

**Entwicklung eines Lager- und
Dichtungsprüfstands für
Turbopumpenkomponenten**

**Design of a bearing- and sealing
testbench for turbopump
components**

Masterarbeit von
cand. aer. Sarah Gelbing
IRS-21-S-114

Betreuer:
Tobias Traudt / DLR
Dr. Louis Souverein / ArianeGroup
Prof. Dr.-Ing. Stefan Schlechtriem / Universität Stuttgart

**Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt,
Institut für Raumfahrtantriebe**

**Institut für Raumfahrtsysteme,
Universität Stuttgart**

April 2022



Aufgabenstellung Masterarbeit

für Frau Sarah Gelbing

Entwicklung eines Lager- und Dichtungsprüfstands für Turbopumpenkomponenten

Design of a bearing and sealing test bench for turbopump components

Motivation:

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Prüfstand zur Untersuchung der Lager und berührungslosen Hochgeschwindigkeitsdichtungen, wie sie in Turbopumpen verwendet werden, entwickelt werden. Mit Hilfe des Prüfstandes sollen Erkenntnisse über die Einsatzdauer der Lager und Dichtungen gewonnen werden und wie diese verlängert werden kann. Durch diese Erkenntnisse kann die Lebensdauer zukünftiger Triebwerke erhöht und gegebenenfalls deren Wiederverwendung ermöglicht werden. Ziel der Arbeit ist das Prüfstandskonzept vollständig im CAD zu erstellen, sowie die Rotordynamik des Wellensystems und die Festigkeit einzelner Komponenten zu überprüfen. Für benötigte Kaufteile sollen bei Lieferanten entsprechende Angebote eingeholt werden. Die Entscheidungen und Berechnungsergebnisse während des Entwurfprozesses und der finalen Konzeptausarbeitung sollen ausführlich dokumentiert werden.

Aufgabenstellung:

- Literaturrecherche zu Lagerprüfständen und Dichtungsprüfständen für Turbopumpen
- Erstellen eines Konzepts für dynamische Lebensdauertests von Lagern
- Erstellen eines Konzepts für den Test von berührungslosen Hochgeschwindigkeitsdichtungen
- Rotordynamische Betrachtung der Wellensysteme
- Konstruktion des ausgewählten Konzepts in CAD
- Festigkeitsauslegung der Komponenten (z. B. durch FEM)
- Auswahl von Lieferanten für die Komponenten
- Erstellen der Dokumentation

Betreuer intern: Tobias Traudt

Bearbeitungsbeginn: 01.10.2021

Einzureichen spätestens: 01.04.2022

Empfangsbestätigung:

Ich bestätige hiermit, dass ich die Aufgabenstellung sowie die rechtlichen Bestimmungen und die Studien- und Prüfungsordnung gelesen und verstanden habe.

Prof. Dr. S. Schlechtriem
(Verantwortlicher Hochschullehrer)

Unterschrift des/der Studierenden

Rechtliche Bestimmungen: Der/die Bearbeiter/in ist grundsätzlich nicht berechtigt, irgendwelche Arbeits- und Forschungsergebnisse, von denen er/sie bei der Bearbeitung Kenntnis erhält, ohne Genehmigung des/der Betreuers/in dritten Personen zugänglich zu machen. Bezüglich erreichter Forschungsleistungen gilt das Gesetz über Urheberrecht und verwandte Schutzrechte (Bundesgesetzblatt I / S. 1273, Urheberrechtsgesetz vom 09.09.1965). Der/die Bearbeiter/in hat das Recht, seine/ihre Erkenntnisse zu veröffentlichen, soweit keine Erkenntnisse und Leistungen der betreuenden Institute und Unternehmen eingeflossen sind. Die von der Studienrichtung erlassenen Richtlinien zur Anfertigung der Bachelorarbeit sowie die Prüfungsordnung sind zu beachten.

Professoren und Privatdozenten des IRS:

Prof. Dr.-Ing. Stefanos Fasoulas (Geschäftsführender Direktor) · Prof. Dr.-Ing. Sabine Klinkner (Stellvertretende Direktorin) ·
Prof. Dr. rer. nat. Alfred Krabbe · (Stellvertretender Direktor) · Hon.-Prof. Dr.-Ing. Jens Eickhoff · Prof. Dr. rer. nat. Reinhold Ewald ·
PD Dr.-Ing. Georg Herdrich · Hon.-Prof. Dr. Volker Liebig · Hon. Prof. Dr. rer. nat. Christoph Nöldeke · Prof. Dr.-Ing. Stefan Schlechtriem ·
PD Dr.-Ing. Ralf Srama

Erklärungen

Hiermit versichere ich, **Gelbing, Sarah**, dass ich diese **Masterarbeit** selbstständig mit Unterstützung des Betreuers / der Betreuer angefertigt und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe. Die Arbeit oder wesentliche Bestandteile davon sind weder an dieser noch an einer anderen Bildungseinrichtung bereits zur Erlangung eines Abschlusses eingereicht worden.

Ich erkläre weiterhin, bei der Erstellung der Arbeit die einschlägigen Bestimmungen zum Urheberrecht fremder Beiträge entsprechend den Regeln guter wissenschaftlicher Praxis¹ eingehalten zu haben. Soweit meine Arbeit fremde Beiträge (z.B. Bilder, Zeichnungen, Textpassagen etc.) enthält, habe ich diese Beiträge als solche gekennzeichnet (Zitat, Quellenangabe) und eventuell erforderlich gewordene Zustimmungen der Urheber zur Nutzung dieser Beiträge in meiner Arbeit eingeholt. Mir ist bekannt, dass ich im Falle einer schuldhaften Verletzung dieser Pflichten die daraus entstehenden Konsequenzen zu tragen habe.

