen mit Schwungradspeicher unter Erfassung von Entwicklungstendenzen*.

Buchroithner, A., Andrasec, I., & Bader, M. (2012). Optimal System Design and Ideal Application of Flywheel Energy Storage Systems for Vehicles. *Energy Conference and Exhibition (ENERGYCON)*. Florence: IEEE.

Burg, P. v. (1996). Schnelldrehendes Schwungrad aus faserverstärktem Kunststoff. In *Dissertation*. ETH Zürich.

Czerwinka, T. (2014). *Erweiterung und Fertigung eines Prüfstandes zur Untersuchung über- und unterkritisch betriebener Schwungradscheiben aus isotropen Material im Vakuum basierend auf bestehenden Konzepten*. TU Graz.

ETH, Z. *ETH Zürich*. Abgerufen am 05. 11 2014 von [http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get\\_ker.ind10.de.htm](http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get_ker.ind10.de.htm)

FK Söhnchen. *Flanschlager*. Abgerufen am 19. 11 2014 von <http://www.fk-soehnchen.de/Technische-n-Normteile/Kugellager/UCF-Flanschlager-im-4-Loch-Gussgehaeuse.html>

G., G. (1985). *Kinetic Energie Storage Theory and practice of advanced flywheel systems*. Butterworth.

Gasch, R., Nordmann, R., & Pfützner, H. (2006). *Rotordynamik*. Springer.

Grote, K., & Feldhusen, J. (2007). *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer.

Gyrobuss. Abgerufen am 20. 10 2014 von <http://www.familie-gavin.net/personnes/gavin/gavin-henri/gyrobuss-a-yverdon/gyrobuss-breve-histoire>

Haidl, P. (2014). *Entwicklung und Erprobung eines Versuchsstands zur thermischen Untersuchung von Wälzlagern unter besonderen Betriebsbedingungen*. Graz: TU Graz.

Hering, E., Martin, R., & Stohrer, M. (2007). *Physik für Ingenieure*. Springer.

Jungreithmair, M. (2013). *Konzeption und Konstruktion von Berstschutzgehäusen für Schwungradscheiben aus isotropen Material*. TU Graz.

Keyence. *Keyence Messtechnik*. Abgerufen am 3. 10 2014 von <http://www.keyence.de/products/sensor/laser/il/models/il-100/index.jsp>

Knaebel, M., Jäger, H., & Mastel, R. (2006). *Technische Schwingungslehre*. Springer.

KTR. *CLAMPEX KTR 131*. Abgerufen am 19. 11 2014

Models, G. P. Abgerufen am 20. 10 2014 von <http://www.grandprixmodels.com/searchdetail.php?ref=SPKLM012&/Spark-1:43-Audi-R18-E-Tron-Quattro-Hybrid-model>

Naunheimer, H., Bertsche, B., & Lechner, G. (2007). *Fahrzeuggetriebe*. Springer.

Rieger, R. (2014). *Erstellung eines Prüfstandes für Sicherheitstests an Berstschutzgehäusen schnell drehender, isotroper Schwungscheiben und Definition des Prüfumfangs*. TU Graz.

Rösler, J., Harders, H., & Bäker, M. (2008). *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. Springer.

Rosseta.. Abgerufen am 20. 10 2014 von <http://www.rosseta.de/srsy.htm>

Saarstahl. *Saarstahl*. Abgerufen am 19. 11 2014 von [www.saarstahl.com](http://www.saarstahl.com)

Schenk Rotec. *Schenk Rotec*. Abgerufen am 19. 11 2014 von <http://www.schenck-rotec.de/produkte/news/details/2011-01-Centrio.php>

Schneider, H. (2007). *Auswuchttechnik 7. Auflage*. Springer.

SciDAVis. Abgerufen am 26. 11 2014 von <http://scidavis.sourceforge.net/manual/c4166.html>

Sensorshop24. *Mantel-Widerstandsthermometer*. Abgerufen am 19. 11 2014 von <http://www.sensorshop24.de/Temperaturfuehler/Mantel-Widerstandsthermometer/Mantel-Widerstandthermometer-bis-600-C-PT100-Silikon-3-0mm.html>

Sensorshop24. *Sensorshop24*. Abgerufen am 12. 11 2014 von <http://www.sensorshop24.de/Temperaturfuehler/Mantel-Widerstandsthermometer/Mantel-Widerstandthermometer-bis-600-C-PT100-Silikon-3-0mm-150-mm-1-00-5-0-Meter-2-40-2-Leiter.html>

USA, A. Abgerufen am 20. 10 2014 von <http://www.audiusanews.com/newsrelease.do;jsessionid=6936EB0FAA492FF7576B895E5ED89CEB?&id=2915&mid=1>

VACOM. *VACOM*. Abgerufen am 19. 11 2014 von <http://www.vacom-shop.de/VPCF63B-L>

Vacom Vakuum Komponenten und Messtechnik GmbH. (2014). *Vacom*. Abgerufen am 12. 08 2014 von <http://www.vacom.de/downloads/vacom-produktkatalog>

Weschler Instruments. *Weschler Instruments*. Abgerufen am 19. 11 2014 von <http://panelmeters.weschler.com/item/all-categories-product-by-type-speed-rpm-sensors/remote-optical-sensor/item-9827?forward=1>

Zürich, E. *ETH Zürich*. Abgerufen am 29. 10 2014 von [http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get\\_ker.ind3.de.htm](http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get_ker.ind3.de.htm)

## 10. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Verschiedene Anwendungen und Ausführungen von Schwungrädern .....	- 4 -
Abbildung 2: Münzprägvorrichtung .....	- 5 -
Abbildung 3: Spindelpresse .....	- 5 -
Abbildung 4: Der Howell Flywheel Torpedo .....	- 6 -
Abbildung 5: Gyrobus an der Haltestelle .....	- 7 -
Abbildung 6: Schwungradaufbau beim Gyrobus .....	- 7 -
Abbildung 7: Audi R18 e-tron quattro.....	- 8 -
Abbildung 8: Strömungsverluste eines Schwungrades in Abhängigkeit des Druckes .....	- 10 -
Abbildung 9: Ragone-Plot: Energie - und Leistungsdichte von verschiedenen Energiespeichern.....	- 11 -
Abbildung 10: Typische Kenndaten mobiler von Energiespeichern .....	- 11 -
Abbildung 11: Die vier Schwingungsarten .....	- 12 -
Abbildung 12: Die ersten vier Eigenformen einer Welle .....	- 14 -
Abbildung 13: Möglichkeiten des Unwuchtausgleich .....	- 16 -
Abbildung 14: Statische Unwucht .....	- 16 -
Abbildung 15: Momenten-Unwucht .....	- 17 -
Abbildung 16: Dynamische Unwucht .....	- 17 -
Abbildung 17: Kreiselmoment.....	- 19 -
Abbildung 18: Einfluss der Kerbe auf den Zugversuch.....	- 20 -
Abbildung 19: Einfluss der Kerbenform auf die Spannungsverteilung(links) und ein konkretes Beispiel für eine Kerbenform(rechts).....	- 21 -
Abbildung 20: Ausgewähltes Konzept der Ausgangssituation .....	- 23 -
Abbildung 21: Realisierter Prüfstand, links Konstruktion, rechts gefertigter Aufbau .....	- 24 -
Abbildung 22: Nicht auskragen gelagert mit Magnetkupplung.....	- 25 -
Abbildung 23: Drehzahlverlauf des Berstversuches .....	- 26 -
Abbildung 24: Schleuderstand von Schenk-Rotec .....	- 27 -
Abbildung 25: unterkritischer und überkritischer Bereich .....	- 29 -
Abbildung 26: Schematische Darstellung eines Laval-Rotors .....	- 29 -
Abbildung 27: Simulation zur Bestimmung der 1.Eigenfrequenz .....	- 30 -
Abbildung 28: Einfluss der Kreiselwirkung auf die Eigenfrequenz.....	- 31 -
Abbildung 29: 1. Konzept des Prüfstands .....	- 32 -
Abbildung 30: 2. Konzept .....	- 33 -
Abbildung 31: Gehäuse mit Ausfräsung für das Vakuumschauglas.....	- 35 -
Abbildung 32: links Wuchtmaschine, rechts oben Anzeige der Unwucht, rechts unten eingespanntes Flywheel .....	- 36 -
Abbildung 33: zulässige Restunwucht in Abhängigkeit von der maximalen Betriebsdrehzahl für die verschiedenen Wuchtgüte-Stufen.....	- 37 -
Abbildung 34: Brechung am Glas (links); Transmissionsbereiche unterschiedlicher Gläser- .....	- 38 -

Abbildung 35: Kontrolle der Exzentrizität der biegeweichen Welle .....	- 39 -
Abbildung 36: Übersicht der verwendeten Messtechnik am Prüfstand.....	- 40 -
Abbildung 37: Optical Remote Sensor .....	- 41 -
Abbildung 38: Drucksensor Vacom CVM 211 .....	- 42 -
Abbildung 39: Verwendete Beschleunigungs-Sensor .....	- 43 -
Abbildung 40: Mantel - Widerstandsthermometer PT100 .....	- 43 -
Abbildung 41: Laser-Sensor IL100 von Keyence .....	- 44 -
Abbildung 42: Aufbau eines elektromechanischen Speichersystems .....	- 45 -
Abbildung 43: Vorgehensweise der Vereinfachung des Designs.....	- 46 -
Abbildung 44: plastifiziertes Kerb Ende .....	- 47 -
Abbildung 45: Vorhandenes Konzept des Versuchs-Flywheel.....	- 47 -
Abbildung 46: 1. Konzept des Versuchs-Flywheel .....	- 48 -
Abbildung 47: 2. Konzept des Versuchs-Flywheel .....	- 49 -
Abbildung 48: Endgültiges Design des Versuchs-Flywheel mit Kerbe .....	- 50 -
Abbildung 49: Flachzugproben; a) ungekerbt b) gekerbt .....	- 51 -
Abbildung 50: a) Prüfmaschine für den Zugversuch b) Flachzugprobe ohne Kerbe nach dem Zugversuch c) Flachzugprobe mit Kerbe nach dem Zugversuch.....	- 52 -
Abbildung 51: Gesamtübersicht der durchgeführten Zugversuche (Spannungs-Dehnungs Diagramm).....	- 53 -
Abbildung 52: Rotierende Vollscheibe mit Volumenelement .....	- 55 -
Abbildung 53: Geometriedaten des Versuchs-Flywheel.....	- 56 -
Abbildung 54: Einfluss der Geometrie des Versuchs-Flywheel auf die Spannung .....	- 59 -
Abbildung 55: Einfluss der Drehzahl auf die berechnete Spannung.....	- 60 -
Abbildung 56: Drehzahl – und Beschleunigungsverlauf der ersten Inbetriebnahme.....	- 62 -
Abbildung 57: Drehzahl – und Beschleunigungsverlauf des zweiten Versuchs.....	- 64 -
Abbildung 58: Schadensbild des Spalttopfes .....	- 65 -
Abbildung 59: Biegeweiches Adapterstück.....	- 66 -
Abbildung 60: Drehzahlverlauf bei Resonanzuntersuchung des Aufbaus.....	- 67 -
Abbildung 61: Beschleunigungsverlauf des 3. Berstversuchs.....	- 68 -
Abbildung 62: FFT-Analyse .....	- 69 -
Abbildung 63: Ergebnis der FFT-Analyse.....	- 70 -
Abbildung 64: Bauteile nach dem Berstversuch (links Berstschuttring, rechts Versuchs-Flywheel .....	- 70 -
Abbildung 65: Beschleunigungs - und Drehzahlverlauf des 4. Berstversuchs .....	- 71 -
Abbildung 66: Durchbiegung der biegeweichen Welle über die Drehzahl.....	- 72 -
Abbildung 67: Drehzahl – Beschleunigungsverlauf des 5. Berstversuchs.....	- 73 -
Abbildung 68: Biegeweiche Welle nach 5. Berstversuch .....	- 74 -
Abbildung 69: Die drei verschiedenen Schwingungsmoden.....	- 74 -
Abbildung 70: Schematische Darstellung der Präzessionsbewegung.....	- 75 -
Abbildung 71: Verformung der biegeweichen Welle.....	- 75 -
Abbildung 72: Schematische Darstellung eines überarbeiteten Magnetkupplungskonzept .....	- 78 -

## 11. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Datenblatt Kontrastsensor .....	- 41 -
Tabelle 2: Datenblatt Drucksensor.....	- 42 -
Tabelle 3: Datenblatt Beschleunigungs-Sensor.....	- 43 -
Tabelle 4: Datenblatt Temperatur-Sensor .....	- 43 -
Tabelle 5: Datenblatt Wegsensor.....	- 44 -
Tabelle 6: Daten des Versuchs-Flywheels .....	- 50 -
Tabelle 7: Zusammengefasste Zugfestigkeiten .....	- 54 -
Tabelle 8: Gegenüberstellung Zugfestigkeit aus Diagramm und tatsächliche Zugfestigkeit ..	- 54 -
Tabelle 9: Veränderbare Parameter.....	- 58 -
Tabelle 10: Fixierte Auslegungsgrößen des Flywheels.....	- 58 -
Tabelle 11: Gesammelte Ergebnisse der Versuche.....	- 77 -



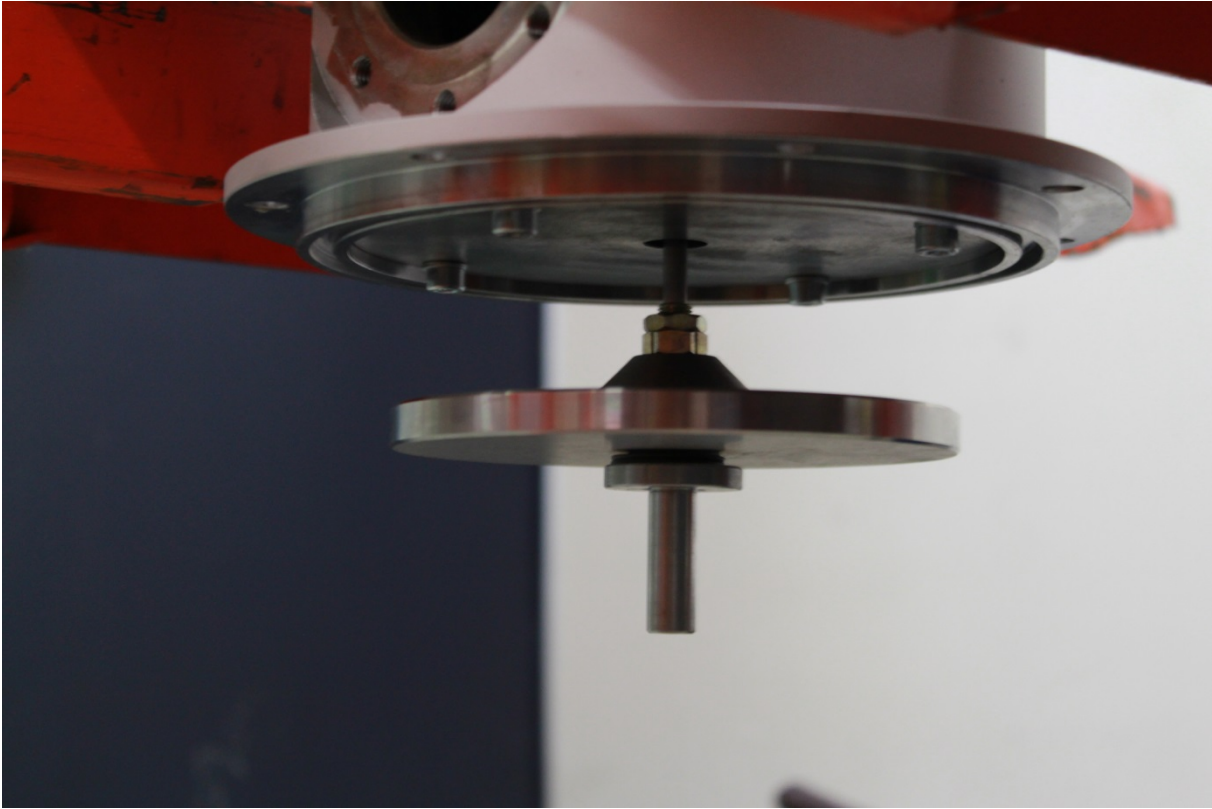
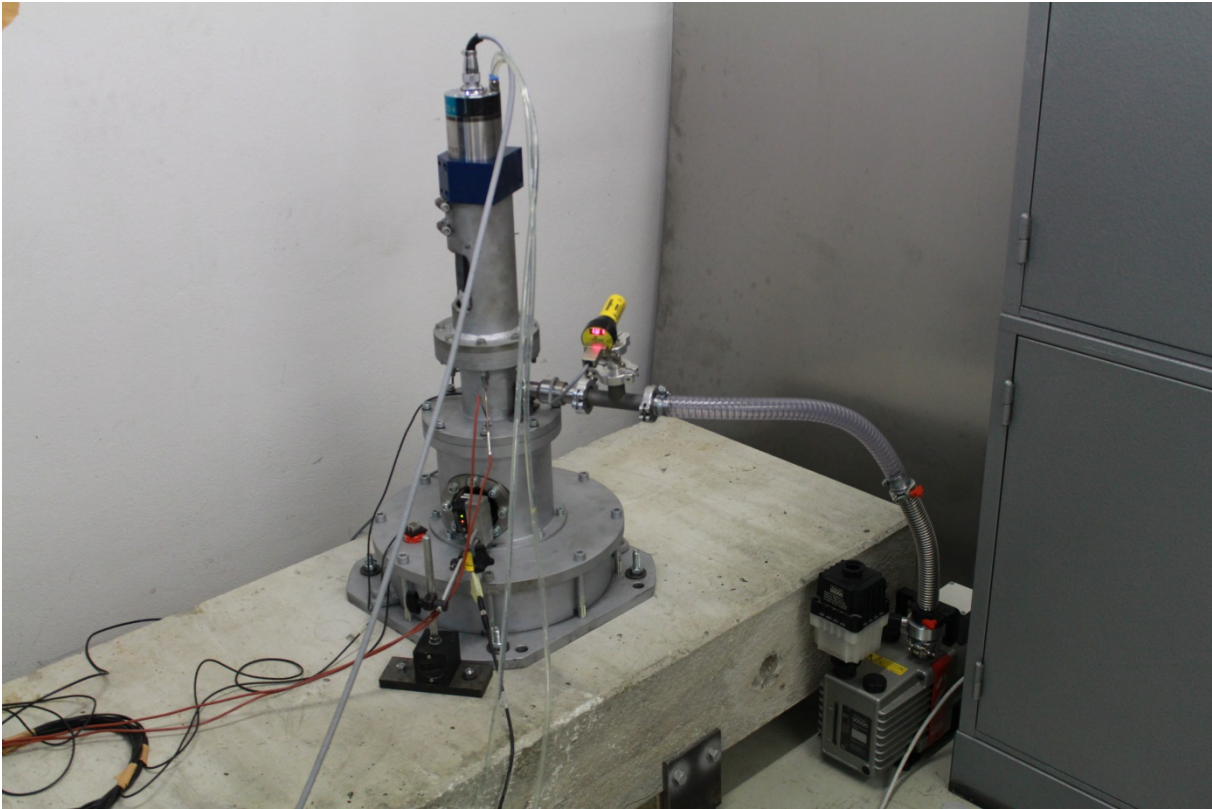
## 12. Formelverzeichnis

Formel 1.....	- 3 -
Formel 2.....	- 3 -
Formel 3.....	- 13 -
Formel 4.....	- 13 -
Formel 5.....	- 15 -
Formel 5.....	- 18 -
Formel 6.....	- 21 -
Formel 7.....	- 55 -
Formel 8.....	- 56 -
Formel 9.....	- 57 -
Formel 10.....	- 57 -
Formel 11.....	- 57 -