Neuenstadt a.K., 01.09.22 Sarah Gelbing

Ort, Datum, Unterschrift

Hiermit erkläre ich mich damit einverstanden, dass meine **Masterarbeit** zum Thema:

Entwicklung eines Lager- und Dichtungsprüfstands für Turbopumpenkomponenten

in der Institutsbibliothek des Instituts für Raumfahrtsysteme ohne Sperrfrist öffentlich zugänglich aufbewahrt und die Arbeit auf der Institutswebseite sowie im Online-Katalog der Universitätsbibliothek erfasst wird. Letzteres bedeutet eine dauerhafte, weltweite Sichtbarkeit der bibliographischen Daten der Arbeit (Titel, Autor, Erscheinungsjahr, etc.).

Nach Abschluss der Arbeit werde ich zu diesem Zweck meinem Betreuer neben dem Prüfexemplar eine weitere gedruckte sowie eine digitale Fassung übergeben.

Der Universität Stuttgart übertrage ich das Eigentum an diesen zusätzlichen Fassungen und räume dem Institut für Raumfahrtsysteme an dieser Arbeit und an den im Rahmen dieser Arbeit von mir erzeugten Arbeitsergebnissen ein kostenloses, zeitlich und örtlich unbeschränktes, einfaches Nutzungsrecht für Zwecke der Forschung und der Lehre ein. Falls in Zusammenhang mit der Arbeit Nutzungsrechtsvereinbarungen des Instituts mit Dritten bestehen, gelten diese Vereinbarungen auch für die im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Arbeitsergebnisse.

Neuenstadt a.K., 01.09.22 Sarah Gelbing

Ort, Datum, Unterschrift

¹ Nachzulesen in den DFG-Empfehlungen zur „Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis“ bzw. in der Satzung der Universität Stuttgart zur „Sicherung der Integrität wissenschaftlicher Praxis und zum Umgang mit Fehlverhalten in der Wissenschaft“

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am DLR-Institut für Raumfahrtantriebe in Lampoldshausen. Mein Dank gilt daher zunächst Herrn Prof. Dr. Schlechtriem, Institutsleiter und Prüfer dieser Arbeit für das Institut für Raumfahrtsysteme an der Universität Stuttgart, für die Ermöglichung dieser Arbeit. Ausdrücklich bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer Tobias Traudt, der mir bei technischen Fragen, konstruktiven Herausforderungen und der Ausarbeitung dieser Arbeit mit Rat und Tat zur Seite stand. Danke dir! Es sei an dieser Stelle zudem Herrn Dr. Louis Souverein gedankt, für die zusätzliche Betreuung die durch den ArianeGroup Booster Award ermöglicht wurde. Seine Expertise und den durch ihn initiierten Austausch mit weiteren Experten aus diesem Themenfeld hat diese Arbeit bereichert. Zuletzt möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen vom M3 für die aufgeschlossene und hilfsbereite Atmosphäre während der Arbeit bedanken.

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird am DLR (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt) in Lampoldshausen ein Prüfstand zur Untersuchung von Turbopumpenkomponenten, wie den Lagern und berührungslosen Hochgeschwindigkeitsdichtungen, entwickelt. Mit Hilfe dieses Prüfstands können Lager und Dichtungen unterschiedlicher Größen und Ausführungen am Prüfstand installiert und mit axialen Lasten von bis zu 40 kN sowie radialen Lasten von bis zu 20 kN beaufschlagt werden. Zudem können diese einer Drehzahl von bis zu 60 000 U/min ausgesetzt werden. Das Ziel ist, die Lager den Betriebsbedingungen auszusetzen wie sie in Turbopumpen auftreten und die dadurch entstehenden Schadensmechanismen zu analysieren. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse tragen dazu bei die Lager hinsichtlich einer längeren Lebensdauer optimieren zu können. Zudem soll auf dem Prüfstand der Einfluss der berührungslosen Dichtungen auf die Rotordynamik untersucht werden. Dadurch kann deren Wirkungsweise detaillierter analysiert, verstanden und optimiert werden.

Zu Beginn dieser Arbeit wird eine Literaturrecherche durchgeführt und mit den Parametern, die die Lebensdauer der Lager beeinflussen, ein Testkonzept ausgearbeitet. Für die Umsetzung des Testkonzeptes werden Anforderungen an den zu entwickelnden Prüfstand aufgestellt und daraus erste Konzeptideen abgeleitet. Anschließend werden die erstellten Entwürfe nach definierten Kriterien bewertet und der am besten bewertete Entwurf detailliert ausgearbeitet und konstruiert. Während der finalen Prüfstandauslegung wird die Rotordynamik berücksichtigt und Festigkeitsanalysen einzelner Komponenten durchgeführt.

Um die Zustandsüberwachung der zu prüfenden Komponenten zukünftig gewährleisten zu können, wird der Prüfstand mit entsprechender Sensorik ausgestattet.

Inhaltsverzeichnis

Aufgabenstellung	i
Erklärungen	ii
Danksagung	iv
Kurzfassung	v
Inhaltsverzeichnis	v
Nomenklatur	viii
1. Einleitung	1
2. Grundlagen und Literaturrecherche	3
2.1. Lager	3
2.1.1. Wälzlager in Turbopumpen	9
2.1.2. Lebensdauer der Wälzlager	10
2.1.3. Zustandsüberwachung und Prüfen der Wälzlager	12
2.1.4. Lagerprüfstände	14
2.2. Dichtungen	15
2.2.1. Dichtungen in Turbopumpen	17
2.2.2. Zustandsüberwachung und Prüfen dynamischer Dichtungen	19
2.2.3. Dichtungsprüfstände	20
2.3. Rotordynamik	20
3. Konzeption und Entwurf	22
3.1. Konzeptentwicklung	22
3.1.1. Anforderungen	22
3.1.2. Einschränkungen	28
3.1.3. Konzeptideen	30

3.2. Entwurfsprozess	33
3.2.1. Entwurf 1	34
3.2.2. Entwurf 2	36
3.2.3. Entwurf 3	37
3.2.4. Entwurfsübersicht und -bewertung	38
4. Prüfstands Aufbau	41
4.1. Gesamtkonstruktion	41
4.2. Prüfköpfe	44
4.2.1. Prüfkopf für kleine Lager mit Kryo-Kühlung	45
4.2.2. Prüfkopf für große Lager mit Kryo-Kühlung	47
4.2.3. Prüfkopf mit Ölkühlung	47
4.2.4. Prüfkopf für berührungslose Dichtungen	48
4.3. Stützlager	48
4.4. Aktuatoren	49
4.5. Sensorik	50
4.6. Antrieb	52
4.7. Schnittstellen Infrastruktur	52
4.8. Festigkeitsnachweise kritischer Komponenten	52
4.8.1. FEM-Simulation	53
4.9. Rotordynamik des Wellensystems	62
5. Betriebsablauf	66
5.1. Montage des Wellenstrangs auf dem Nutentisch	66
5.2. Installation der Prüflager	66
5.3. Vorspannen der Prüflager	67
5.4. Abkühlen der Struktur	67
5.5. Beschleunigen der Welle	67
5.6. Regelung der Aktuatorkräfte	67
5.7. Zustandsüberwachung	67
5.8. Prüfkopfwechsel	67
6. Zusammenfassung und Ausblick	69
6.1. Zusammenfassung	69
6.2. Ausblick	70
Literaturverzeichnis	I

A. Anhang

i

Nomenklatur

Akronyme

Akronym	Benennung
CSBT	Kryogener Lager- und Dichtungsprüfstand („ C ryogenic S ealing and B earing T est B ench“)
DLR	D eutsches Z entrum für L uft- und R aumfahrt
DMS	D ehn M ess S treifen
FFT	Schnelle Fourier-Transformation („ F ast F ourier T ransform“)
LN ₂	Flüssiger Stickstoff („ L iquid N itrogen 2 “)
LOx	Flüssiger Sauerstoff („ L iquid O xygen“)
LUMEN	Flüssiges Oberstufen-Demonstrationstriebwerk („ L iquid U pper S tage D emonstrator E ngine“)
MoS ₂	M olybdändisulfid 2
PTFE	P olytetrafluorethylen ugs. auch Teflon
SSME	Flüssigtriebwerk des Space Shuttels (RS-25) („ S pace S huttle M ain E ngine“)

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Benennung	Einheit
C	Dynamische Tragkraft	N
C_0	Statische Tragkraft	N
c_m	Mittlere Absolutgeschwindigkeit	m/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/kg K
d_2	Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt	m/s
d_D	Durchmesser Wellendichtung	mm
d_m	Mittlerer Bohrungsdurchmesser	mm
d_{sp}	Dichtspaltdurchmesser	mm
D_a	Lageraußendurchmesser	mm
D_i	Lagerinnendurchmesser	mm
D_m	Gemittelter Lagerdurchmesser	mm
D_w	Kugeldurchmesser	mm
E	E-Modul	MPa
f	Frequenz	Hz
f_0	Lagerbeiwert für drehzahlabhängiges Reibmoment	-
f_1	Lagerbeiwert für lastabhängiges Reibmoment	-
F	Kraft	N
F_a	Axialkraft	N
F_{ax}	Axialkraft auf das Laufrad	N
F_{Hy}	Hydraulische Kraft auf das Laufrad	N
F_I	Impulskraft auf das Laufrad	N
F_r	Radialkraft	N

F_W	Unausgeglichener Wellenschub	N
h	Dichtspalthöhe	mm
k	Rotation des Fluids im Ringraum	-
l	Dichtspaltlänge	mm
L_{10h}	Lagerlebensdauer in Stunden, 10% Ausfallrate	h
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M_0	Drehzahlabhängiges Reibmoment	N mm
M_1	Lastabhängiges Reibmoment	N mm
M_R	Gesamttriebmoment im Lager	N mm
n	Drehzahl	1/min
p	Druck	Pa
p	Beiwert zur Bestimmung der Lagerlebensdauer	-
p_{max}	Maximale Hertz'sche Pressung	MPa
P	Äquivalente Lagerbelastung	N
P_0	Statisch Äquivalente Lagerbelastung	N
Q	Volumenstrom	m ³ /s
\dot{Q}	Wärmeleistung	W
r_i	Querschnittsradius der Laufbahn des Lagerinnenrings	mm
S_0	Belastungsverhältnis für Dauerfestigkeit	-
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
\dot{V}_L	Leckagevolumenstrom	m ³ /s
X	Vorfaktor Radialkraft, äquivalente Lagerbelastung	-

Y	Vorfaktor Axialkraft, äquivalente Lagerbelastung	-
Z	Kugelanzahl	-
T	Temperatur	K

Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Benennung	Einheit
α	Druckwinkel	$^{\circ}$
γ	Beiwert, Hertz'sche Pressung	-
Δ	Differenz	-
ϵ	Winkel zwischen mittlerer Stromlinie und Rotorachse	$^{\circ}$
η	Beiwert, Hertz'sche Pressung	-
η	Dynamische Viskosität	kg/m s
ν	Kinematische Viskosität	m^2/s
ν	Poissonzahl, Materialkennwert	-
ξ	Beiwert, Hertz'sche Pressung	-
π	Kreiszahl	-
ρ	Dichte	kg/m^3
$\Sigma\rho$	Summenkrümmung der Kontaktkörper	$1/\text{m}$
cost	Beiwert, Hertz'sche Pressung	-

Subskripte

Subskript	Benennung
1	Laufraudeintrittebene
2	Laufradaustrittebene
<i>amb</i>	Umgebung
La	Laufрад