## 13. Anhang

### 13.1. Fotos vom Prüfstand mit Magnetkupplung



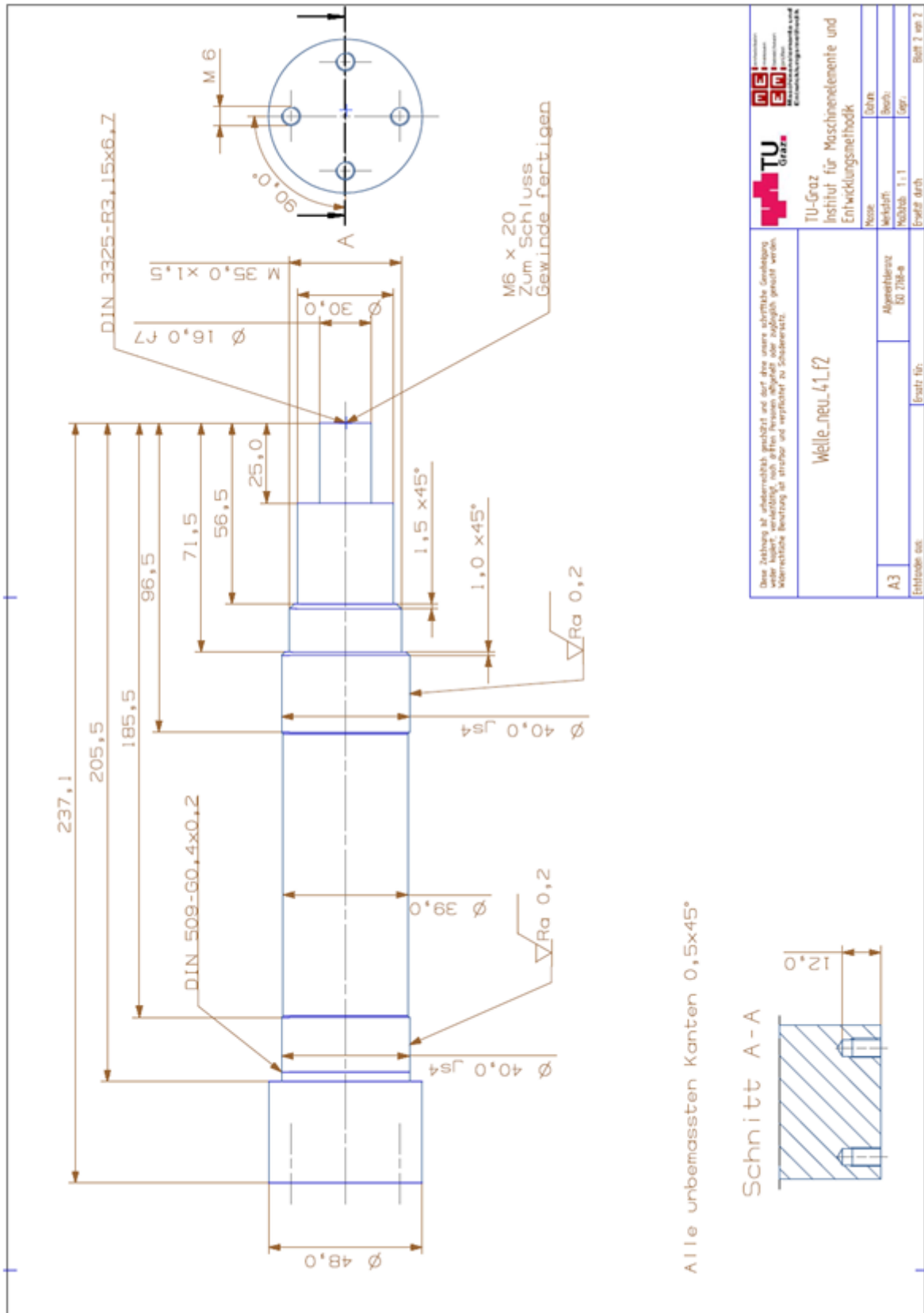


### 13.2. Foto vom Prüfstand mit Adapter Stück



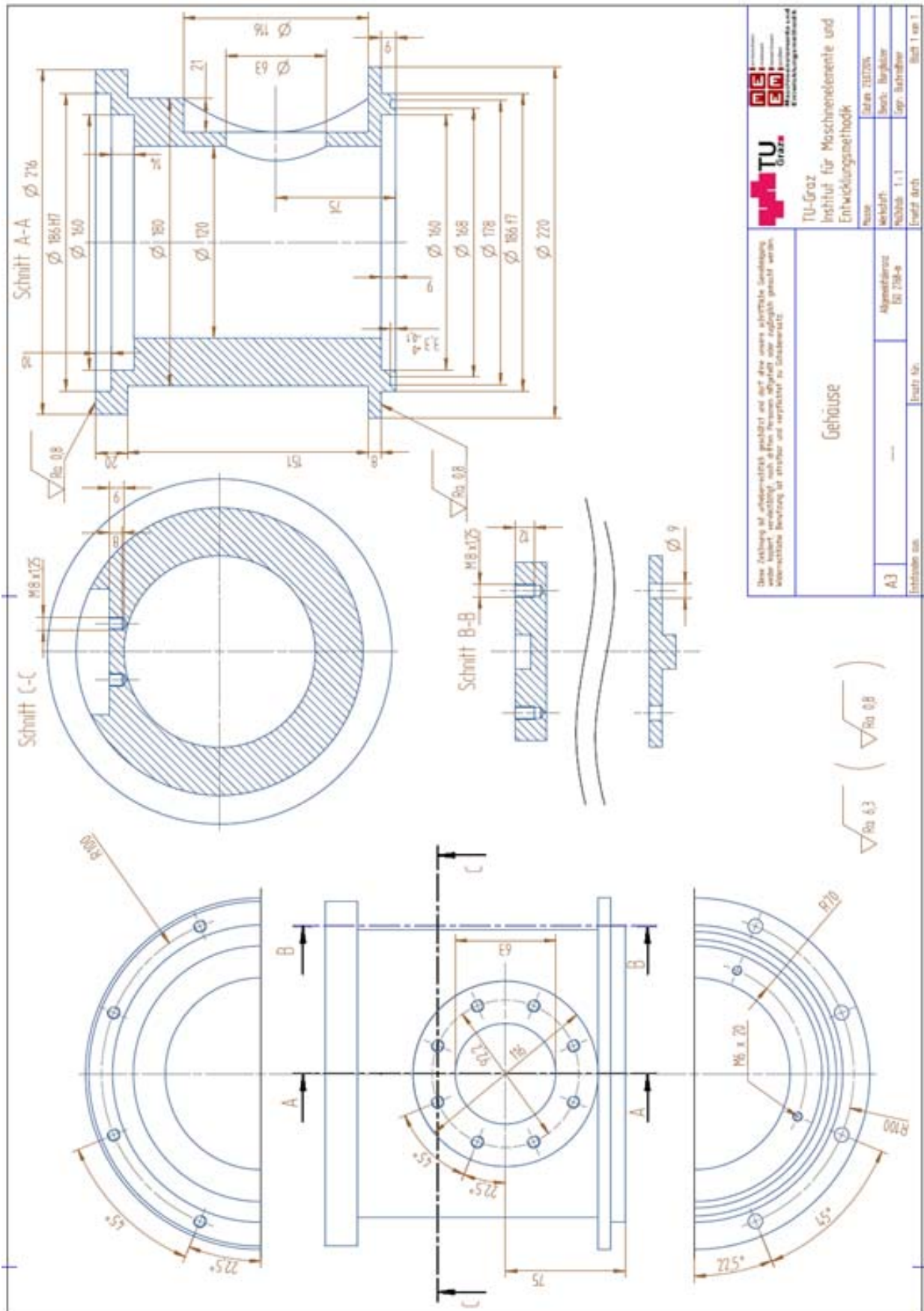
### 13.3. Fertigungszeichnungen des Prüfstandes

#### 13.3.1. Antriebswelle

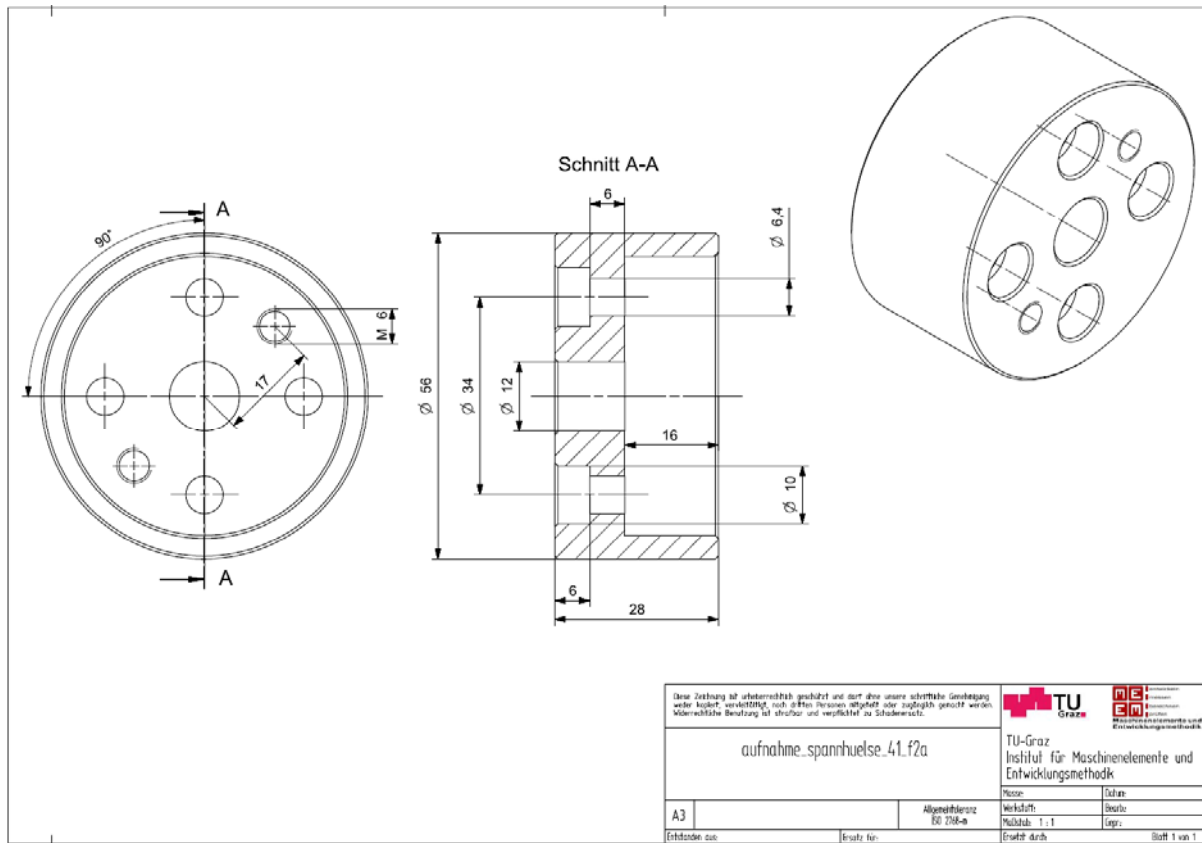




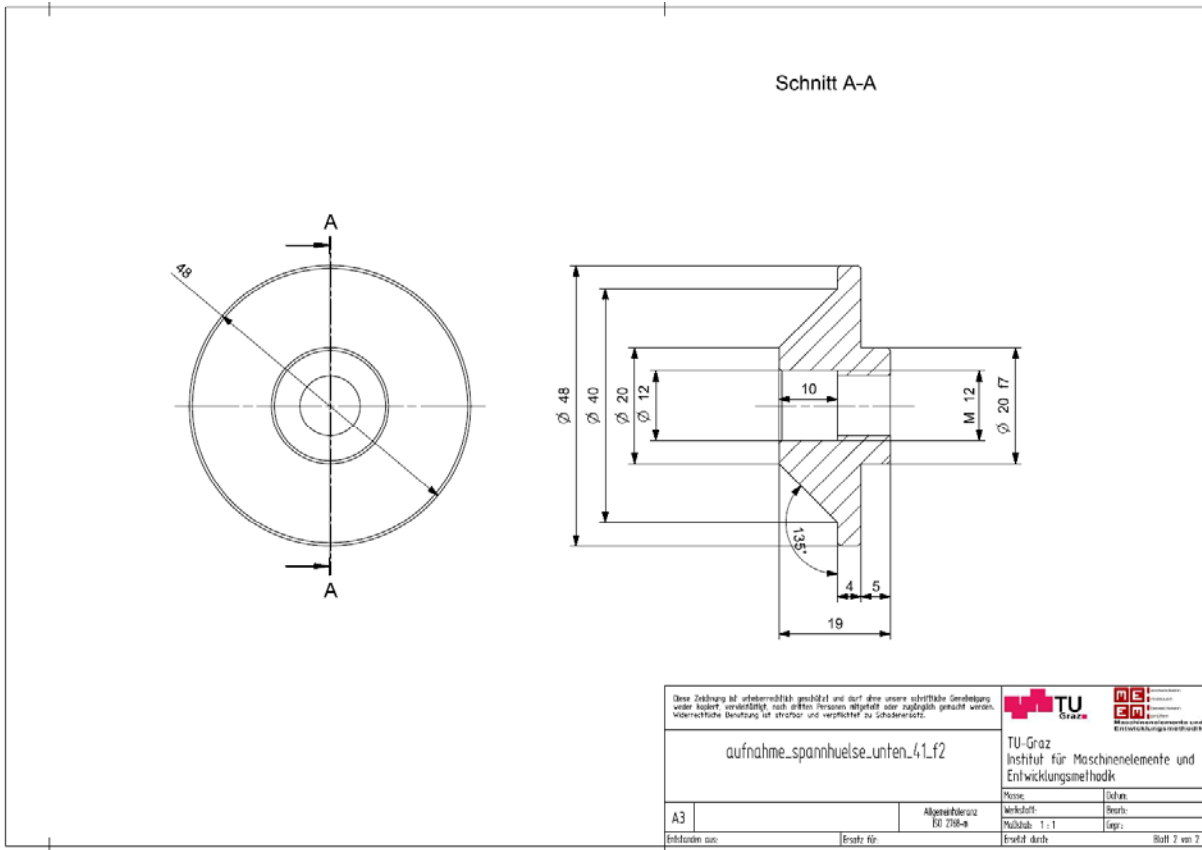
### 13.3.2. Gehäuse mit Ausfräsung für Vakuumschauglas



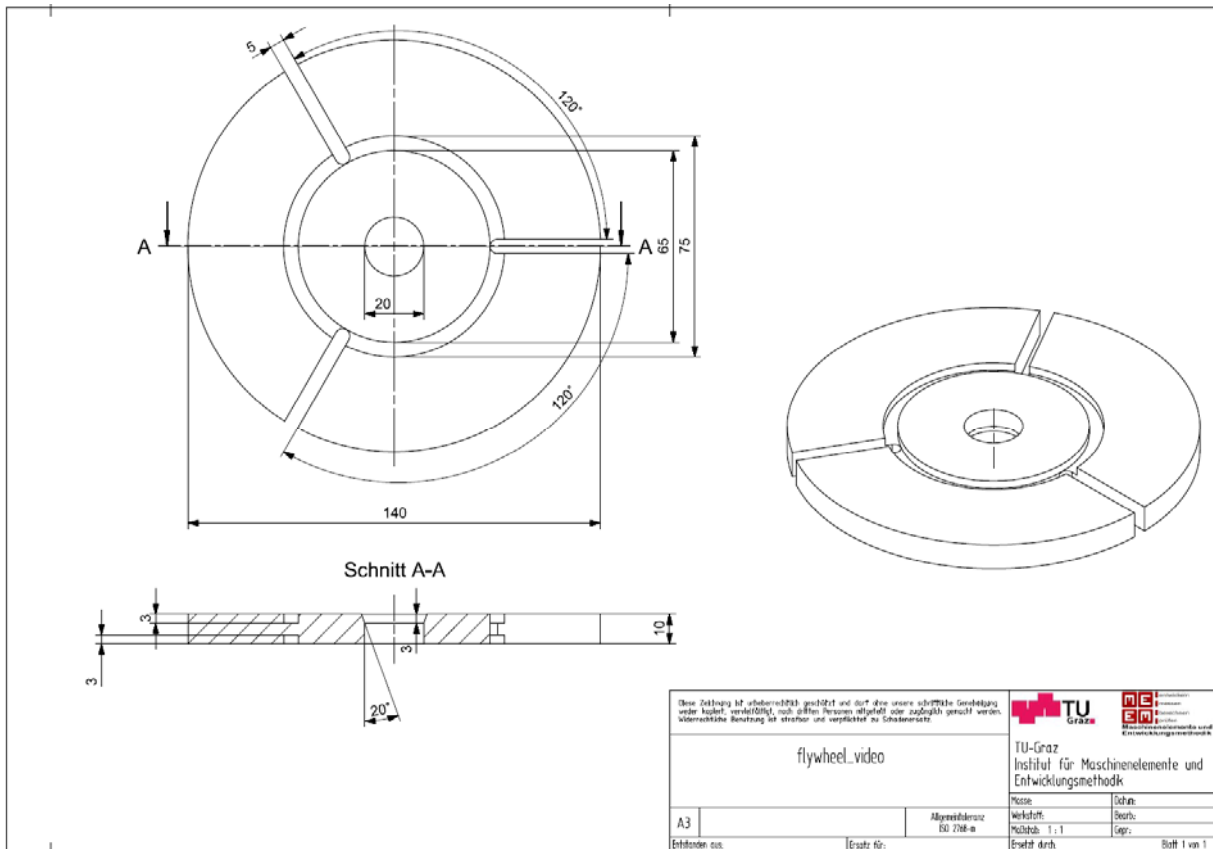
### 13.3.3. Anbindung biegeeweiche Welle an Antriebswelle



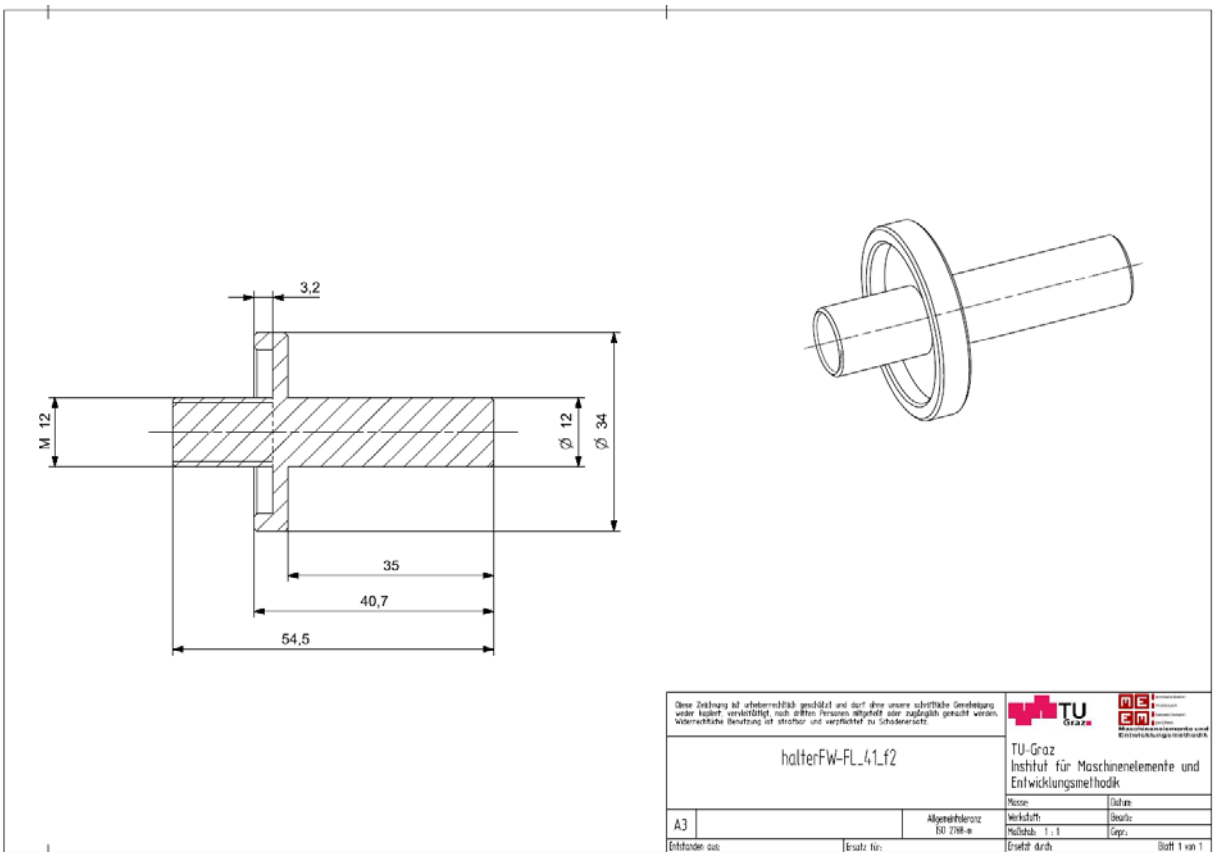
### 13.3.4. Anbindung biegeeweiche Welle an Flywheel