1. Einleitung

Da in der heutigen Zeit ein bedachter Umgang mit immer knapper werdenden Rohstoffen eine zunehmend größere Rolle einnimmt, gewinnt die Wiederverwendung von Raketenstufen an Bedeutung. Durch die Wiederverwendung von Raketentriebwerken können zudem Fertigungskosten eingespart werden, was wiederum zu einem Wettbewerbsvorteil beiträgt. Die Turbopumpen zählen zu den komplexen Komponenten der Raketenantriebe und begrenzen deren Lebensdauer wesentlich [1]. So erreichte die Turbopumpe des Space Shuttle Main Engine (SSME) Ende der 1970er Jahre eine Lebensdauer von weniger als sieben Stunden [1]. Der limitierende Faktor ist dabei vor allem der Verschleiß der Lager [1]. Dieser wird durch die herausfordernden Betriebsbedingungen wie die hohe Drehzahl, das Einwirken der hochdynamischen Kräfte, der Kühlung durch kryogene Flüssigkeiten und die Schmierung mit Feststoffen anstatt mit Ölen oder Fetten verursacht [1]. Um die Lager für diese Betriebsbedingungen optimieren zu können, gilt es die Schadensmechanismen zu untersuchen und zu verstehen. Dafür soll am DLR in Lampoldshausen, im Rahmen dieser Arbeit, ein Prüfstand entwickelt werden. Auf diesem sollen die Lager Betriebsbedingungen, wie sie in Turbopumpen auftreten, ausgesetzt werden können.

Eine weitere kritische Komponente der Turbopumpe ist die berührungslose Hochgeschwindigkeitsdichtung. Sie trennt die Heißgase der Turbinenseite von den Treibstoffen auf der Pumpenseite. Aufgrund der hohen Wellendrehzahl können in Turbopumpen nur berührungslose Dichtungen verwendet werden. Die einfachste Ausführung dieser Dichtungen ist die Ringspaltdichtung. Dabei wird an der Welle ein kleiner Ringspalt zugelassen, in dem der eindringende Leckagestrom durch die Rotation verwirbelt und minimiert wird. Für eine gasdichte Trennung der Treibstoffe von den Heißgasen, wird in den Ringspalt ein zusätzliches Sperrgas eingespeist. Da ein Versagen dieser Dichtung in der Turbopumpe zu katastrophale Folgen führen kann, muss diese während ihrer Entwicklung ausführlich getestet werden. Neben dem einfachen Ringspalt gibt es zahlreiche Geometrien wie eine berührungslose Dichtung ausgelegt und optimiert werden kann. [2]

Im Rahmen dieser Arbeit soll daher auf dem zu entwickelten Lagerprüfstand zusätzlich die Möglichkeit geschaffen werden Dichtungen installieren und testen zu können. Eine weitere

Motivation die Dichtungen zu untersuchen ist deren starker Einfluss auf die Rotordynamik [3]. Um die rotordynamischen Kräfte wie sie in der Turbopumpe auftreten nachzubilden, soll die Dichtung am Prüfstand ebenfalls radial belastet werden.

Die Integration der Lager und Dichtungen soll auf dem Prüfstand durch unterschiedliche und einfach auszutauschende Prüfköpfe realisiert werden. Für die Zustandsanalyse der zu prüfenden Komponenten und der Betriebsüberwachung soll der Prüfstand mit entsprechender Sensorik ausgestattet werden. Um die Versorgung mit kryogenen Kühlflüssigkeiten und weiteren Betriebsstoffen gewährleisten zu können, müssen die dafür benötigten Schnittstellen zur DLR-Infrastruktur ausgelegt werden.

Ziel der Masterarbeit ist die vollständige Auslegung des Prüfstands unter Berücksichtigung der Rotordynamik und einer Festigkeitsanalyse der kritischen Komponenten.

Der in dieser Arbeit zu entwickelnde Dichtungs- und Lagerprüfstand, auch als CSBT (Cryogenic Sealing and Bearing Test Bench) bezeichnet, soll unter anderem auch für das LUMEN-Projekte (Liquid Upper Stage Demonstrator Engine) am DLR eingesetzt werden. Im Rahmen des LUMEN-Projekts wird ein Triebwerksdemonstrator gebaut mit dem das Zusammenspiel aller Triebwerkskomponenten im Gesamtsystem untersucht werden kann. [4]

Der Aufbau der hier vorliegenden Arbeit wird im folgenden Abschnitt kurz beschrieben. Kapitel 2 „Grundlagen und Literaturrecherche“ gibt einen Überblick über die Grundlagen der Lager und Dichtungen. Zudem wird jeweils deren Funktion und Anwendung in den Turbopumpen vorgestellt. Die Erkenntnisse aus der Literaturrecherche zur Zustandsüberwachung und Prüfverfahren dieser Komponenten werden ebenfalls wiedergegeben und bereits entwickelte Lager- und Dichtungsprüfstände vorgestellt. Abgeschlossen wird das Kapitel mit den Grundlagen der Festigkeitsanalyse und Rotordynamik. In Kapitel 3 werden die Konzeptentwicklung sowie der Entwurfsprozess des zu entwickelten Prüfstands aufgezeigt. Das darauf folgende Kapitel 4 gibt den gesamten Prüfstandaufbau und die Konstruktion der einzelnen Komponenten wieder. Der Betriebsablauf des CSBT's wird in Kapitel 5 beschrieben. Zuletzt wird die vorliegende Arbeit in Kapitel 6 zusammengefasst und ein Ausblick auf die zukünftigen Anknüpfungspunkte gegeben.

2. Grundlagen und Literaturrecherche

In diesem Kapitel werden die Erkenntnisse aus der Literaturrecherche wiedergegeben, sowie die relevanten Grundlagen der Lager und Dichtungen beschrieben. Zudem werden Grundkenntnisse, die zur Auslegung des Prüfstandes wie auch zur Datenerfassung und -auswertung benötigt werden, erläutert.

2.1. Lager

Mit dem Maschinenelement Lager lassen sich relativ zueinander bewegende Maschinenteile entkoppeln und zugleich die Kräfte zwischen ihnen übertragen. Die unterschiedlichen Lagerausführungen und deren Kombinationen ermöglichen für jede Anwendung die Freiheitsgrade individuell einzuschränken und spezifische Lagerungen, wie Fest- und Loslager, zu gestalten. Lager werden nach ihrem Wirkprinzip in Wälz-, Gleit- und Magnetlager unterteilt, wie in Bild 2.1 dargestellt. [5][6]

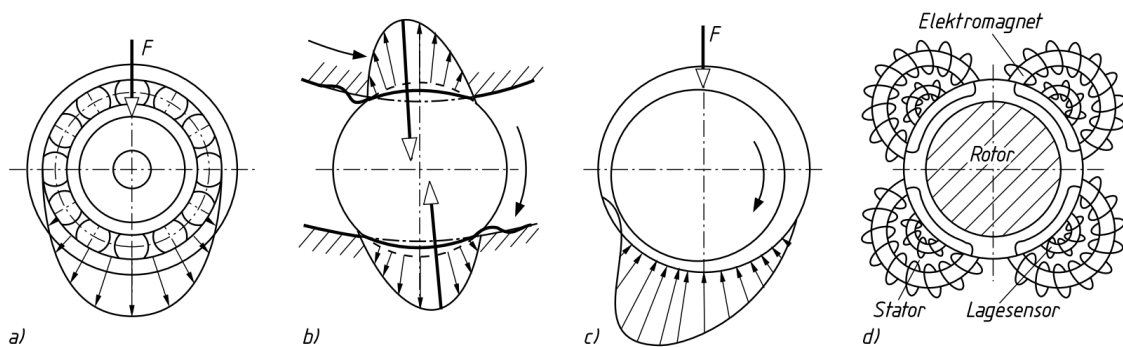


Bild 2.1.: Wirkprinzipien der unterschiedlichen Lagerkategorien [5]

In Wälzlager wird die zu übertragende Kraft im Lager auf mehrere Wälzkörper verteilt und durch deren Abwälzen (Rollen mit kleinem Gleitanteil) eine Drehbewegung unter geringem Rollwiderstand ermöglicht, wie es in Bild 2.1 in a) und b) veranschaulicht wird [6]. In Gleitlager wird die Kraft hingegen über einen gasförmigen, flüssigen oder festen Schmierstoff im Spalt zwischen den Gleitflächen übertragen, wie in Bild 2.1 c) dargestellt

[6]. Magnetlager, wie in Bild 2.1 d) abgebildet, ermöglichen eine berührungsfreie Kraftübertragung zwischen der auf Magnetfeldern schwebenden Achse/Welle und dem Gehäuse [5]. Jede der Lagerkategorien bieten Vor- und Nachteile, welche mit dem individuellen Anwendungsfall abgestimmt werden müssen. Nachfolgend werden die verschiedenen Ausführungen, sowie die Vor- und Nachteile der genannten Lagerkategorien kurz vorgestellt. [5][6]

Gleitlager:

Als Schmierstoff zwischen den Gleitflächen werden Öle, Fette, Gase, Wasser oder auch Festschmierstoffe verwendet [6]. Im Betrieb drängt der Schmierstoff die Gleitflächen innerhalb des Lagerspiels auseinander und verringert so deren Reibwiderstand [6]. Vorteile der Gleitlager sind die Unempfindlichkeit gegenüber Stößen, die Resistenz gegenüber geringen Verschmutzungen, sowie die Dämpfung von Schwingungen und Geräuschen [6]. Durch eine richtige Werkstoffwahl und Wartung kann eine unbegrenzte Lebensdauer erreicht werden.[6] Radiale und axiale Ausführungen lassen sich durch die Gleitflächenorientierung relativ zur Rotationsachse der Welle/Achse realisieren. Gleitlager können unter Betrachtung der Tragkrafterzeugung in hydrodynamische und hydrostatische Gleitlager unterteilt werden[5][6].

Hydrodynamische Gleitlager: In hydrodynamischen Gleitlagern wird der tragende Druck des Schmierfilms allein durch die Lagerdynamik zwischen den Gleitflächen erzeugt [5]. Wie in Bild 2.2 dargestellt, wird der Schmierstoff mit zunehmender Drehzahl der Welle/Achse und der Haftreibung in den anfangs noch sichelartigen Spalt gefördert und gestaut. Mit steigendem Druck kann die Welle/Achse getragen und die darauf einwirkenden Kräfte übertragen werden. [5]

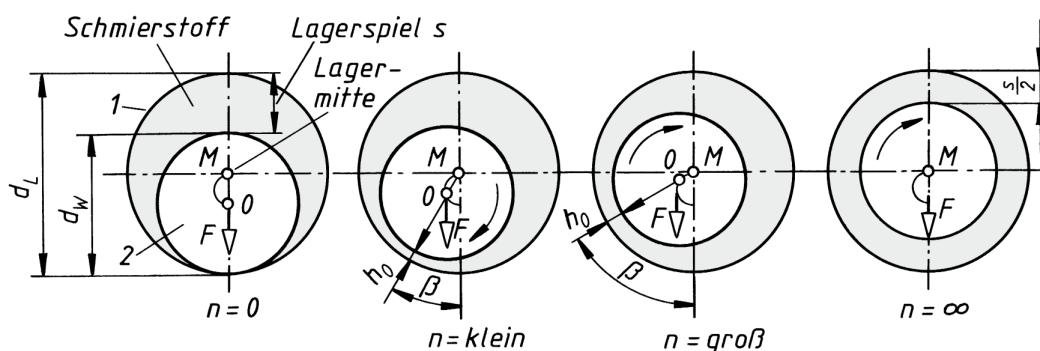


Bild 2.2.: Anfahren eines hydrodynamischen Lagers [5]