### 13.3.5. Flywheel Differentialbauweise

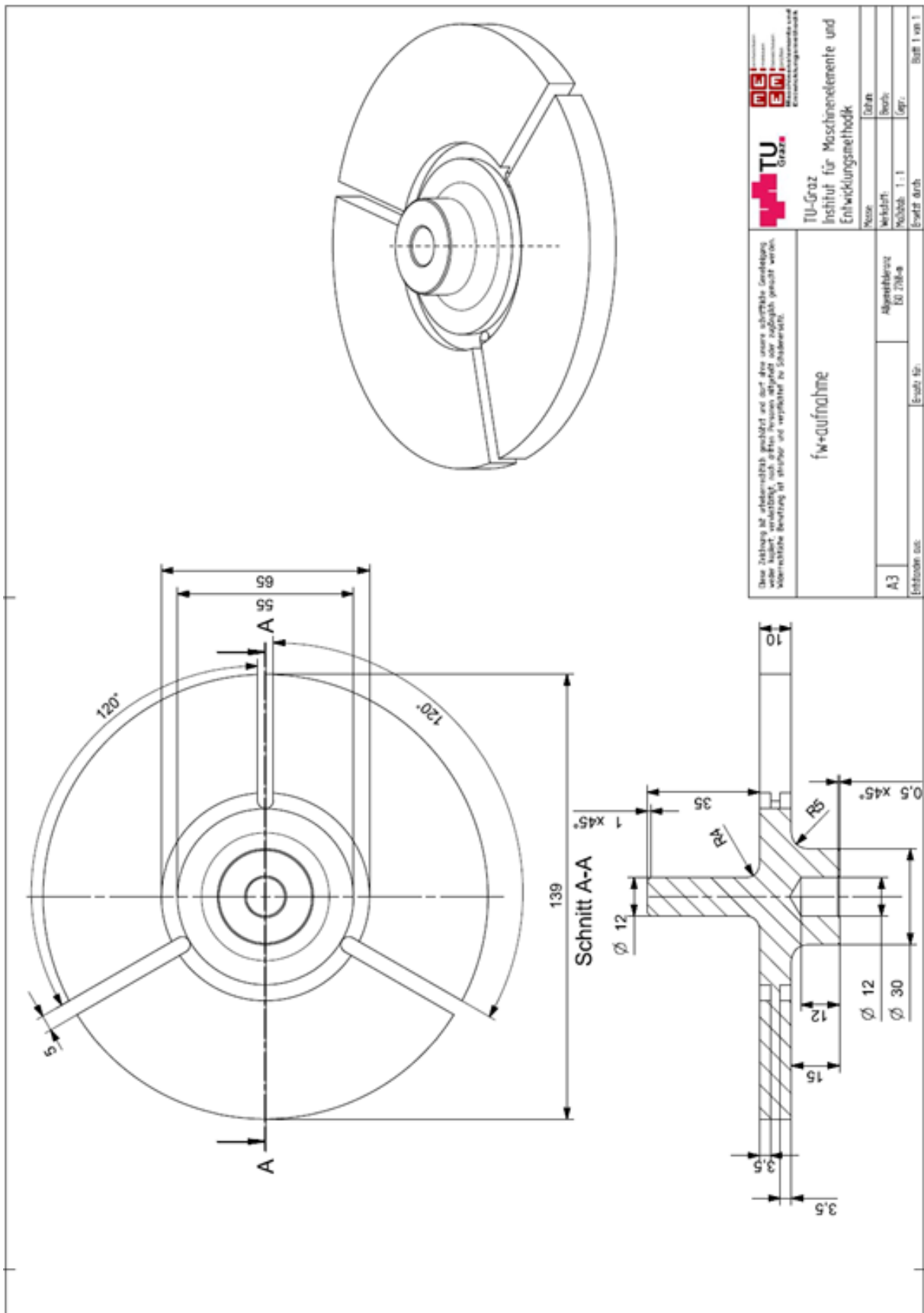



### 13.3.6. Spannvorrichtung Flywheel





### 13.3.7. Flywheel Integralbauweise



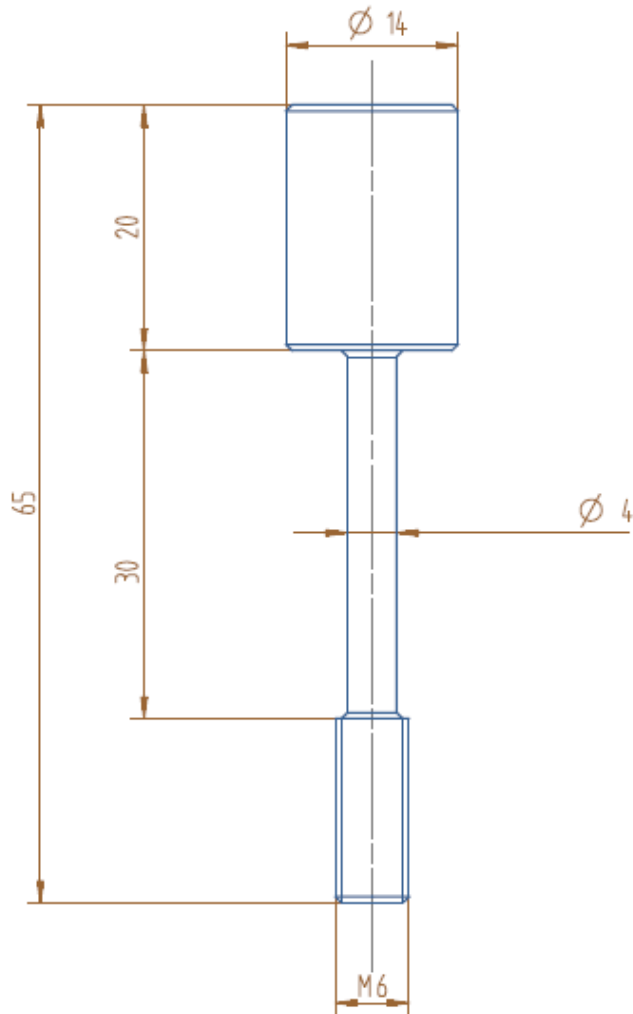

**TU Graz**  
 Institut für Maschinenelemente und  
 Entwicklungsmethodik

Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt und darf ohne unsere schriftliche Genehmigung  
 weder kopiert, verändert, noch Dritten zugänglich gemacht oder nachahmlich genutzt werden.  
 Nachträgliche Bearbeitung ist strikto und verpflichtet für Schadensersatz.

**fw-aufnahme**

Blatt:	1 von 1
Version:	
Werkstoff:	Stahl
Maßstab:	1:1
Gezeichnet:	Erwin Grub
Geprüft:	
Abgezeichnet:	Erwin Grub
Blatt:	1 von 1

### 13.3.8. Biegeweiche Adapter



Alle unbearbeiteten Kanten 0,5x45°

Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt und darf ohne unsere schriftliche Genehmigung weder kopiert, vervielfältigt, noch dritten Personen mitgeteilt oder zugänglich gemacht werden. Widerrechtliche Benutzung ist strafbar und verpflichtet zu Schadenersatz.



adapter

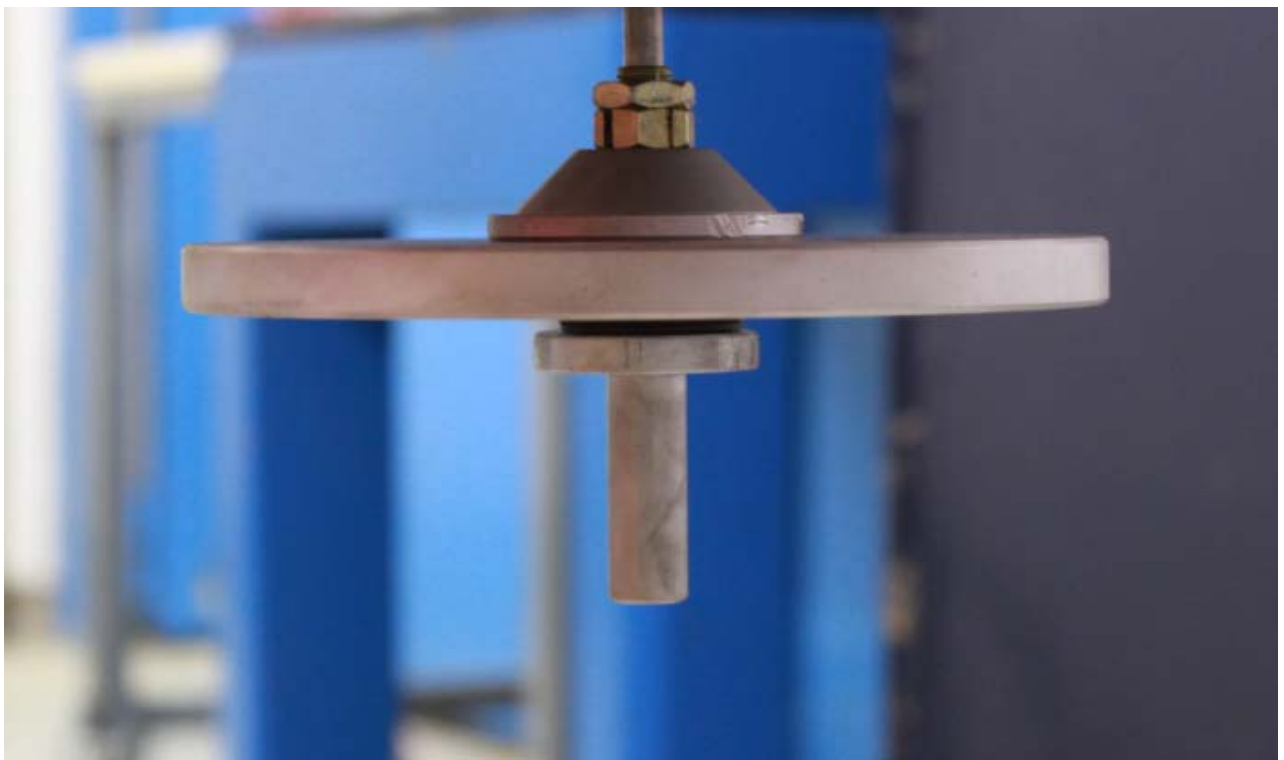
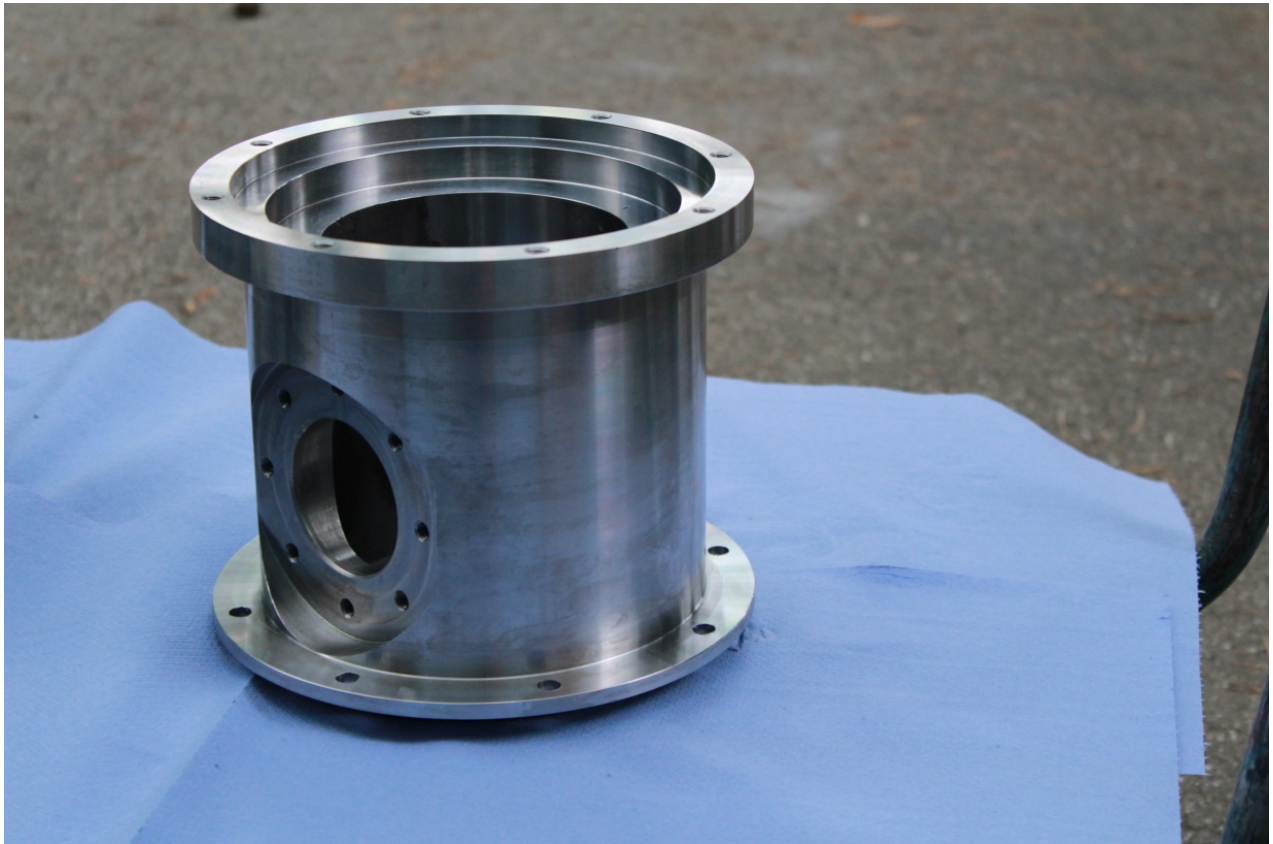
---

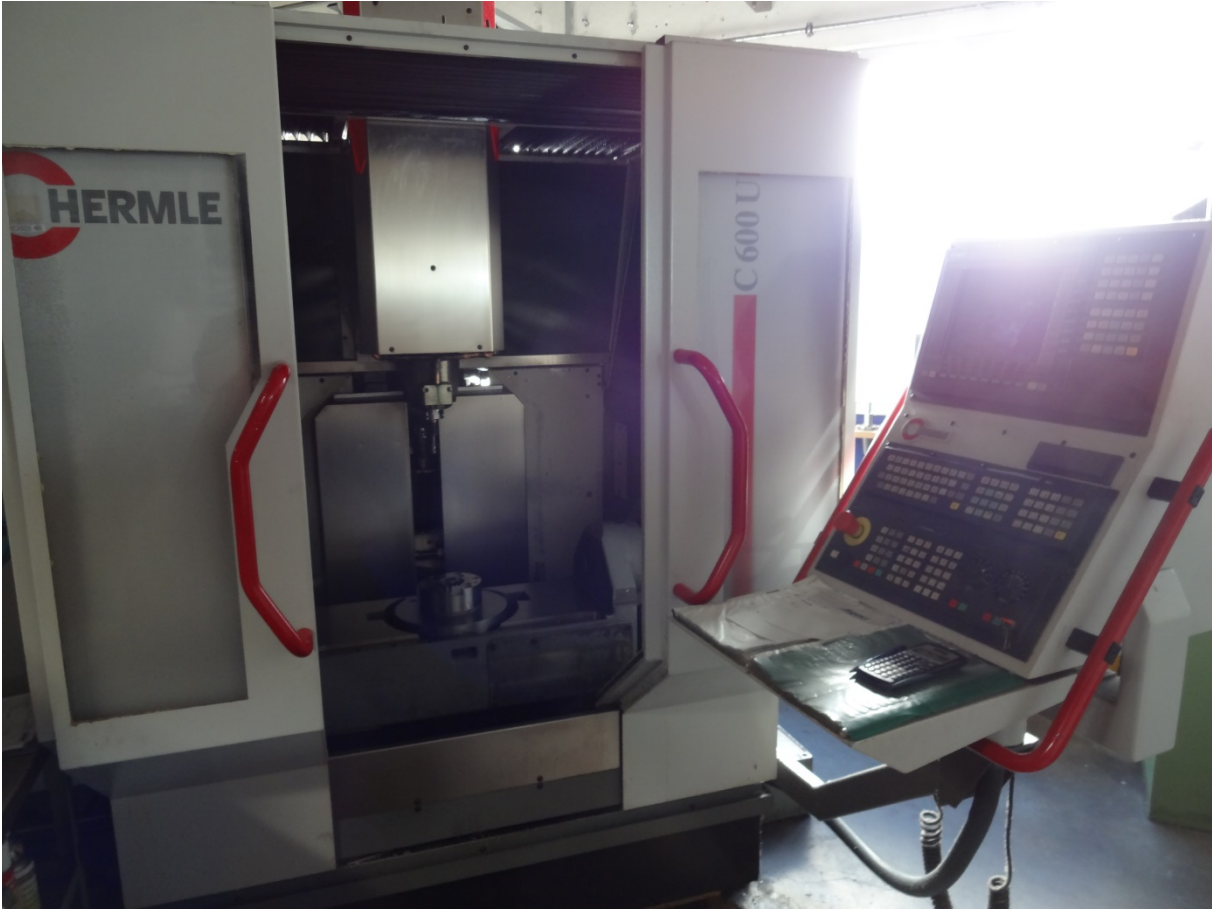
TU-Graz  
Institut für Maschinenelemente und  
Entwicklungsmethodik

Masse:	Datum:
Werkstoff:	Bearb.:
Maßstab: 1 : 1	Gepr.:
Ersetzt durch	Blatt 1 von 1

A4	---	Allgemeintoleranz ISO 2768-m
Entstanden aus:	Ersetzt durch:	