Ein unmittelbarer Nachteil der hydrodynamischen Lager ist die geringe Wärmeabfuhr

durch die begrenzte Schmierstoffmenge im geschlossenen Lagerspalt. Ein positiver Aspekt ist die Realisierung von kleinen Baugrößen aufgrund der einfachen Konstruktion und des abgeschlossenen Systems. Im Ruhezustand liegt die Welle/Achse auf der Lagerschale auf, wodurch bei jedem Anfahren ein Anlaufreibmoment zu überwinden und ein vollkommen verschleißfreier Lauf nicht möglich ist. Daher sollte ein Betrieb im niedrigen Drehzahlbereich vermieden werden. Bei hohen Drehzahlen und einer dadurch nahezu zentrisch gelagerten Welle/Achse kann durch den großen Abstand der Gleitflächen zueinander, nur noch eine geringe Last aufgenommen und eine instabile Wellenlage verursacht werden. Um das zu vermeiden kann der Schmierstoffspalt in mehrere radial angeordnete Segmente unterteilt werden. Ein sogenanntes Kippsegmentlager ermöglicht große Kräfte bei hohen Drehzahlen aufzunehmen. Zudem bietet es einen stabilen und gedämpften Lauf. [5][6]

Hydrostatische Gleitlager: Hier wird der Druck des Schmierstoffes außerhalb des Lagers durch eine Pumpe erzeugt und dem Lager zugeführt [5][6]. Da der Schmierstoffdruck beim Anfahren schon vorhanden ist und die Gleitflächen auseinander drängt, ist kein Anlaufreibmoment zu überwinden. Dadurch wird auch im niedrigen Drehzahlbereich ein verschleißfreier Lauf gewährleistet [5]. Ein weiterer Vorteil des Schmierstoffkreislaufes ist die größere abzuführende Wärmemenge gegenüber dem hydrodynamischen Gleitlager.[5] Bei hohen Drehzahlen ist das Lager allerdings ebenfalls schwingungsanfällig und eine instabile Wellenlage kann verursacht werden [5].

Wälzlager:

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels erwähnt, werden in den Wälzlagern Wälzkörper zwischen den Laufringen eingespannt und durch einen Käfig in gleichem Abstand gehalten [5]. Durch das Abwälzen (Rollen mit kleinem Gleitanteil) der Wälzkörper in den Laufringen können die Kräfte im Lager unter geringem Rollwiderstand übertragen werden [6]. Werden die beiden Laufringe vor dem Betrieb gegeneinander verspannt, kann die Lagersteifigkeit erhöht werden und eine spielfreie Führung auch bei Belastungen die gegen die Vorspannung wirken gewährleistet werden [5]. Die zahlreichen Lagerausführungen, wie sie in Bild 2.1 dargestellt sind, werden durch unterschiedliche Formen und Anordnungen der Wälzkörper realisiert [5].

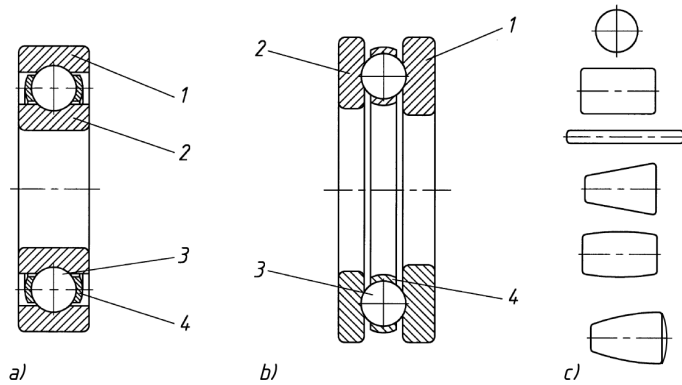


Bild 2.3.: Lagerausführungen [5]

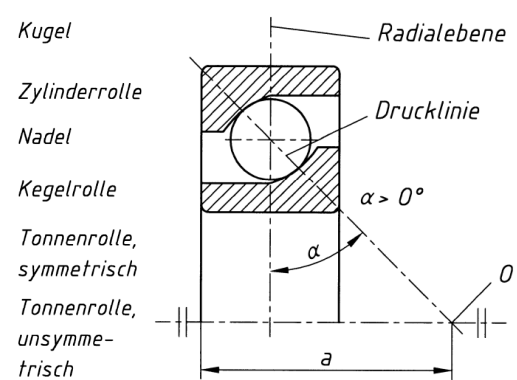


Bild 2.4.: Kraftfluss [5]

Um eine optimale Lagerung für den individuellen Anwendungsfall gestalten zu können, sollten die Vor- und Nachteile der Lagerausführungen mit den Einsatzanforderungen abgeglichen werden. Durch die vielen Ausführungen der Wälzlager und deren Kombinationen kann ein weites Anwendungsfeld abgedeckt werden [5]. Die Wälzlager lassen sich nach Form der Wälzkörper in folgende Kategorien unterteilen: Kugellager, Zylinderrollenlager, Nadellager, Kegelrollenlager und Tonnenlager [5]. Der Kraftfluss im Lager verläuft entlang der Linie, die beide Kontaktpunkte zwischen Innenring, Wälzkörper und Außenring verbindet [5]. Diese Linie wird auch als Drucklinie bezeichnet. Mit dem Druckwinkel α kann die Neigung der Drucklinie senkrecht zur Lagerachse beschrieben werden, wie es auch in Bild 2.1 eingezeichnet ist [5]. Unter Variation des Druckwinkels, kann der Kraftfluss im Lager an die von außen einwirkenden Kräfte angepasst werden [5]. So können Radiallager mit einem Druckwinkel zwischen 0° und 45° , sowie Axiallager mit einem Druckwinkel zwischen 45° und 90° realisiert werden [5]. Der Aufbau sowie die Vor- und Nachteile der für diese Arbeit relevanten Wälzlagerausführungen werden im folgenden Abschnitt kurz wiedergegeben.