### 13.4. Fotos der gefertigten Bauteile und der verwendeten Maschine



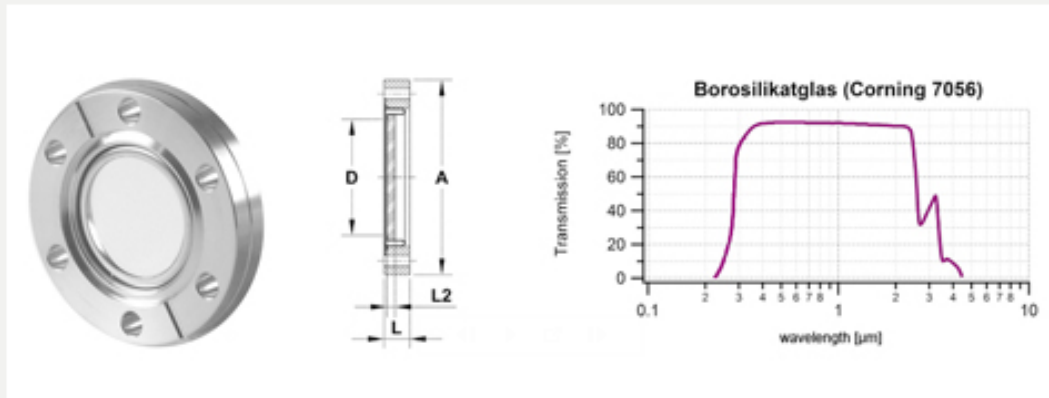


## 13.5. Beigestellte Komponenten

### 13.5.1. Vakuumschauglas

#### VPCF63B-L

Bestell-Nr.: 303186



#### ► Detailansicht

- Beschreibung CF-Schauglas mit fest verbundenem Fenster aus Borosilikat
- Anschluss CF-Flansch
- Dichtung Metal Braze
- Ausheizung ausheizbar bis max. 350 °C  
(Ausheizgeschwindigkeit nicht höher als 2-3 K/min)
- Leckrate < 1,0E-10 mbar l/s
- Sichtdurchmesser 63 mm
- Material Flansch aus Edelstahl 1.4307 (304L)  
Glaseinfassung aus Kovar
- Oberflächengüte 60/40 (scratch/dig)
- Ebenheit < 8 λ (bei Wellenlänge 632 nm)
- Verwendung nur mit vakuumgeglühten Kupferdichtungen

Flansch	A	D	L	L2
DN63CF	114	63	17,4	3,5

(VACOM)

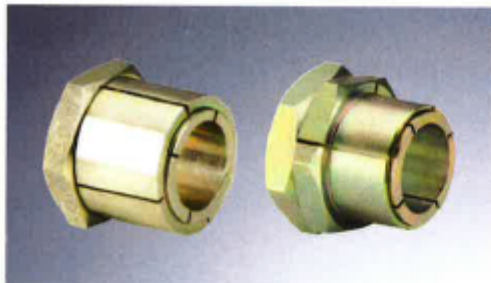


## 13.5.2. KTR-Welle-Nabe-Verbindung Anhang

**CLAMPEX®**  
Welle-Nabe-Verbindung

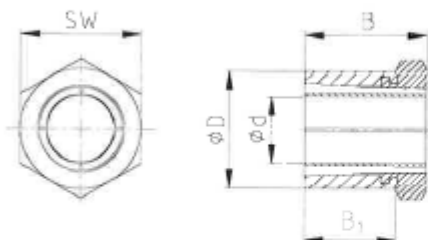


### KTR 130 und KTR 131 (selbstzentrierend)

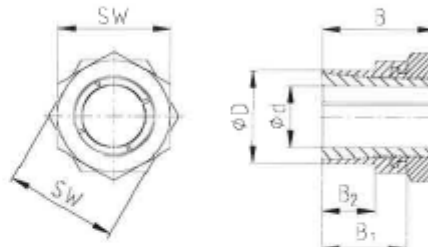


- Korrosiongeschützte Oberfläche
- Montage und Demontage durch zentrale Spannmutter
- Selbstzentrierend
- Wellendurchmesser von 5 mm bis 50 mm
- Toleranz h8/H8 für Welle und Nabe
- KTR 131: Kontersechskant zum Spannen auf leicht verdrehbaren Wellen
- Montageanleitungen unter [www.ktr.com](http://www.ktr.com)

KTR 130



KTR 131



#### Montage

Kontaktflächen des Spannsatzes sowie der Welle und Nabe reinigen und anschließend dünnflüssiges Öl auftragen. Sechskantmutter lösen. Spannsatz in den Nabensitz einfügen und auf die Welle schieben. Sechskantmutter leicht anziehen und Spannsatz mit Nabenteil ausrichten. Anschließend Sechskantmutter bzw. Sechskantmutter mit Kontersechskant auf das angegebene Anziehdrehmoment  $T_A$  mittels Drehmomentschlüssel anziehen. Die in der Tabelle angegebenen Werte von  $T$  und  $F_{ax}$  sind für eine Montage mit Öl berechnet worden.

**Achtung:** Es dürfen keine Öle und Fette mit Molybdänsulfid- oder Hochdruckzusätzen, Zusätze von Teflon und Silikon sowie Gleitfettpasten verwendet werden, die den Reibungskoeffizienten erheblich reduzieren. Bei ölfreier Montage der Spannsatzkegel ergeben sich abweichende Tabellen- und Rechenwerte.

#### Demontage

Sechskantmutter lösen. Die Sechskantmutter so weit nach links drehen bis sich der Spannsatz auf der Welle verschieben lässt. Anschließend den gelösten Spannsatz zwischen Welle und Nabe entfernen. Bei Wiederverwendung Sechskantmutter und Gewinde ölen.

#### Toleranzen, Oberflächen

Ein guter Drehvorgang ist ausreichend:  
 $RZ \leq 16\mu\text{m}$

Höchste zulässige Toleranzen:  
h8 für die Welle - H8 für die Nabe

#### Axiale Verschiebung

Während des Anziehens der Sechskantmutter erfolgt eine axiale Verschiebung der Nabe gegenüber der Welle.

#### Zentrierung

Die Spannelemente KTR 130 ist **selbstzentrierend**. Zwischen Welle und Nabe beträgt die Rundlaufgenauigkeit des Spannsatzes zwischen 0,02 und 0,08 mm.

Bestellbeispiel:	KTR 130	18	x	35
	Type	Größe Innendurchmesser d		Größe Außendurchmesser D

**KTR 130 und KTR 131 (selbstzentrierend) – Technische Daten**

CLAMPEX® – KTR 130									
d x D [mm]	Abmessungen [mm]		Sechskantmutter		Übertragbares Drehmoment oder Axialkraft		Flächengrösung zwischen Spannsatz		Gewicht [-kg]
	B	B <sub>1</sub>	Schlüsselweite SW	T <sub>A</sub> [Nm]	T [Nm]	F <sub>ax</sub> [kN]	Welle P <sub>W</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	Nabe P <sub>N</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	
5 x 14	18	15	14	10	10,1	4,0	264	96	0,018
6 x 14	19	15	14	10	12,1	4,0	220	96	0,017
8 x 16	22	17	17	17	23,4	5,8	179	91	0,024
9 x 20	24	19	22	35	43,2	9,7	248	112	0,042
10 x 20	24	19	22	35	48,8	9,7	229	112	0,046
12 x 22	24	19	22	44	65,3	10,9	206	117	0,048
14 x 26	28	22	27	65	93,0	13,3	178	99	0,081
15 x 26	28	22	27	65	99,0	13,3	166	99	0,076
16 x 26	28	22	27	65	108	13,3	156	99	0,071
18 x 35	36	27	36	161	223	24,8	224	125	0,197
19 x 36	36	27	36	161	235	24,8	212	125	0,191
20 x 35	36	27	36	161	248	24,8	201	125	0,181
22 x 42	41	30	46	250	349	31,8	197	110	0,242
24 x 42	41	30	46	250	381	31,8	180	110	0,221
25 x 42	41	30	46	250	397	31,8	173	110	0,209
30 x 47	44	33	50	355	605	40,4	162	110	0,372
32 x 55	51	38	55	490	764	47,8	166	102	0,627
35 x 55	51	38	55	490	838	47,8	151	102	0,566
40 x 62	58	43	66	800	1329	66,5	152	98	0,895
45 x 65	63	48	65	900	1606	71,0	142	98	0,865
48 x 75	73	58	75	1290	2227	92,0	121	77	1,470
50 x 75	73	58	75	1290	2520	92,0	116	77	1,380

CLAMPEX® – KTR 131										
d x D [mm]	Abmessungen [mm]			Sechskantmutter/Kontarsechskant		Übertragbares Drehmoment oder Axialkraft		Flächengrösung zwischen Spannsatz		Gewicht [-kg]
	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	Schlüsselweite SW	T <sub>A</sub> [Nm]	T [Nm]	F <sub>ax</sub> [kN]	Welle P <sub>W</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	Nabe P <sub>N</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	
5 x 12	18	16	9	14	10	10,1	4,0	264	119	0,016
6 x 12	19	16	9	14	10	12,1	4,0	220	119	0,015
8 x 14	22	17	11	17	17	23,4	5,8	179	121	0,021
10 x 18	24	19	12	22	35	48,8	9,7	221	127	0,044
12 x 20	24	19	12	22	44	65,3	10,9	206	128	0,044
14 x 24	28	22	16	27	65	93,0	13,3	178	107	0,077
15 x 24	28	22	16	27	65	99,0	13,3	166	107	0,072
16 x 24	28	22	16	27	65	108	13,3	156	107	0,068
18 x 30	36	27	17	36	161	223	24,8	224	145	0,176
19 x 30	36	27	17	36	161	235	24,8	212	145	0,175
20 x 30	36	27	17	36	161	248	24,8	201	145	0,182
22 x 38	41	30	20	46	250	349	31,8	197	122	0,337
24 x 38	41	30	20	46	250	381	31,8	180	122	0,319
25 x 38	41	30	20	46	250	397	31,8	173	122	0,303
30 x 42	44	33	23	50	355	605	40,4	162	123	0,342
32 x 50	51	38	28	55	490	764	47,8	166	112	0,549
35 x 50	51	38	28	55	490	838	47,8	151	112	0,494

### 13.5.3. Notlauflager

#### UCF 205 -4-Loch Flanschlager für 25mm Welle

Hauptkatalog 2014  
[gratis anfordern](#)



[+] Zoom



#### Produktbeschreibung

UCF 205 -4-Loch Flanschlager für 25mm Welle

d (mm): 25  
 a (mm): 95  
 e (mm): 70  
 g (mm): 14  
 l (mm): 27  
 s (mm): 12  
 z (mm): 36  
 Bi (mm): 34  
 Lager-einsatz: UC205  
 Ge-häuse: F205

Lieferstatus: ● Lieferzeit: 1-5 Werktage (Details)  
 Liefergebiet: Deutschland, Österreich

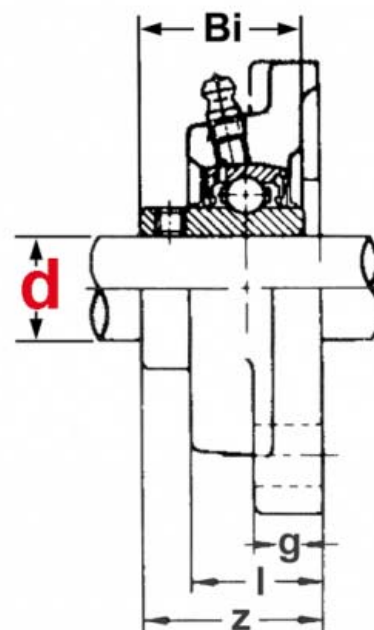
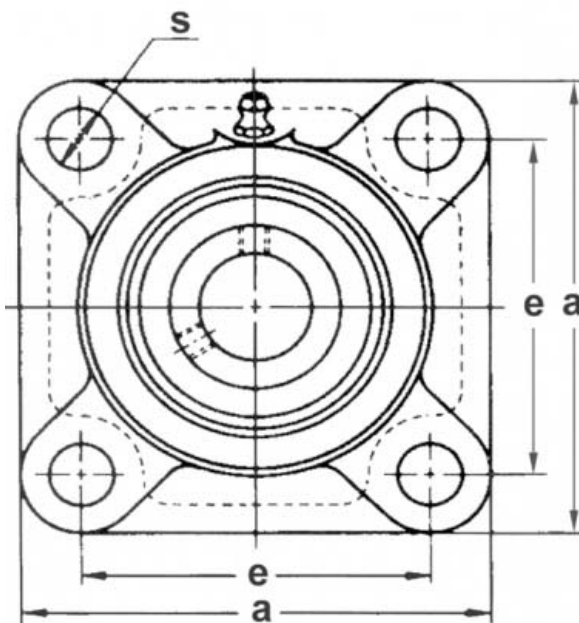
#### Weitere Funktionen

- [Artikel empfehlen](#)
- [Merkliste \(bitte einloggen\)](#)
- [Wunschzettel \(bitte einloggen\)](#)
- [Preisalarm](#)

#### Preisliste

[zur Produktübersicht](#)

d (mm)	a (mm)	e (mm)	g (mm)	l (mm)	s (mm)	z (mm)	Bi (mm)	Lager-einsatz	Ge-häuse	Bestellnr.	Menge	Preis
20	86	64	12	25,5	12	33	31	UC204	F204	319090	<input type="text"/>	9,50 € <span style="color: green;">●</span>
25	95	70	14	27	12	36	34	UC205	F205	319092	<input type="text"/>	9,90 € <span style="color: green;">●</span>



(FK Söhnchen)



### 13.5.4. Elektromotor



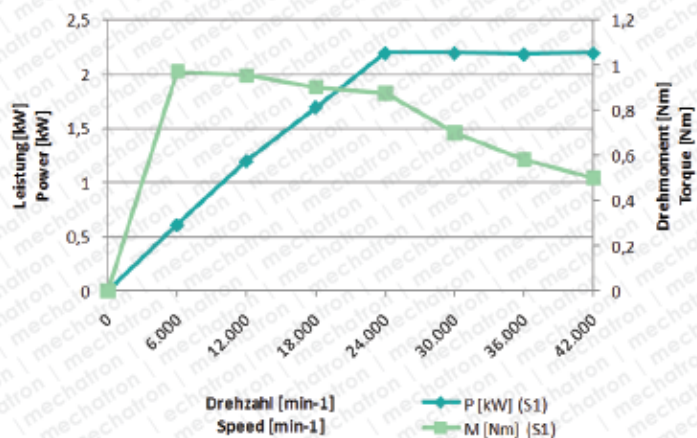
# HSC-8022-42

## Datenblatt / Datasheet

### Technische Daten & Anschlusswerte Technical data & connection values

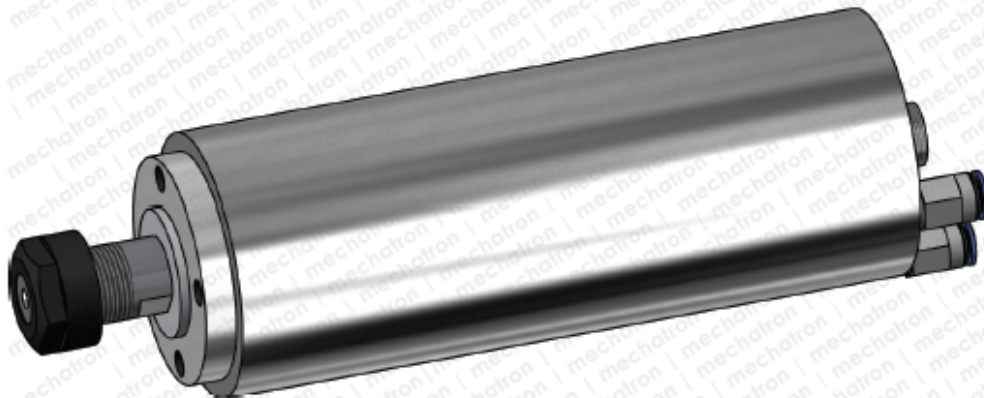
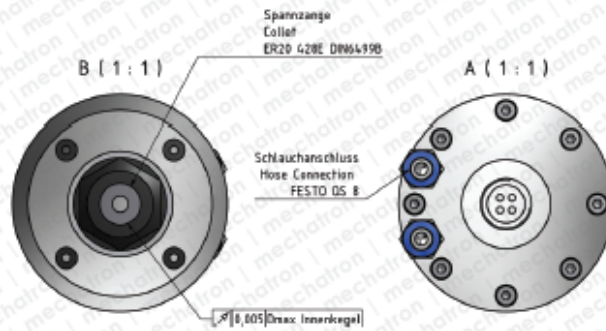
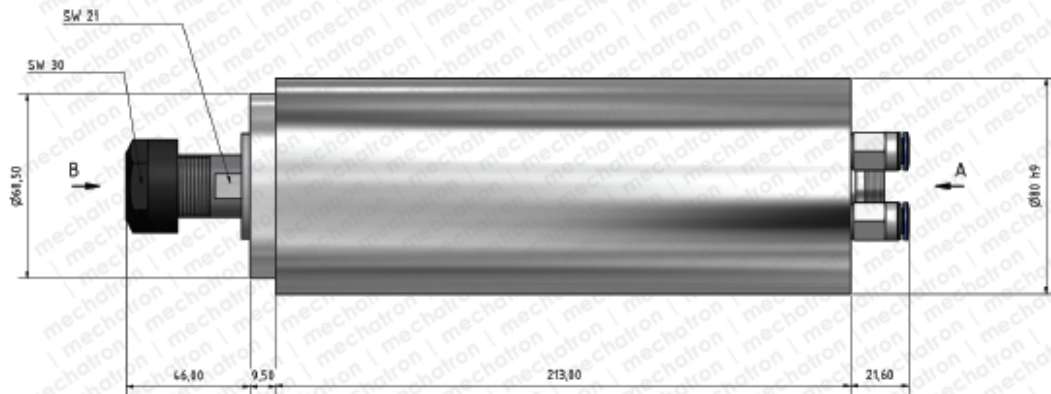
Bezeichnung Name	MECHATRON HSC-8022-42	Drehzahl Rotation Speed	42.000 min <sup>-1</sup>
Kühlung Cooling	Flüssigkeitskühlung Liquid cooling	Spannzange Collet	ER20 428E DIN6499B
Nennleistung Rated Power	S1 (100%) 2.2kW S6 (50%) 2.5 kW	Frequenz Frequency	700Hz
Kühlmitteltemperatur Coolant temperature	Max. 35°C	Spannbereich Clamping range	1-14mm
Spannung Voltage	230VAC	Polpaarzahl Pole pairs	1
Spindellager Spindle bearings	3x Stahl (Duplex Tandem+1) 3x Steel (Duplex Tandem+1) Optional: 3x Hybrid	Rundlauf (Innenkegel) Runout (inner Taper)	<5,0µm
Strom Current	S1 (100%) 8.0A S6 (50%) 8.6A	Werkzeugwechsel Tool Change	Manuell, Spannmutter Manually, clamping nut
Schmierung Lubrication	Fett, wartungsfrei Grease, maintenance free	Gewicht Weight	5,1kg

### Leistungs-/Drehmomentdiagramm Power/Torque vs. speed diagram



© 2019 MECHATRON GmbH, Technische Änderungen, Irrtümer und Druckfehler vorbehalten. Reproduktion, Änderung oder Vervielfältigung ohne ausdrückliche schriftliche Einverständniserklärung des Urhebers wird untersagt. Alle Rechte vorbehalten.  
© 2019 MECHATRON GmbH, technical modification, mistakes and literal errors reserved. Reproduction, changes or reprography without explicit declaration of agreement of the author is forbidden. All rights reserved.

Abmessungen  
Dimensions



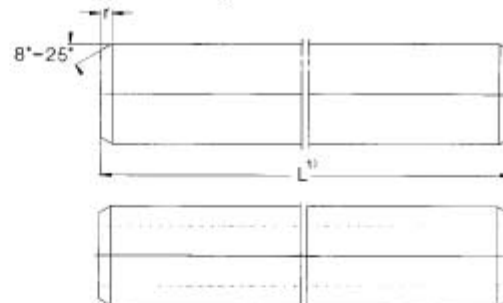
© 2013 MECHATRON GmbH. Technische Änderungen, Irrtümer und Druckfehler vorbehalten. Reproduktion, Änderung oder Vervielfältigung ohne ausdrückliche schriftliche Einverständniserklärung des Urhebers wird untersagt. Alle Rechte vorbehalten.  
© 2013 MECHATRON GmbH. technical modification, mistakes and literal errors reserved. Reproduction, changes or repropography without explicit declaration of agreement of the author is forbidden. All rights reserved.

## 13.5.5. Biegeweiche Welle

Standard designs for fixed length without chamfer



Standard designs for fixed length with chamfer



2

<sup>1)</sup> Shafts cut to special length with chamfered ends. The length tolerance of these shafts corresponds to LJM 20×1 500 ESSC2 medium class. The designation for a shaft with 20 mm diameter cut to a length of 1,5 m is, for example, LJM 20×1 500 ESSC2.

Basic data for the various models for the precision shafts

Dimensions			Mass		Moment of Inertia		Cross sectional area		Designations					
d	d <sub>1</sub>	r <sub>min</sub>	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft	Hollow shaft	Solid shaft of precision steel	Solid shaft of stainless steel	Solid shafts with high grade steel hard chromium plated	Hollow shaft high grade steel		
mm			kg/m		cm <sup>4</sup>		mm <sup>2</sup>		CF53/Ck53	X90CrMnV18	X46Cr13	CF53/Ck53	Ck6Q/100Cr6	
3	-	0,4	0,06	-	0,0004	-	7,1	-	-	LJMR 3	-	-	-	
4	-	0,4	0,1	-	0,0013	-	12,6	-	-	LJMR 4	-	-	-	
5	-	0,8	0,15	-	0,0031	-	19,6	-	LJM 5	LJMR 5	LJMS 5	LJMH 5	-	
6	-	0,8	0,22	-	0,0064	-	28,3	-	LJM 6	LJMR 6	LJMS 6	LJMH 6	-	
8	-	0,8	0,39	-	0,02	-	50,3	-	LJM 8	LJMR 8	LJMS 8	LJMH 8	-	
10	-	0,8	0,62	-	0,049	-	78,5	-	LJM 10	LJMR 10	LJMS 10	LJMH 10	-	
12	4	1	0,89	0,79	0,102	-	113	-	LJM 12	LJMR 12	LJMS 12	LJMH 12	LJT 12	
14	-	1	1,21	-	0,189	-	154	-	LJM 14	LJMR 14	LJMS 14	LJMH 14	-	
16	7	1	1,58	1,28	0,322	0,31	201	163	LJM 16	LJMR 16	LJMS 16	LJMH 16	LJT 16	
20	14	1,5	2,47	1,25	0,785	0,597	314	160	LJM 20	LJMR 20	LJMS 20	LJMH 20	LJT 20	
25	16	1,5	3,86	2,35	1,92	1,64	491	305	LJM 25	LJMR 25	LJMS 25	LJMH 25	LJT 25	
30	18	1,5	5,55	3,5	3,98	3,46	707	453	LJM 30	LJMR 30	LJMS 30	LJMH 30	LJT 30	
40	28	2	9,86	4,99	12,6	9,96	1 260	685	LJM 40	LJMR 40	LJMS 40	LJMH 40	LJT 40	
50	30	2	15,4	9,91	30,7	27,7	1 960	1 350	LJM 50	LJMR 50	LJMS 50	LJMH 50	LJT 50	
60	36	2,5	22,2	14,2	63,6	57,1	2 830	1 920	LJM 60	LJMR 60	LJMS 60	LJMH 60	LJT 60	
80	57	2,5	39,5	19,43	201	153	5 030	2 565	LJM 80	-	-	LJMH 80	LJT 80	

**Attention:**

d<sub>1</sub> can deviate from the value quoted.

Different shaft diameters and types on request.

The static load capacity has to be decreased by 8% and the dynamic load capacity by 18% when using the non-rusting types (HV6) in conjunction with precision steel shafts made of stainless steel.

**SKF**

51



## 13.6. Datenblätter der verwendeten Sensoren

### 13.6.1. Drehzahlsensor

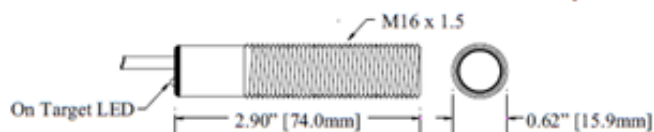


#### ROS - Remote Optical Sensor



##### SPECIFICATIONS:

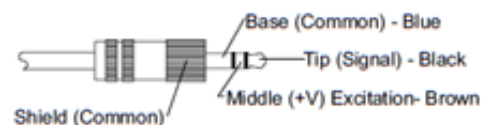
Speed Range:	1-250,000 RPM	Power Requirement:	3.0 - 15 Vdc @ 40mA
Illumination:	Visible Red LED	Output Signal:	Negative pulse input voltage (+V) to 0
Operating Temp.:	14° to 158° F [-10° to 70° C]	On-Target Indicator:	Green LED on end cap
Operating Range:	up to 36" [0.9 m] and 45 degrees from target		
Cable Length:	ROS-W and ROS-P: 8 feet [2.4 m]; ROS-P-25: 25 feet [7.6 m]		
Connection:	Tinned wires (ROS-W); 3.5 mm [1/8 inch] male stereo plug (ROS-P, ROS-P-25)		
Material:	303 Stainless Steel supplied with two M16 Jam Nuts and Mounting Bracket		
Lens:	Acrylic Plastic		
Dimensions:	Threaded Tube 2.90 in x 0.62 in diameter [M16 x 1.5 x 74 mm] long		



##### CONNECTION DETAIL for Tinned Wires (ROS-W):

Wire Color	Function	
Brown	Positive Power Supply	(+V)
Blue	Common	(Com)
Black	Signal (+V to 0 Vdc Pulse)	(Sig)
Shield	Housing Ground	(Com)

##### CONNECTION DETAIL for Plug (ROS-P, ROS-P-25):



##### OPERATING INSTRUCTIONS:

The ROS Remote Optical Sensor is capable of detecting a reflected pulse from a target consisting of T-5 Reflective Tape at distances of up to 36 inches [1 m] from the rotating object and angles up to 45 degrees. For most applications, a 1/2" [12 mm] square piece of Reflective Tape (T-5) should be applied to a clean area on the rotating object.

The ROS should be mounted (using the supplied jam nuts and aluminum mounting bracket) and optically aligned to illuminate the target once per revolution. The user must hold "steady" or mount the ROS to obtain an accurate measurement. It is recommended that the optical Sensor be placed at a slight angle (15 degrees) from perpendicular, so that the Sensor will receive only pulses from the reflective marker. The ROS should be at least 1 inch from the reflective target to avoid false triggering. The green LED On-Target Indicator will blink at the input frequency rate when the ROS is properly aimed. **NOTE:** The green LED On-Target Indicator will blink on and off at slow speeds and remain on steady at high speeds.

The ROS is supplied with an 8 foot [2.4 m] cable terminated with 4 tinned wires (ROS-W) or a 3.5 mm [1/8 inch] male stereo plug (ROS-P) or optionally a 25 foot [7.6 m] cable terminated with a 3.5 mm [1/8 inch] male stereo plug (ROS-P-25). The plug may be cut from the cable and the leads stripped and connected as shown in connection detail for tinned wire above. An optional 25 foot [7.6 m] extension cable EC-25P is available with a female socket for the plug on one end, and a 3.5 mm [1/8 inch] male stereo plug on the other.

The ROS-W will work with all Monarch panel instruments that accept pulse inputs (e.g. ACT Series, DataChart 1250). The ROS-P and ROS-P-25 will work directly with all Monarch Handheld Tachometers, Deluxe Nova-Strobe models (DA+, DB+, dax, dbx) and Phaser Strobe (PB, pbx) Stroboscopes. A sensor power supply (SPS, SPSR) with BNC output is available for those applications that require a separate power source for the sensor.

Correct operation of the ROS can be checked at any time by aiming it at an original design fluorescent light and observing a 120 Hz or 100 Hz (two times your mains frequency) square wave on the signal output. If the sensor is being used with a tachometer, the tachometer will read 7200 RPM or 6000 RPM. The Sensor will not pick up newer "energy efficient" design fluorescent lights.

##### ACCESSORIES:

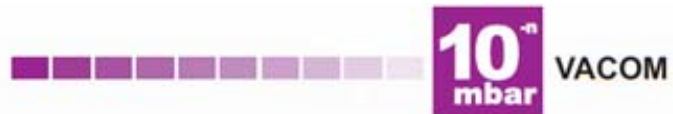
EC-25P	25 foot [7.6 m] Extension Cable	T-5	Reflective Tape - 5 foot [1.5 m] roll
ROS-NUT	Set of two M16 Jam Nuts	T-5WP	Waterproof Reflective Tape - 5 foot [1.5 m] roll
ROS-MNT	90° Slotted Mounting Bracket	SPSR-IM	Self Powered Sensor - Interface Module
WIRE	3-wire shielded Sensor Cable, bulk lengths	PLUG	3.5 mm [1/8 inch] male stereo plug

Monarch Instrument  
15 Columbia Drive, Amherst, NH 03031 USA  
Tel: (603) 883-3390  
www.monarchinstrument.com

Specifications are subject to change without notice.

1071-4854-118R

## 13.6.2. Drucksensor



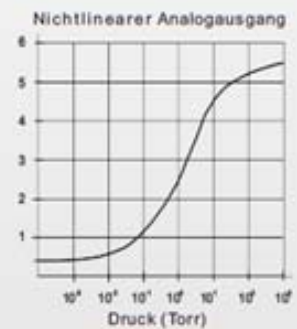
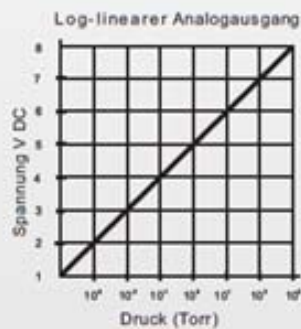
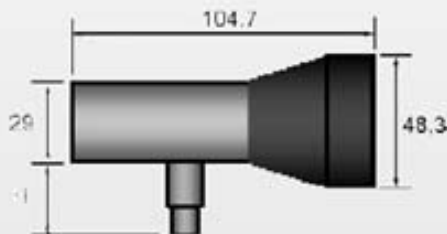
### Aktiver Pirani-Vakuumsensor mit Konvektionsausgleich CVM-211

- Atmosphärendruck bis 10<sup>-4</sup> mbar
- Stabile und reproduzierbare Messung
- Integrierte Digitalanzeige: mbar oder Torr (nicht umschaltbar)
- Analogausgang: nichtlinear oder log-linear
- 1 Relaisausgang
- Kompakte Bauform
- Einfache Installation
- Optimal für Prozesskontrolle
- Optional aufsteckbares Batterie-Netzteil
- Kompatibel zu Mini-Convectron®-Basismodulen



[www.vacom.de](http://www.vacom.de)

Typische Messgenauigkeit	±2 % im Bereich atm bis 500 mbar ±10 % im Bereich 500 bis $1 \times 10^{-3}$ mbar
Inneres Volumen	26 cm <sup>3</sup>
Leckrate	$< 1 \times 10^{-9}$ mbar l/s He
Ausheiztemperatur	70 °C ohne Kabel
Betriebstemperatur	0 bis 40 °C
Versorgungsspannung	11 bis 30 V DC (gegen Einschalt- und Überspannungsspitzen geschützt)
Analogausgang	log-linear : 1 bis 8 V DC (1 V/Dekade) oder nichtlinear: 0,375 bis 5,659 V DC (0 mbar bis atm; für N <sub>2</sub> )
Relaisausgang	1 einpoliger Umschalter: 1 A, 30 V DC
Stecker	SUB-D male, 9-polig
Anzeige	LED, 3-stellig, mbar oder Torr (nicht umschaltbar)
Material	vakuumseitig: Wolfram (vergoldet), Edelstahl, Glas, Nickel, Teflon® Gehäuse: Kunststoff
Gewicht	136 g
Einbaulage	unterhalb 1 mbar beliebig, oberhalb 1 mbar Sensorachse horizontal empfohlen
CE-konform	



### Bestellinformationen

Art.-Nr.	Flansch*	Analogausgang	H (mm)
Anzeigeeinheit: Torr			
	mbar		
CVM211GBA	DN16KF	log-linear	33
CVM211GBA	DN16KF	nichtlinear	33
CVM211GEA	DN16CF	log-linear	37,3
CVM211GEA	DN16CF	nichtlinear	37,3

\* andere Vakuumanschlüsse auf Anfrage

### Zubehör

Art.-Nr.	Bezeichnung
PS-12VDC-SUBD9	Netzteil-Adapter 100/230 V AC auf 12 V DC
PS402-A	Batterie-Netzteil (2 x 9 V), aufsteckbar

VACOM

Vakuum Komponenten & Messtechnik GmbH  
 Gabelsbergerstraße 9 • 07749 Jena • Deutschland  
 Tel. +49(0)3641 4275-0 • Fax +49(0)3641 4275-82  
 info@vacom.de • www.vacom.de





### 13.6.3. Beschleunigungssensor



#### MWS 4301

Uniaxial  
Amplified Output  
Temperature Compensated

#### Features

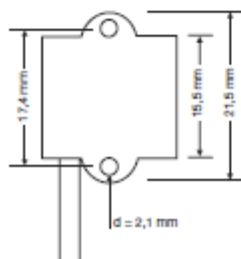
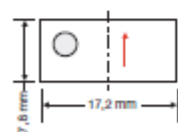
- ▶ Range: 2 g to 1,000 g
- ▶ Low mass
- ▶ High Sensitivity
- ▶ Gas Damped
- ▶ Highly Shock Resistant
- ▶ DC Response

#### Service

- ▶ Pendulum calibration
- ▶ Sinusoidal calibration

#### Options

Customised cable lengths and plug connectors with individual customer assignment are available at all times.



↑ = Positive Output

#### MWS 4301LN

Uniaxial  
Amplified Output  
Low Noise  
Temperature Compensated

#### Description

The **MWS 4301** model is an accelerometer based on capacitive technology. The sensor has been developed specifically for measuring relatively small accelerations, as required in the aerospace or automotive sector, for example. Because capacitive technology is used, extremely small measuring ranges are possible. It features an aluminium housing and its design is extremely small and compact.

The **MWS 4301** and **MWS 4301LN** are shock resistant up to 2,000 g. Both versions require a supply voltage of between 9 and 30 VDC. The output signal can be evaluated as a +/- 2 Volt single end mode or as a +/- 4 Volt differential mode.

The **MWS 4301LN** model has low noise and improved frequency response. The output signal can be resolved better thanks to the low noise.

The **MWS 4301** and **MWS 4301LN** model have a wide frequency response which starts at 0 Hz (DC).



## Capacitive Accelerometer

### MWS 4301 und MWS 4301LN

	MWS 4301	MWS 4301LN
Supply Voltage	9 to 30 VDC	9 to 30 VDC
Ranges	5 g to 1,000 g	2 g to 200 g
Linearity: typ. FSO	0.5%	0.5%
Damping: typ.	0.7	0.7
Transvers Sensitivity: typ.	2%	2%
Zero Measurand Output	+/- 50 mV	+/- 50 mV
Output Impedance	90 Ohm	90 Ohm
TC Zero: (-20° to 80°C), typ.	1%	1%
TC Span: (-20° to 80°C), typ.	3%	3%
Operating Temperature:	-20° to 100°C	-20° to 100°C
Storage Temperature	-40° to 120°C	-40° to 120°C
Shock Resistant	2,000 g	2,000 g
Weight		
Housing	5 g	5 g
Cable	12 g/m	12 g/m
Material		
Housing	Aluminium	Aluminium
Cable	PU	PU

At 10 VDC Supply and 25°C; Differential Mode

#### Individual Technical Data

	MWS 4301	MWS 4301LN
Range 2g	Sensitivity	2,000 mV/g
	Frequency +/- 1dB	300 Hz
	Noise: (typ. RMS)	2 µg/root Hz
Range 5g	Sensitivity	800 mV/g
	Frequency +/- 1dB	300 Hz
	Noise: (typ. RMS)	5 µg/root Hz
Range 10g	Sensitivity	400 mV/g
	Frequency +/- 1dB	450 Hz
	Noise: (typ. RMS)	10 µg/root Hz
Range 25g	Sensitivity	160 mV/g
	Frequency +/- 1dB	700 Hz
	Noise: (typ. RMS)	25 µg/root Hz
Range 50g	Sensitivity	80 mV/g
	Frequency +/- 1dB	1,100 Hz
	Noise: (typ. RMS)	50 µg/root Hz
Range 100g	Sensitivity	40 mV/g
	Frequency +/- 1dB	1,500 Hz
	Noise: (typ. RMS)	100 µg/root Hz
Range 200g	Sensitivity	20 mV/g
	Frequency +/- 1dB	2,000 Hz
	Noise: (typ. RMS)	200 µg/root Hz
Range 400g	Sensitivity	10 mV/g
	Frequency +/- 1dB	2,700 Hz
	Noise: (typ. RMS)	2,530 µg/root Hz
Range 1,000g	Sensitivity	4 mV/g
	Frequency +/- 1dB	3,000 Hz
	Noise: (typ. RMS)	5,100 µg/root Hz

Cable Code  
 Supply+ red  
 Supply- black  
 Output+ white  
 Output- green



MWS Sensorik GmbH  
 Otto-Hahn-Strasse 6

85276 Pfaffenhofen  
 Germany

Tel. +49 (0) 84 41 / 49 83-0  
 Fax +49 (0) 84 41 / 49 83-20

info@mws-sensorik.de  
 www.mws-sensorik.de



### 13.6.4. Temperatursensor

#### Mantel- Widerstandthermometer bis 600°C - PT100 - Silikon - Ø3.0mm

24



Sofort lieferbar.

**F** Empfehlen

+1

**i**

**ZOOM**

#### Technische Spezifikationen

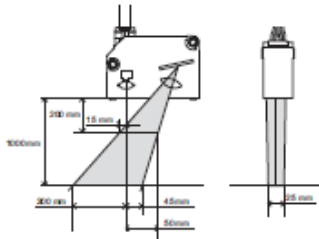
Sensor	PT100 1/3 DIN
Durchmesser	3.0 mm
Einbaulänge	frei wählbar in der Auswahlliste siehe oben
Werkstoff	Edelstahl 1.4541
Übergangshülse	5 x 35mm
Anschlussleitung	Silikon-Leitung 2 x 0,22mm <sup>2</sup>
Anschlussleitungslänge	frei wählbar in der Auswahlliste siehe oben
Anschlussenden	50mm freie Enden mit Aderendhülsen
Schutzart	IP65
Max. Betriebstemperatur MWT	-200°C ... +600°C
Max. Betriebstemperatur Leitung	-50°C ... +200°C

(Sensorshop24)





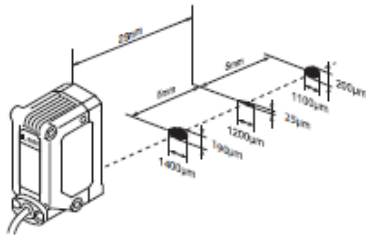
• IL-600



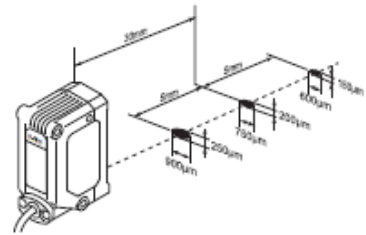
Bei der IL-Serie kann die optische Achse um etwa  $\pm 2,0^\circ$  abweichen.  
Die optische Achse kann um etwa  $\pm 1,5^\circ$  (IL-S025/IL-S065) bzw.  $\pm 2,0^\circ$  (IL-030/IL-065/IL-100/IL-600) abweichen.