Radialzylinderrollenlager: Die Symmetrieachsen der zylinderförmigen Wälzkörper in den Radialzylinderrollenlagern sind parallel zur Rotationsachse der geführten Welle/Achse ausgerichtet. Diese Lagerausführung eignet sich ideal für Anwendungen, in denen radiale Lasten abgeführt und axiales Spiel gewährleistet werden soll. Oftmals werden Loslager zur Führung und Stützen der Welle/Achse damit realisiert. [5]

Rillenkugellager: In den Rillenkugellagern werden die Kugeln in tiefen Laufbahnen und unter sehr kleinem Lagerspiel geführt, wodurch neben hohen Radialkräften auch axiale Kräfte aufgenommen werden können. Das Lager kann sowohl als radiale und axiale Ausführungen realisiert werden. Der einfache Aufbau und universelle Einsatzbereich führen dazu, dass das Rillenkugellager das meist verwendete Wälzlager ist.[5]

Schrägkugellager: Beim Schrägkugellager ist der Außen- und der Innenring so ausgeführt, dass er jeweils eine niedrige und eine hohe Schulter besitzt. Die Kugel wird zwischen den hohen Schultern diagonal in der Laufbahn gehalten, wodurch der Druckwinkel zwischen 15° und 40° beträgt. Durch die hohen Schultern der Laufringe können neben den Radialkräften, im Vergleich zum Rillenkugellager, höhere Axialkräfte in einer Richtung aufgenommen werden. Unter Radialbelastung bilden sich durch den Druckwinkel axiale Reaktionskräfte, welche durch ein entsprechend gegenüberliegendes Schrägkugellager ausgeglichen werden können. Je nachdem ob die Druckwinkel der gegenüberliegenden Schrägkugellager nach außen oder innen zeigen, bilden diese ein O oder ein X. Daher wird die Anordnung auch als O- oder X-Anordnung bezeichnet. Diese werden in Bild 2.5 dargestellt. [5]

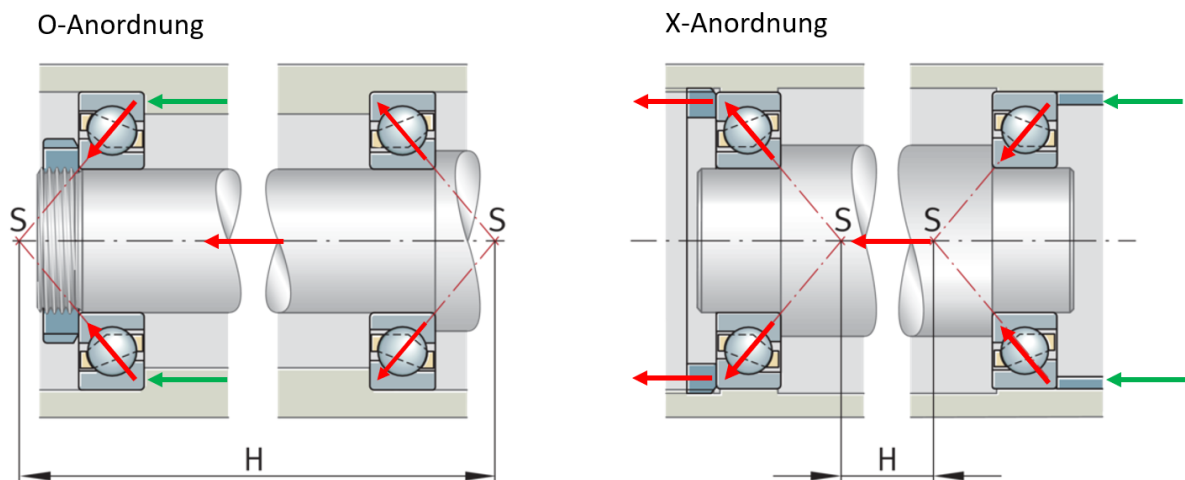


Bild 2.5.: O- und X-Anordnung der Schrägkugellager [7]

Der Abstand, der zwischen den Schnittpunkten der Drucklinien und der Wellenachse gebildet wird, ist der tragende Wellen-/Achsenabschnitt und in Bild 2.5 als H eingezeichnet [7][5]. In diesem Wellen-/Achsenabschnitt werden die Kräfte abgeleitet und der Welle/Achse Stabilität verliehen [5]. Der stabilisierende Abschnitt kann vergrößert werden, indem die Lager mit einem Abstand, der maximal dem dreifachen Innendurchmesser entspricht, auseinander gesetzt werden [8]. Da bei der O-Anordnung der durch die Drucklinien erzeugte tragende Abschnitt wesentlich größer ist als bei der X-Anordnung, erzeugt diese auch eine größere Kippstabilität [5][6]. Ist ein gewisses Kippspiel gewünscht, eignet sich die X-Anordnung. Die Tragkraft eines Lagers kann zudem durch ein weiteres, gleich ausgerichtetes Lager verstärkt werden. Werden zwei oder mehrere gleich ausgerichtete Schrägkugellager in einer Lagerstelle montiert, wird das als Tandem-Anordnung bezeichnet [5].

Zur Begrenzung des axialen Lagerspiels werden die Laufringe gegeneinander vorgespannt, was dem Lager zugleich eine höhere Steifigkeit verleiht [8][5]. Das durch die Vorspannung begrenzte Lagerspiel ermöglicht sehr genaue Führungen, was in Anwendungen mit hohen Drehzahlen von Vorteil ist [5]. Die Vorspannung muss so groß sein, dass die Lager durch die maximal angreifende Axialkraft nicht entlastet werden und das Spiel der Kugeln in den Laufringen nicht vergrößert wird. Als Abhebekraft wird dabei eine äußere axiale Belastung bezeichnet, bei deren Überschreitung die Vorspannung überwunden wird und die Kugeln entlastet werden [8]. Die Abhebekraft kann durch das Multiplizieren der Axialkraft mit einem, vom Lagerhersteller für eine spezifische Lageranordnung angegebenen, Faktor berechnet werden [8].