**Strahldurchmesser**

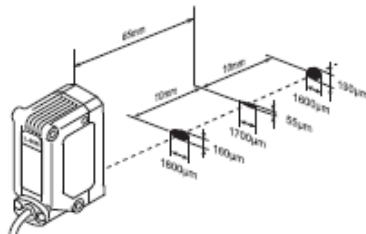
• IL-S025



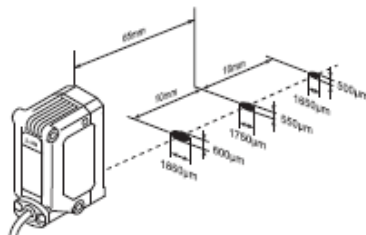
• IL-030



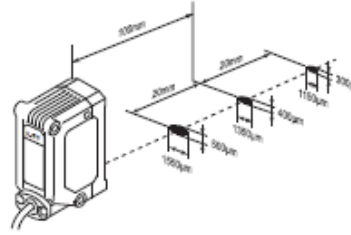
• IL-S065



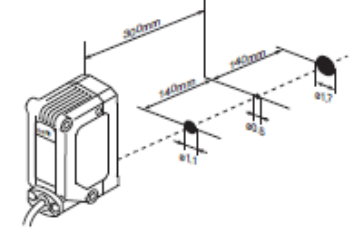
• IL-065



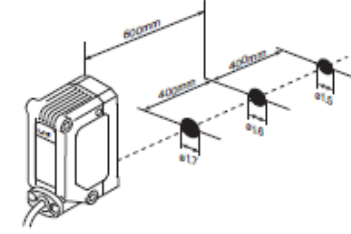
• IL-100



• IL-300



• IL-600



Die optische Achse kann um etwa  $\pm 1,5^\circ$  (IL-S025/IL-S065) bzw.  $\pm 2,0^\circ$  (IL-030/IL-065/IL-100/IL-600) abweichen.

**Genauigkeit Analogausgang**

Der Analogausgang kann auf  $\pm 5$  V, 1 bis 5 V, 0 bis 5 V und 4 bis 20 mA eingestellt werden.

	Spannungsausgang	Stromstärkeausgang
Ausgangsbereich	$\pm 5$ V (Voller Skalenausschlag 10 V)	4 bis 20 mA (Voller Skalenausschlag 16 mA)
Ausgangswiderstand	100 $\Omega$	-
Max. Lastwiderstand		350 $\Omega$
Wiederholgenauigkeit	$\pm 1$ mV	$\pm 1,5$ $\mu$ A
Genauigkeit des angezeigten Werts	$\pm 0,05$ % von F.S.	$\pm 0,25$ % von F.S.
Temperaturcharakteristik	$\pm 0,005$ % von F.S./ $^\circ$ C	$\pm 0,001$ % von F.S./ $^\circ$ C
Aktualisierungszyklus	Gleich wie Messkopf-Abtastfrequenz <sup>*1</sup>	

\*1 Wenn die durchschnittliche Häufigkeit der Datenerfassung bei der Abtastfrequenz 256 oder geringer ist.

## Technische Daten

## ■ Messkopf

Modell	IL-S025 <sup>*1</sup>	IL-030	IL-S065 <sup>*1</sup>	IL-065	IL-100	IL-300	IL-600
Montageabstand	25 mm	30 mm	65 mm	65 mm	100 mm	300 mm	600 mm
Massbereich	20 bis 30 mm	20 bis 45 mm	55 bis 75 mm	55 bis 105 mm	75 bis 130 mm	160 bis 450 mm	200 bis 1000 mm
Messverstärker	Roter Halbleiterlaser, Wellenlänge 655 nm (sichtbares Licht)						
	Laserkategorie	Klasse 2 (FDA CDRH Part1040.10) <sup>*2</sup> Klasse 2 (IEC 60825)	Klasse 1 (FDA CDRH Part1040.10) <sup>*2</sup> Klasse 1 (IEC 60825-1)	Klasse 2(FDA CDRH Part1040.10) <sup>*2</sup> Klasse 2(IEC 60825-1)			
	Ausgangsstrahlung	560 µW	220 µW	560 µW			
Strahldurchmesser (bei Referenzentfernung)	Ca. 25 x 1200 µm	Ca. 200 x 750 µm	Ca. 55 x 1700 µm	Ca. 550 x 1750 µm	Ca. 400 x 1350 µm	Ca. ø500 µm	Ca. ø1600 µm
Linearität <sup>*3</sup>	±0,075 % von F. S. (beim Einsatz unter 20 bis 25 mm) ±0,1 % von F. S. (beim Einsatz unter 20 bis 30 mm)	±0,1% von F.S. (beim Einsatz unter 25 bis 35 mm)	±0,005 % von F. S. (beim Einsatz unter 55 bis 65 mm) ±0,075 % von F. S. (beim Einsatz unter 55 bis 75 mm)	±0,1% von F.S. (beim Einsatz unter 55 bis 75 mm)	±0,15% von F.S. (beim Einsatz unter 80 bis 120 mm)	±0,25% von F.S. (beim Einsatz unter 160 bis 440 mm)	±0,25 % von F. S. (beim Einsatz unter 200 bis 600 mm) ±0,5 % von F. S. (beim Einsatz unter 200 bis 1000 mm)
Wiederholgenauigkeit <sup>*4</sup>	1 µm		2 µm		4 µm	30 µm	50 µm
Abtastfrequenz	0,33/1/2/5 ms (Variabel auf 4 Stufen)						
Betriebsanzeigen	Laseremission: grüne Leuchtdiode, Analogbereich: orange Leuchtdiode, Referenzentfernung: rote/grüne Leuchtdiode						
Temperaturcharakteristik <sup>*3</sup>	0,03% von F.S./°C	0,05% von F.S./°C	0,02% von F.S./°C	0,06% von F.S./°C	0,06% von F.S./°C	0,08% von F.S./°C	0,08% von F.S./°C
Umgebungs-widerstand	Schutzklasse	IP67					
	Umgebungslicht <sup>*5</sup>	Glühlampe: 10000 lx	Glühlampe: 5000 lx	Glühlampe: 10000 lx	Glühlampe: 7500 lx	Glühlampe: 5000 lx	
	Temperatur	-10 bis +50°C (Ohne Kondensation und Reifbildung)					
	Relative Luftfeuchtigkeit	35 bis 85 % r.F. (keine Kondensation)					
	Schwingung	10 bis 55 Hz, 1,5 mm Doppelamplitude, 2 Stunden für die X-, Y- und Z-Achse					
Verschmutzungsgrad	3						
Material	Gehäusmaterial: PBT, Metall: SUS304 Verpackung: NBR, Objektivabdeckung: Glas, Kabel: PVC						
Gewicht	Ca. 60 g		Ca. 75 g		Ca. 135 g		

\*1 Vor dem 21. Januar 2010 gekaufte Messverstärker können nicht verwendet werden.

\*2 Die Klassifizierung wurde auf der Grundlage von IEC60825-1 zur Erfüllung der „Laser Notice No. 50“ der FDA (CDRH) umgesetzt.

\*3 Wert bei Messung des KEYENCE-Standardmesszieles (weißes, diffuses Objekt).

\*4 The following shows F.S. of each model.

IL-S025/IL-030: ±5 mm, IL-S065/IL-065: ±10 mm, IL-100: ±20 mm, IL-300: ±140 mm, IL-600: ±400 mm

\*5 Dies ist der Wert für die Häufigkeit der Messung unseres Standardmessobjekts (weißes, diffuses Objekt) bei 128 Durchschnittsmessungen, einer Abtastrate von 1 ms (bei IL-300/IL-600: 2 ms) und aus einem Standardabstand.

\*6 Wert bei Abtastrate von 2 ms oder 5 ms.

■ Messverstärkereinheit

Modell	IL-1000	IL-1500	IL-1050	IL-1550	
Messverstärker	DIN-Schienenmontage	Schalttafelmontage	DIN-Schienenmontage	Schalttafelmontage	
Haupteinheit/Erweiterungseinheit	Haupteinheit		Erweiterungseinheit		
Messkopfkompabilität	Ja				
Anzeige	Kleinste angezeigte Einheit IL-S025/IL-030: 1 µm, IL-S065/IL-065/IL-100: 2 µm, IL-300: 10 µm, IL-600: 50 µm				
	Anzeigebereich IL-S025/IL-030/IL-S065/IL-065/IL-100: ±99,999 mm bis ±99 mm (Variabel auf 4 Stufen) IL-300/IL-600: ±999,99 bis ±999 mm (3 Stufen wählbar)				
	Anzeigerate Ca. 10-mal/s				
Analog-Spannungsausgang*1	±5 V, 1 bis 5 V, 0 bis 5 V Ausgangsimpedanz 100 Ω		Nein		
Stromstärkeausgang*1	4 bis 20 mA Maximaler Lastwiderstand 350 Ω				
Steuer-eingang*2	Nullspannungseingang				
					Bankumschalt-eingang
					Eingang für Nullpunkt-verschiebung
					Eingang zum Stoppen der Emission
					Laktungseingabe
Steuer-ausgang*3	Baurteilungsausgabe	Offener Kollektor (NPN/PNP-schaltbar, N.C./N.C.-schaltbar)			
	Alarmanzeige	Offener Kollektor (NPN/PNP-schaltbar, N.C.-schaltbar)			
Strom-versorgung	Versorgungsspannung*4	10 bis 30 V Gleichstrom, einschließlich Welligkeit (P.P) 10 % Klasse 2 oder LPS*5		Wird von der Haupteinheit geliefert	
	Stromverbrauch (ohne Last)	2300 mW oder weniger (bei 30 V, max. 77 mA)*6	2500 mW oder weniger (bei 30 V, max. 84 mA)*7	2000 mW oder weniger (bei 30 V, max. 67 mA)	
				2200 mW oder weniger (bei 30 V, max. 74 mA)	
Umgebungs-widerstand	Umgebungs-temperatur im Betrieb	-10 bis +50°C (Ohne Reifbildung)			
	Relative Luftfeuchtigkeit im Betrieb	35 bis 85 % r.F. (keine Kondensation)			
	Schwingungs-festigkeit	10 bis 55 Hz, Gesamtamplitude 1,5 mm, 2 Stunden für die X-, Y- und Z-Achse			
	Verschmutzungs-grad	2			
Materialien	Gehäuse Haupteinheit/Frontplatte: Polycarbonat, Tastatur: Polyacetat, Kabel: PVC				
Masse (einschließlich Zubehör)	Circa 150 g	Circa 170 g	Circa 140 g	Circa 160 g	

\*1 ±5 V, 1 bis 5 V, 0 bis 5 V oder 4 bis 20 mA sollte ausgewählt werden.  
 \*2 Die vier externen Eingangskabel werden mit den gewünschten Eingängen belegt. Nenn-Nullspannungseingang: EIN Spannung 2 V oder weniger, AUS Strom 0,02 mA oder weniger. Der Nennspannungseingang hat einen maximalen Nennleistung von 30 V oder weniger, Spannung EIN 7,5 V oder mehr, Strom AUS 0,05 mA oder weniger.  
 \*3 NPN-Nennausgang bei offenem Kollektor: max. 50 mA/ch (20 mA/ch, wenn Erweiterungseinheiten angeschlossen sind), 30 V oder weniger, Restspannung 1 V oder weniger. (1,5 V oder weniger, wenn fünf oder mehr Erweiterungseinheiten angeschlossen sind.) PNP-Nennausgang bei offenem Kollektor: max. 50 mA/ch (20 mA/ch, wenn Erweiterungseinheiten angeschlossen sind), Netzspannung oder weniger, Restspannung 2 V oder weniger. (2,5 V oder weniger, wenn fünf oder mehr Erweiterungseinheiten angeschlossen sind.)  
 \*4 Wenn Sie fünf oder mehr Erweiterungseinheiten anschließen, muss die Stromversorgung eine Spannung von 20 bis 30 V haben.  
 \*5 Verwenden Sie Klasse-2- oder LPS-Stromversorgung mit Überstromschutz von 2,5 A oder weniger.  
 \*6 Max. 18 W (Gesamtstromverbrauch beim Anschluss von sieben Erweiterungseinheiten)  
 \*7 Max. 19,5 W (Gesamtstromverbrauch beim Anschluss von sieben Erweiterungseinheiten)

Garantie

KEYENCE-Produkte werden vor ihrer Auslieferung an die Kunden streng kontrolliert. Sollte das Gerät dennoch beschädigt sein, kontaktieren Sie bitte Ihren nächstliegenden KEYENCE-Händler.

1. Garantiedauer

Die Garantiedauer gilt ein Jahr ab dem Datum, an dem das Produkt an die vom Käufer genannte Adresse geliefert wurde.

2. Garantiefumfang

(1) Wenn ein nachweisbar von KEYENCE verschuldeter Mangel innerhalb der oben genannten Garantiedauer auftritt, wird das Produkt von KEYENCE kostenlos repariert. Die folgenden Fälle sind jedoch nicht im Garantiefumfang enthalten:

- Alle Mängel, die sich aus falschem Einsatz, ungeeigneten Betriebsbedingungen, falscher Behandlung oder unsachgemäßer Verwendung ergeben und den in der Betriebsanleitung enthaltenen Vorschriften, dem Handbuch oder den zwischen dem Käufer und KEYENCE vereinbarten technischen Daten widersprechen.
- Alle Mängel, die auf andere Gründe als auf ein mangelhaftes KEYENCE-Produkt zurückzuführen sind, wie zum Beispiel auf Geräte des Kunden oder auf Software des Kunden.
- Alle Mängel, die auf Modifizierungen oder Reparaturen zurückzuführen sind, die nicht von KEYENCE-Mitarbeitern durchgeführt wurden.
- Alle Mängel, die zuverlässig verhindert werden können, wenn das entsprechende Teil gemäß der Betriebsanleitung oder dem Anwenderhandbuch korrekt gewartet oder ausgetauscht wird.
- Alle Mängel, die zum Zeitpunkt des Versandes durch KEYENCE wissenschaftlich/technisch noch nicht als solche erkannt sind.
- Alle Schäden, die auf Brände, Erdbeben und Überschwemmungen oder andere nicht von KEYENCE verursachte äußerliche Einflüsse, wie zum Beispiel überhöhte Spannungen, zurückzuführen sind.

(2) Der Garantiefumfang ist auf den in Punkt (1) beschriebenen Umfang begrenzt. KEYENCE übernimmt keinerlei Verantwortung für Folgeschäden des Kunden (Sachschäden, Verlust von potentiellen Gewinnen, Einkommensverluste) oder andere Schäden, die sich aus einem mangelhaften KEYENCE-Produkt ergeben.

3. Anwendungsbereich der Produkte

Die KEYENCE-Produkte sind als Allzweck-Anwendungen für die Verwendung in allgemeinen Industriebranchen entworfen und hergestellt.

Deswegen sind unsere Produkte für die unten aufgeführten Einsatzmöglichkeiten nicht vorgesehen und nicht für sie geeignet. Falls der Käufer sich jedoch mit uns im Voraus über den Einsatz unserer Produkte abspricht, die Beschreibungen, Einstufungen und Leistungen des Produkts versteht und die entsprechenden Sicherheitsvorkehrungen trifft, kann das Produkt eingesetzt werden. In diesem Fall gilt der gleiche Garantiefumfang wie oben.

- In Anlagen und Einrichtungen, in denen das Produkt Menschenleben oder Eigentum stark gefährden kann, wie z. B. in Kernkraftwerken, in der Luftfahrt, mit Gleisanlagen, in Schiffen, Kraftfahrzeugen oder medizinischer Ausrüstung.
- In öffentlichen Versorgungsdiensten wie Elektrizitäts-, Gas- oder Wasserdiensten.
- Im Außenbereich, unter ähnlichen Bedingungen oder in ähnlichen Umgebungen.

KD 1040-1

KEYENCE CORPORATION

1-3-14, Higashi-Nakajima, Higashi-Yodogawa-ku, Osaka, 533-8555, Japan  
 TEL: +81-6-6379-2211

www.keyence.com

<b>ÖSTERREICH</b> Tel: +43-2236-378266-0	<b>UNGARN</b> Tel: +36 14 748 313	<b>SINGAPUR</b> Tel: +65-6392-1011
<b>BELGIEN</b> Tel: +32 1 528 12 22	<b>ITALIEN</b> Tel: +39-2-6688220	<b>SLOWAKEI</b> Tel: +421 2 5939 6461
<b>KANADA</b> Tel: +1-905-696-9970	<b>JAPAN</b> Tel: +81-6-6379-2211	<b>SCHWEIZ</b> Tel: +41 43 455 77 30
<b>CHINA</b> Tel: +86-21-68757500	<b>KOREA</b> Tel: +82-31-642-1270	<b>TAIWAN</b> Tel: +886-2-2718-8700
<b>TSCHECHIEN</b> Tel: +420 222 191 483	<b>MALAYSIA</b> Tel: +60-3-2092-2211	<b>THAILAND</b> Tel: +66-2-369-2777
<b>FRANKREICH</b> Tel: +33 1 56 37 78 00	<b>MEXIKO</b> Tel: +52-81-8220-7900	<b>GB UND IRLAND</b> Tel: +44-1908-696900
<b>DEUTSCHLAND</b> Tel: +49-6102-36 89-0	<b>NIEDERLANDE</b> Tel: +31 40 20 66 100	<b>USA</b> Tel: +1-201-930-0100
<b>HONG KONG</b> Tel: +852-3104-1010	<b>POLEN</b> Tel: +48 71 36861 60	

Änderungen der technischen Daten vorbehalten.

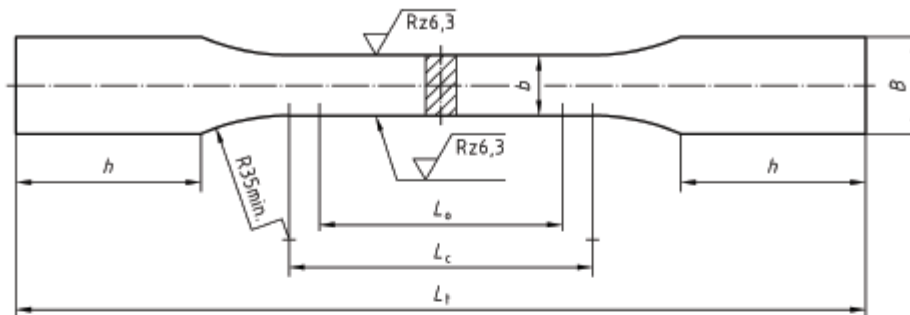
Copyright (c) 2011 KEYENCE CORPORATION. All rights reserved.  
 11550G 1031-1a  Printed in Japan



## 13.7. Abmessungen der Zugprobe

DIN 50125:2004-01

### 4.6 Zugprobe Form E



#### Legende

$a$	Probendicke	$L_0$	Anfangsmesslänge
$b$	Probenbreite	$L_c$	Versuchslänge ( $L_c \geq L_0 + 1,5 \sqrt{S_0}$ )
$B$	Kopfbreite ( $\approx 1,2 b + 3$ mm)	$L_t$	Gesamtlänge
$h$	Kopfhöhe ( $\approx 2 b + 10$ mm)		

Bild 5 — Flachprobe mit Köpfen für Spannkeile, Form E

Bezeichnung einer Zugprobe Form E mit Probendicke  $a = 5$  mm, Probenbreite  $b = 16$  mm und Anfangsmesslänge  $L_0 = 50$  mm:

Zugprobe DIN 50125 – E 5 × 16 × 50




Tabelle 6 — Beispiele für Maße von Zugproben Form E

Maße in Millimeter

$a$	$b$	$L_0$	$B$ min.	$h$ min.	$L_c$ min.	$L_t$ min.
3	8	30	12	26	38	115
4	10	35	15	30	45	135
5	10	40	15	30	50	140
5	16	50	22	40	65	175
6	20	60	27	50	80	210
7	22	70	29	55	90	230
8	25	80	33	60	105	260
10	25	90	33	60	115	270
10	30	100	40	70	125	300
12	26	100	34	65	125	295
15	30	120	40	70	150	325
18	30	130	40	70	160	335



## 13.8. Prüfprotokoll der Zugversuche

11.11.14

---

### TU Graz-Prüfprotokoll-Zugversuch

Überschrift : TU Graz-Prüfprotokoll-Zugversuch  
 Prüfnorm : DIN EN ISO 6892-1 Verfahren B (lagegesteuert)  
 Art und Bezeichnung : 6  
 Werkstoff : Ck45  
 Probentyp : Flachzugprobe  
 Prüfer : Herbert Penker

Prüfungsgeschwindigkeiten : Verfahren B      Geschwindigkeit Streckgrenze : 1      mm/min  
 Vorkraft : 200      N      Geschwindigkeit im Fließbereich : 0.00025      1/s  
 Geschwindigkeit E-Modul : 1      mm/min      Prüfungsgeschwindigkeit : 2      mm/min

#### Prüfergebnisse:

Legende	Nr	Art und Bezeichnung	R <sub>m</sub> MPa	F <sub>m</sub> kN	L <sub>0</sub> mm	L <sub>u</sub> mm	b <sub>0</sub> mm	b <sub>u</sub> mm	a <sub>0</sub> mm	a <sub>u</sub> mm
	1	4	667	54.47	50.3	59	16.5	14.88	4.95	4.33
	2	5	666	54.40	50.3	58.5	16.5	15.05	4.95	4.5
	3	6	663	54.18	50.3	58	16.5	15	4.95	4.5
	4	1	724	23.36	5	5	16.45	16.45	1.96	1.96
	5	2	717	22.94	5	5	16.4	16.4	1.95	1.95
	6	3	739	22.92	5	5	16.5	16.5	1.88	1.88

#### Seriengrafik:





11.11.14

## TU Graz-Prüfprotokoll-Zugversuch

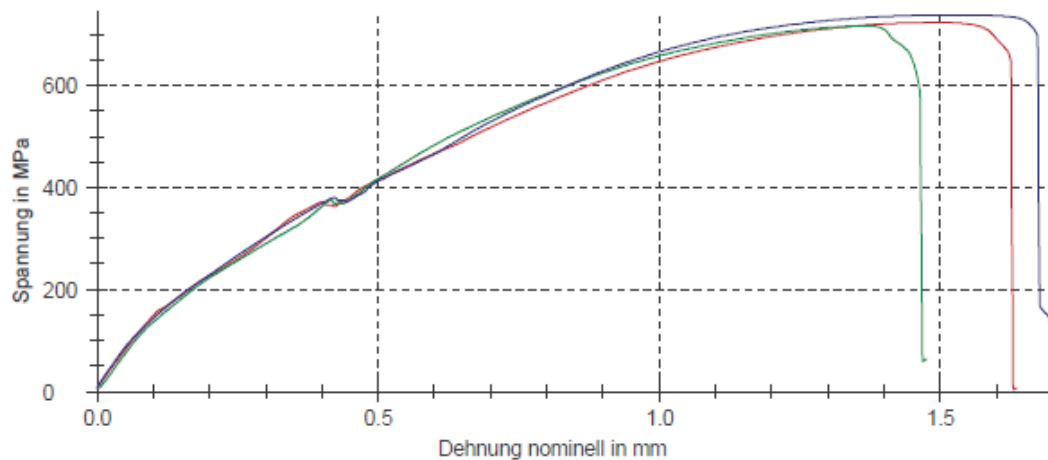
Überschrift : TU Graz-Prüfprotokoll-Zugversuch  
 Prüfnorm : DIN EN ISO 6892-1 Verfahren B (lagegesteuert)  
 Werkstoff : Ck45  
 Probentyp : Flachzugprobe  
 Prüfer : Herbert Penker

Prüfgeschwindigkeiten : Verfahren B                      Geschwindigkeit Streckgrenze : 1      mm/min  
 Vorkraft : 200      N                                      Geschwindigkeit im Fließbereich : 0.00025      1/s  
 Geschwindigkeit E-Modul : 1      mm/min              Prüfgeschwindigkeit : 2      mm/min

### Prüfergebnisse:

Legende	Nr	Art und Bezeichnung	R <sub>m</sub> MPa	F <sub>m</sub> kN	L <sub>0</sub> mm	L <sub>u</sub> mm	b <sub>0</sub> mm	b <sub>u</sub> mm	a <sub>0</sub> mm	a <sub>u</sub> mm
	4	1	724	23.36	5	5	16.45	16.45	1.96	1.96
	5	2	717	22.94	5	5	16.4	16.4	1.95	1.95
	6	3	739	22.92	5	5	16.5	16.5	1.88	1.88

### Seriengrafik:





11.11.14

## TU Graz-Prüfprotokoll-Zugversuch

Überschrift : TU Graz-Prüfprotokoll-Zugversuch  
 Prüfnorm : DIN EN ISO 6892-1 Verfahren B (lagegesteuert)  
 Werkstoff : Ck45  
 Probentyp : Flachzugprobe  
 Prüfer : Herbert Penker

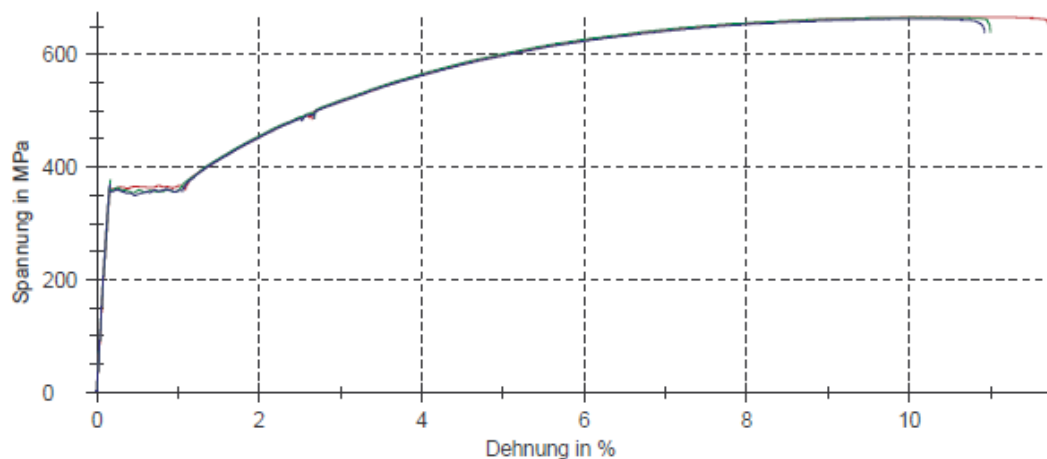
Prüfgeschwindigkeiten : Verfahren B      Geschwindigkeit Streckgrenze : 1 mm/min  
 Vorkraft : 200 N      Geschwindigkeit im Fließbereich : 0.00025 1/s  
 Geschwindigkeit E-Modul : 1 mm/min      Prüfgeschwindigkeit : 2 mm/min

### Prüfergebnisse:

Legende	Nr	Art und Bezeichnung	$R_{p0.2}$ MPa	$A_g$ %	$A_{\text{manuell}}$ %	Z %	$m_E$ GPa	$R_m$ MPa	$F_m$ kN	$L_0$ mm	$L_u$ mm	$b_0$ mm
	1	4	363	10.17	17.3	21	230	667	54.47	50.3	59	16.5
	2	5	359	9.77	16.3	17	247	666	54.40	50.3	58.5	16.5
	3	6	355	9.78	15.3	17	243	663	54.18	50.3	58	16.5

Legende	Nr	$b_u$ mm	$a_D$ mm	$a_u$ mm
	1	14.88	4.95	4.33
	2	15.05	4.95	4.5
	3	15	4.95	4.5

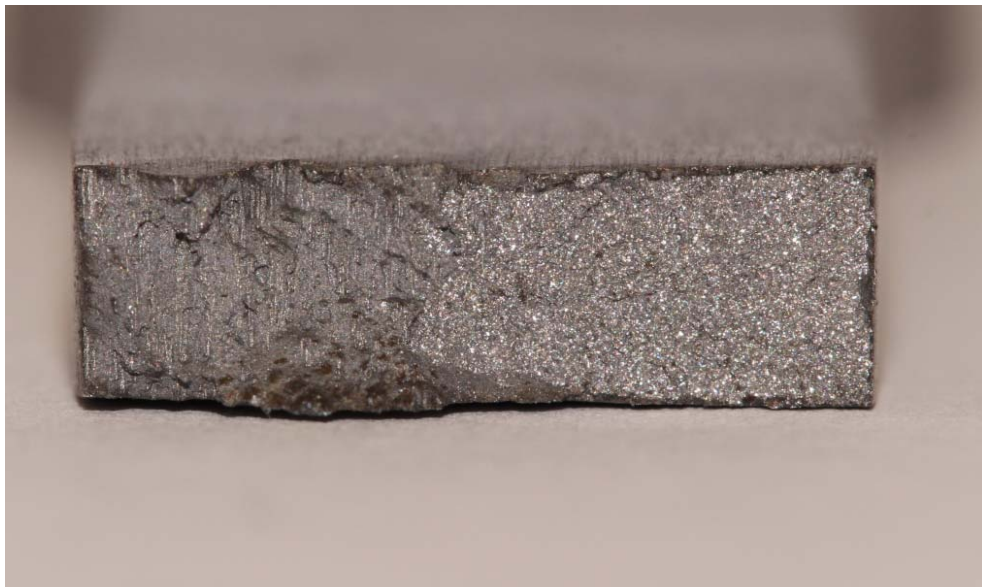
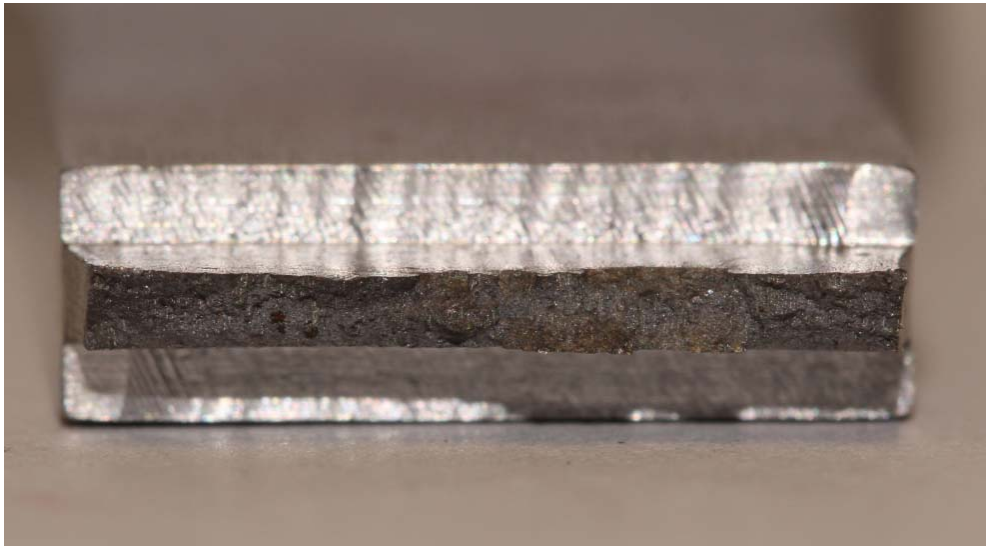
### Seriengrafik:



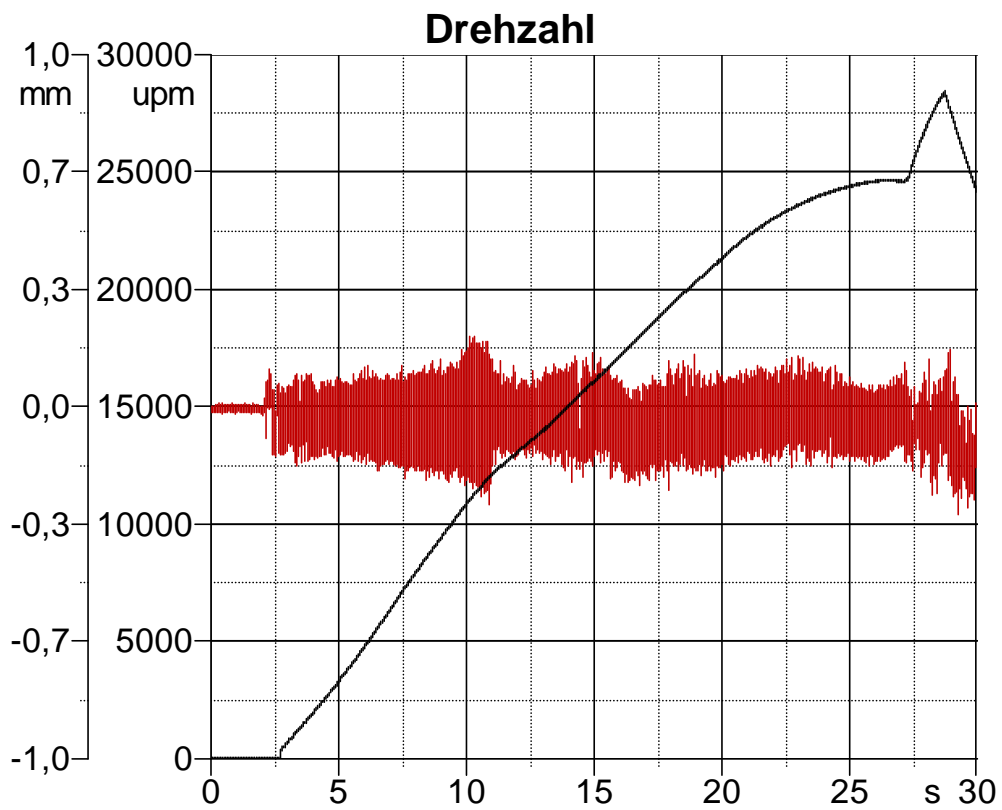
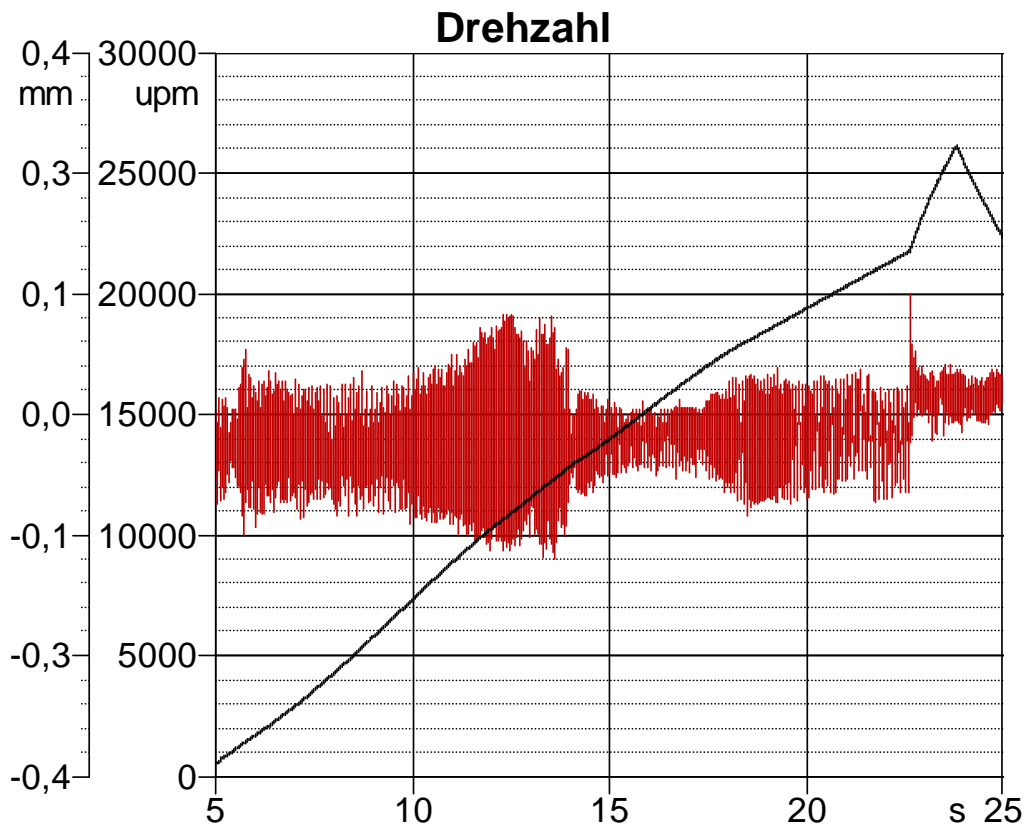
13.9. Fotos der Flachzugproben vor dem Zugversuch



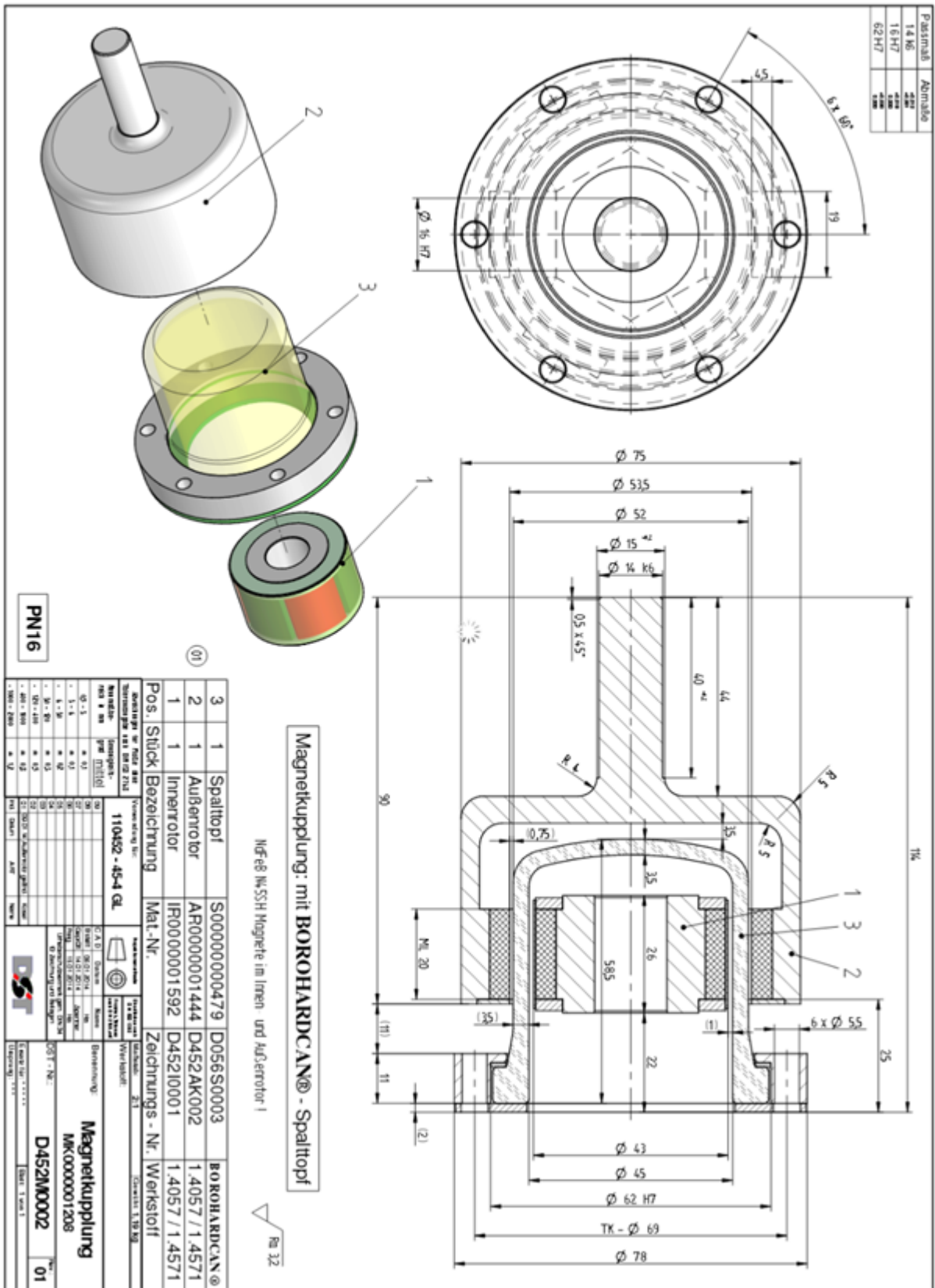
### 13.10. Fotos der Flachzugproben nach dem Zugversuch



### 13.11. Verlauf der Drehzahl und der Amplitude der biegeweichen Welle



### 13.12. Datenblatt Magnetkupplung Zukauf





## 13.13. Drehschieberpumpe E2M2 (Vakuumpumpe)

### 2 TECHNISCHE DATEN

#### 2.1 Umgebungsbedingungen für Betrieb und Lagerung

Umgebungstemperatur, Betrieb	12 bis 40°C
Oberflächentemperatur des Pumpengehäuses bei Endvakuum (Betrieb) und Umgebungstemperatur 20°C	45 bis 65°C
Maximale Luftfeuchtigkeit (Betrieb)	90% relative Feuchte
Umgebungstemperatur (Lagerung)	-30 bis 70°C

#### 2.2 Elektrische Daten: Einphasige Motoren

Die elektrischen Daten der einphasigen Motoren sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Der benötigte Anlaufstrom wird für weniger als eine Sekunde gezogen. Um unnötige Auslösungen beim Anlaufen der Pumpe zu verhindern, sollten träge Sicherungen verwendet werden. Wenn Sie die Pumpe bei Temperaturen unter 12°C betreiben, wird der Anlaufstrom länger gezogen. Dabei kann die Überlastsicherung des Motors auslösen.

#### 2.3 Elektrische Daten: Dreiphasige Motoren

Die elektrischen Daten der dreiphasigen Motoren sind in Tabelle 2 zusammengestellt. Der benötigte Anlaufstrom wird für weniger als eine Sekunde gezogen. Um unnötige Auslösungen beim Anlaufen der Pumpe zu verhindern, sollten träge Sicherungen verwendet werden.

#### 2.4 Schmierung

*Hinweis: Für das nachstehende Öl ist ein Edwards Datenblatt zu Gesundheitsschutz und Arbeitssicherheit erhältlich.*

Empfohlenes Öl*	Ultragrade 19
Maximale Füllmenge	0,6 l (E1M5 und 8)
	0,55 l (E2M2, 5 und 8)
	0,8 l (E2M12)

\* Beim Betrieb unter Umgebungstemperaturen außerhalb des in Abschnitt 2.1 genannten Bereichs sowie um die Leistung beim Pumpen kondensierbarer Dämpfe zu erhöhen, muß unter Umständen ein anderes Öl verwendet werden.

Pumpe	Bestellnummer	Spannung (V)	Frequenz (Hz)	Vollaststrom (A)	Anlaufstrom (A)	Empfohlene Sicherung (A)	Überlastsicherung automatisch (A) oder manuell (M)	Abbildung für Netzanschluß	Abbildung mit Abmessungen	Abmessungen (mm)			
										A	B	C	D
E2M2	A360-01-996	100	50	7,0	34,0	15	M	8	2	449	131	-	-
		200	60	3,5	17,0	10		9					
	A360-01-981	115	60	4,4	33,0	15	M	8	2	423	131	46	-
		230	60	2,2	16,5	10		9					
	A360-01-912	220-240	50	2,7	21,8	10	M	7	2	423	131	-	-
	A360-02-930	220-240	50/60	3,5	31,0	13	M	7	2	453	131	-	-

**Leistungsdaten**

Hinweis: Die in Tabelle 3 genannten Gesamtdrücke wurden in Übereinstimmung mit den betreffenden Pneurop-Normen mit einem Membran-Kapazitätsmanometer ohne Kühlfalle gemessen.

	E2M2	E1M5	E2M5	E1M8	E2M8	E2M12
Maximales Saugvermögen Netzfrequenz 50 Hz Netzfrequenz 60 Hz Max. Saugleist. (Pneurop) Netzfrequenz 50 Hz Netzfrequenz 60 Hz	2,8 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 3,4 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 2,4 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 2,9 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	5,6 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 6,7 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 5,0 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 6,0 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	5,6 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 6,7 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 5,0 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 6,0 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	9,5 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 11,4 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 8,2 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 9,8 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	9,5 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 11,4 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 8,2 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 9,8 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>	14,3 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 17,3 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 12,0 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> 14,8 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Motordrehzahl Netzfrequenz 50 Hz Netzfrequenz 60 Hz	1450 1750					
Eindvakuuum ohne Gasballast (Teildruck)	2,5 x 10 <sup>-4</sup> mbar (2,5 x 10 <sup>-2</sup> Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	2,5 x 10 <sup>-4</sup> mbar (2,5 x 10 <sup>-2</sup> Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	2,5 x 10 <sup>-4</sup> mbar (2,5 x 10 <sup>-2</sup> Pa)	2,5 x 10 <sup>-4</sup> mbar (2,5 x 10 <sup>-2</sup> Pa)
ohne Gasballast (Gesamtdruck)	1 x 10 <sup>-3</sup> mbar (1 x 10 <sup>-1</sup> Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	1 x 10 <sup>-3</sup> mbar (1 x 10 <sup>-1</sup> Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	1 x 10 <sup>-3</sup> mbar (1 x 10 <sup>-1</sup> Pa)	1 x 10 <sup>-3</sup> mbar (1 x 10 <sup>-1</sup> Pa)
mit maximalem Gasballast (Teildruck)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	2 mbar (2 x 10 <sup>2</sup> Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	2 mbar (2 x 10 <sup>2</sup> Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)	3 x 10 <sup>-2</sup> mbar (3 Pa)
Maximaler Einlaßdruck (Wasserdampf)	15 mbar (15 x 10 <sup>2</sup> Pa)	35 mbar (35 x 10 <sup>2</sup> Pa)	15 mbar (15 x 10 <sup>2</sup> Pa)	45 mbar (45 x 10 <sup>2</sup> Pa)	15 mbar (15 x 10 <sup>2</sup> Pa)	15 mbar (15 x 10 <sup>2</sup> Pa)
Maximaler Durchsatz (Wasserdampf)	0,03 kgh <sup>-1</sup>	0,13 kgh <sup>-1</sup>	0,06 kgh <sup>-1</sup>	0,27 kgh <sup>-1</sup>	0,1 kgh <sup>-1</sup>	0,18 kgh <sup>-1</sup>
Maximaler Auslaßdruck (bei maximalem Durchsatz)	0,5 bar Druckmesser, 1,5 bar absolut, 1,5 x 10 <sup>5</sup> Pa					

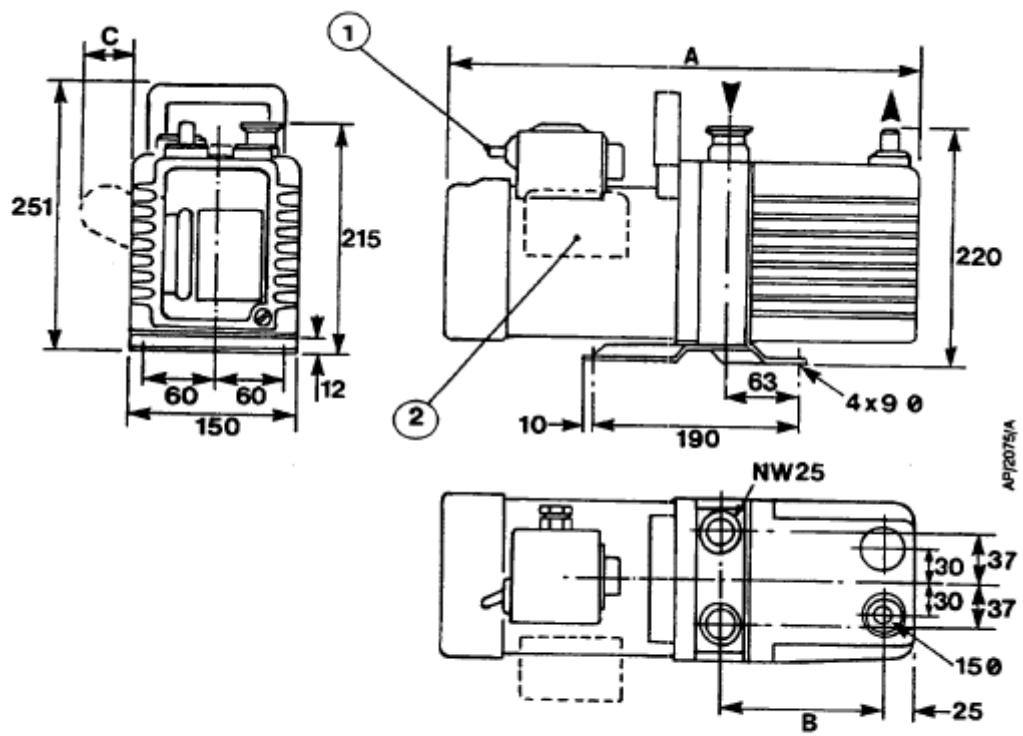
Tabelle 3 - Leistungsdaten

	E2M2	E1M5	E2M5	E1M8	E2M8	E2M12
Gewicht (ca.)	18,2 kg	16,8 kg	19,6 kg	20 kg	22,8 kg	26 kg
Abmessungen	Siehe Tabellen 1 und 2					
Gehäuse Leistung Einphasige Pumpen Dreiphasige Pumpen	IP44 IP44	IP44 IP44	IP44 IP44	IP44 IP44	IP44 IP44	IP44 IP44
Pumpeneinlaß Pumpenauslaß	DN25KF (Flansch kann von 1"-Rohrgewinde abgenommen werden) Außendurchmesser Tülle 15 mm (Die Tülle kann von 3/4"-Rohrgewinde abgenommen werden.)					
Geräuschpegel	52 dB(A)					

\* Die Pumpen EM2, 5, 8 haben ein 3/4"-BSP-Rohrgewinde  
Die Pumpen EM12 haben ein 1"-BSP-Rohrgewinde

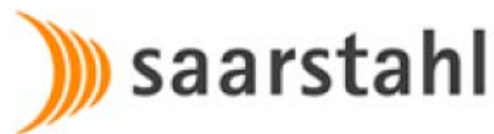
Tabelle 4 - Mechanische Daten





1. Nur einphasige Pumpen
2. Nur manche einphasige Pumpen  
(siehe Tabelle 1 Abmessung C)

## 13.14. Werkstoffdatenblatt CK45



## Werkstoff-Datenblatt

## Saarstahl - C45E (Ck45) - C45R (Cm45)

Werkstoff-Nr.:	Alte Werksmarke:	Internationale Bezeichnungen:
1.1191	R4	<b>BS:</b> 080M46, 060A47
1.1201		<b>AFNOR:</b> 2C45, 3C45, XC42H1, XC45, XC48H1
		<b>SAE:</b> 1045, 1049

**Werkstoffgruppe:** Vergütungsstahl nach DIN EN 10083

Chemische Zusammensetzung: (Richtanalyse in %)	Stahl	C	Si	Mn	S	Sonst.
	C45E	0,45	0,25	0,65	<0,030	(Pb)
	C45R	0,45	0,25	0,65	0,020 0,035	(Pb)

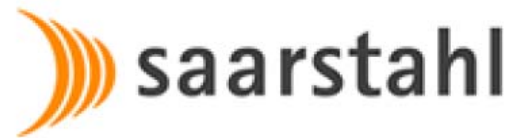
**Verwendung:** Unlegierter Baustahl für Teile im allgemeinen Maschinen- und Fahrzeugbau.

<b>Warmformgebung und Wärmebehandlung:</b>	Schmieden oder Walzen:	1100 - 850°C
	Normalglühen:	840 - 880°C/Luft
	Weichglühen:	680 - 710°C/Ofen
	Härten:	820 - 860°C/Wasser/Oel
	Anlassen:	550 - 660°C

**Mechanische Eigenschaften:** Behandelt auf Scherbarkeit, +S: max. 255 HB  
weichgeglüht, +A: max. 207 HB

im vergüteten Zustand, +QT:

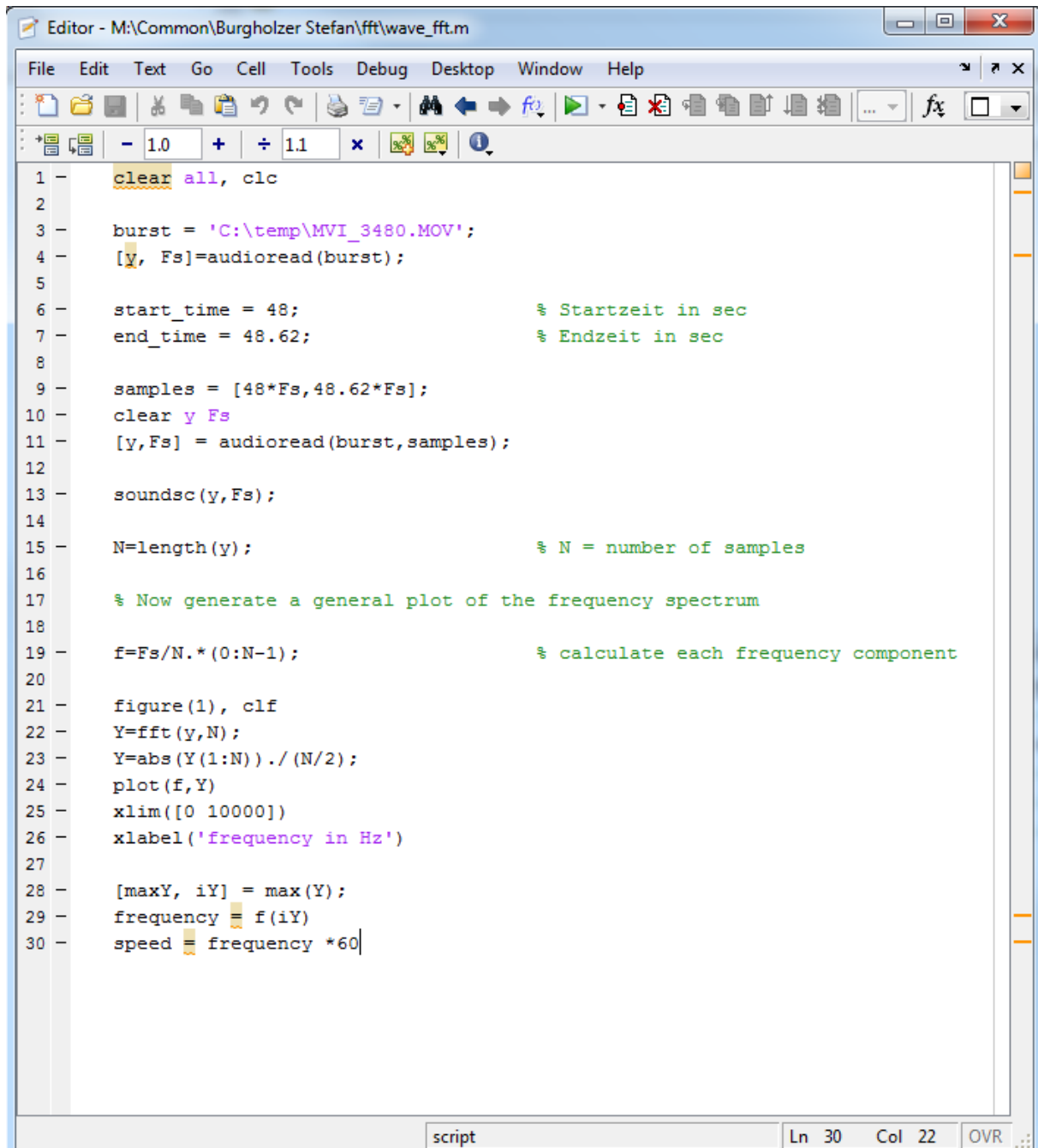
	< 16	>16 – 40	>40 – 100	>100 – 160	>160 – 250
Durchmesser d [mm]	< 16	>16 – 40	>40 – 100	>100 – 160	>160 – 250
Dicke t [mm]	< 8	8<t<20	20<t<60	60<t<100	100<t<160
Streckgrenze R <sub>p0,2</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	min. 490	min. 430	min. 370	-	-
Zugfestigkeit R <sub>m</sub> [N/mm <sup>2</sup> ]	700 - 850	650 - 800	630 - 780	-	-
Bruchdehnung A <sub>5</sub> [%]	min. 14	min. 16	min. 17	-	-
Brucheinschnürung Z [%]	min. 35	min. 40	min. 45	-	-
Kerbschlagarbeit ISO-V [J]	min. 25	min. 25	min. 25	-	-



im normalgeglühten Zustand, +N:					
<b>Durchmesser d [mm]</b>	< 16	>16 – 100	>100 – 250		
<b>Dicke t [mm]</b>	< 16	16<t<100	100<t<250		
<b>Streckgrenze <math>R_{p0,2}</math> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	min. 340	min. 305	min. 275		
<b>Zugfestigkeit <math>R_m</math> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	min. 620	min. 580	min. 560		
<b>Bruchdehnung <math>A_5</math> [%]</b>	min. 14	min. 16	min. 16		

(Saarstahl)

## 13.15. MATLAB File (FFT-Analyse) zur Bestimmung der Berstdrehzahl



```
1 - clear all, clc
2
3 - burst = 'C:\temp\MVI_3480.MOV';
4 - [y, Fs]=audioread(burst);
5
6 - start_time = 48;           % Startzeit in sec
7 - end_time = 48.62;         % Endzeit in sec
8
9 - samples = [48*Fs,48.62*Fs];
10 - clear y Fs
11 - [y,Fs] = audioread(burst,samples);
12
13 - soundsc(y,Fs);
14
15 - N=length(y);             % N = number of samples
16
17 % Now generate a general plot of the frequency spectrum
18
19 - f=Fs/N.*(0:N-1);         % calculate each frequency component
20
21 - figure(1), clf
22 - Y=fft(y,N);
23 - Y=abs(Y(1:N))./(N/2);
24 - plot(f,Y)
25 - xlim([0 10000])
26 - xlabel('frequency in Hz')
27
28 - [maxY, iY] = max(Y);
29 - frequency = f(iY)
30 - speed = frequency *60
```

script Ln 30 Col 22 OVR

## 13.16. Datenblatt der Auswuchtmaschine

# Hofmann.

Intelligent Balancing Solutions

### TECHNISCHE DATEN DER GRUNDMASCHINE MTB 21.2

- Max. Rotorgewicht incl. Aufnahme	20	kg
- Min. Rotorgewicht	1	kg
(1)		
- Max. Rotordurchmesser (längenabhängig)	300	mm
- Max. Rotorlänge (durchmesserabhängig)	350	mm
- Wuchtgutaufnahmeanschluß	zylindr. 100	mm Ø
- Auswuchtdrehzahl, stufenlos, ca.	125 - 1200	min <sup>-1</sup>
- Antriebsleistung ca.	0,2	kW DC
- Meßempfindlichkeit (Schwerpunktsverlagerung)	≤1,25	µm
(2)		
- Spindelrundlaufabweichung	<5	µm
- Unwuchtabbauverhältnis	95	%
- Meßzeitautomatik	5 < 12	sec
- Anschlußwerte	230 V, 50 Hz	
- Farbe	RAL 5015	
- Maschinengewicht, ca.	340	kg
- Maschinenabmessungen (TxBxH), ca.	740x1.450x1.400 mm	(geschlossene Schutzhaube)
	740x1450x1.900 mm	(geöffnete Schutzhaube)

- 
- (1) Grundsätzlich hat die Maschine keine Minimalgewicht-Grenze, solange die Rotorabmessungen eine Einlagerung erlauben. Jedoch gilt die obige Angabe für die kleinst-erreichbare Restunwucht nur für Rotorgewichte oberhalb dieser Minimalgewichtsangabe. Unterhalb der Minimalgewichtsangabe gilt annähernd: Minimalgewichtsangabe x 1,25 µm.
- (2) Die kleinst-erreichbare Restunwucht (KER) ist u. a. abhängig von den Aufstellungsgegebenheiten, Drehzahl und Rotoreigenschaften. Erreicht wird unter optimalen Voraussetzungen ein Wert, der sich ergibt aus Rotorgewicht multipliziert mit der Meßempfindlichkeit (Rotorgewicht in kg, Messempfindlichkeit in µm ergibt KER in gmm).



### 13.17. Schadensbilder nach dem Bruch des Spalttopfes



### 13.18. Schadensbilder des Versuchs-Flywheels und des Berstschutzringes