Um die Roll- und Reibungswiderstände, sowie die dadurch verursachten Verlustleistungen in den Wälzlagern zu reduzieren, können Fette und Öle zur Schmierung der Wälzkörper eingebracht werden. Durch die Realisierung von Kreisläufen aus Öl- oder auch Öl/Luft-Gemischen kann zudem die Wärme infolge der Reibung aus den Lagern abgeführt werden. Für Anwendungen, in denen keine Fette oder Öle zur Schmierung verwendet werden können, bieten sich feststoffgeschmierte Wälzlager an. Dabei bestehen die Käfige meistens aus einem faserverstärktem Material, welches mit PTFE (Polytetrafluorethylen) infiltriert ist. Die Wälzkörper und Laufflächen können zudem mit MoS₂ (Molybdänsulfid) beschichtet werden. Im Betrieb nutzt sich das PTFE ab, gelangt in die Laufbahnen und schmiert dort die umlaufenden Wälzkörper. Ist die endliche PTFE-Schicht allerdings einmal abgenutzt, verschleifen die MoS₂ beschichteten Oberflächen und die Lebensdauer des Lagers ist in Kürze erreicht. Feststoffgeschmierte Wälzlager erreichen aufgrund der hohen Reibwerte im Lager und der begrenzten Schmierschicht eine deutlich geringere Lebensdauer als Öl- oder Fett geschmierte Lager unter gleichen Belastungen. Da die Festschmierstoffe eine geringere Dämpfung aufweisen, werden diese Lager zudem durch dynamische Lasten stark beansprucht. [9][5][6]

Ein weiterer Optimierungspunkt die Lebensdauer der Wälzlager zu verlängern ist, neben der Schmierung, die Werkstoffwahl der Laufringe und Wälzkörper. Für Anwendungen unter großen Kräfteinflüssen und hohen Drehzahlen, wie es z.B. bei Werkzeugspindeln der Fall ist, haben sich sogenannte Hybridlager bewährt. Dabei handelt es sich um Wälzlager, in denen die Wälzkörper aus Keramik und die Laufringe aus gehärtetem Stahl oder Cronidur bestehen. Durch das im Vergleich zu Stahlwälzkörpern geringere Gewicht der Keramikwälzkörper wird das Lager bei hohen Drehzahlen mit geringeren Fliehkräften belastet. Das wiederum vermindert den Verschleiß und begünstigt eine längere Lebensdauer. Ein weiterer Vorteil der Keramik ist die große Werkstoffhärte, wodurch sich zwischen den

Keramikwälzkörpern und den Laufringen kleinere Kontaktflächen ausbilden als bei der Verwendung von Stahlwälzkörpern. Die kleinere Kontaktfläche verursacht eine geringere Reibung, Wärme und Verlustleistung. Hybridlager verfügen daher über eine gute Notlaufeigenschaft und können ohne Schmierung eine dreifach längere Lebensdauer erreichen als konventionelle Stahllager. Durch die große Härte der Wälzkörper können die Hybridlager zudem größere Kräfte aufnehmen. Aufgrund der elektrisch isolierenden Eigenschaft der Keramikwälzkörper muss auf eine Erdung des Rotors geachtet werden. [9][5]

Magnetlager:

In Magnetlagern wird die Welle/Achse, durch erzeugte Magnetfelder im Gehäuse, zum Schweben gebracht. Der verlustarme und verschleißfreie Lauf, der durch diese berührungslose Lagerung ermöglicht wird, ist ein wesentlicher Vorteil der Magnetlager. In Anbetracht der Prüfanwendungen in dieser Arbeit bieten diese Lager durch Steuerung der Magnetfeldstärken die Möglichkeit Kräfte und Auslenkungen der Welle nachzustellen. [5][6][3]

2.1.1. Wälzlager in Turbopumpen

In der Raketenentwicklung ist es erstrebenswert die Grenzen des Leichtbaus auszureizen, da jedes Kilo Strukturmasse neben der eigentlichen Nutzlast unter hohem Energieaufwand in den Weltraum transportiert werden muss [10]. Um das Gewicht der Triebwerkskomponenten zu reduzieren, werden diese auf eine möglichst kleine Baugröße optimiert. Die Leistungsanforderungen an die Triebwerke werden jedoch nicht geringer. Die auf die Komponenten wirkenden Kräfte werden somit immer größer. So hat eine Verkleinerung der Turbopumpe zur Folge, dass die Drehzahl erhöht werden muss, um den gleichen Zuleitungsdruck und -massenstrom der Treibstoffe erzeugen zu können [11]. Durch neue Materialien können die höheren Bauteilbelastungen besser aufgenommen werden, dies ist jedoch nicht unbegrenzt möglich.

Um die hochdynamischen Kräfte in der Turbopumpe von der schnell drehenden Welle ins Gehäuse zu übertragen, werden daher die in diesem Kapitel bereits erwähnten Hybridlager verwendet. Hybride Schrägkugellager in O-Konfiguration haben sich erfolgreich bewährt [12]. Die O-Anordnung bringt zusätzliche Steifigkeit und Stabilität in den Wellenstrang ein [5]. Die Lager in den Turbopumpen verfügen meist über eine Feststoffschmierung, da in oxidatorreicher und tiefkalter Umgebung, keine Fette oder Öle zur Schmierung oder Kühlung verwendet werden können[9]. Um die durch Roll- und Reibwiderstände erzeugte Verlustwärme aus den Lagern abzuführen, werden die auf der Pumpenseite geförderten kryogenen Flüssigkeiten genutzt [12]. Die große Temperaturspanne, die die Komponenten

dadurch erfahren führt zu thermalem Verzug des Wellenstrangs, der ebenfalls von den Lagern abgefangen werden muss. Eine gefederte Vorspannung der Schrägkugellager kann den thermalen Verzug der Welle ausgleichen und zugleich das enge Lagerspiel und die exakte Führung aufrechterhalten [5].

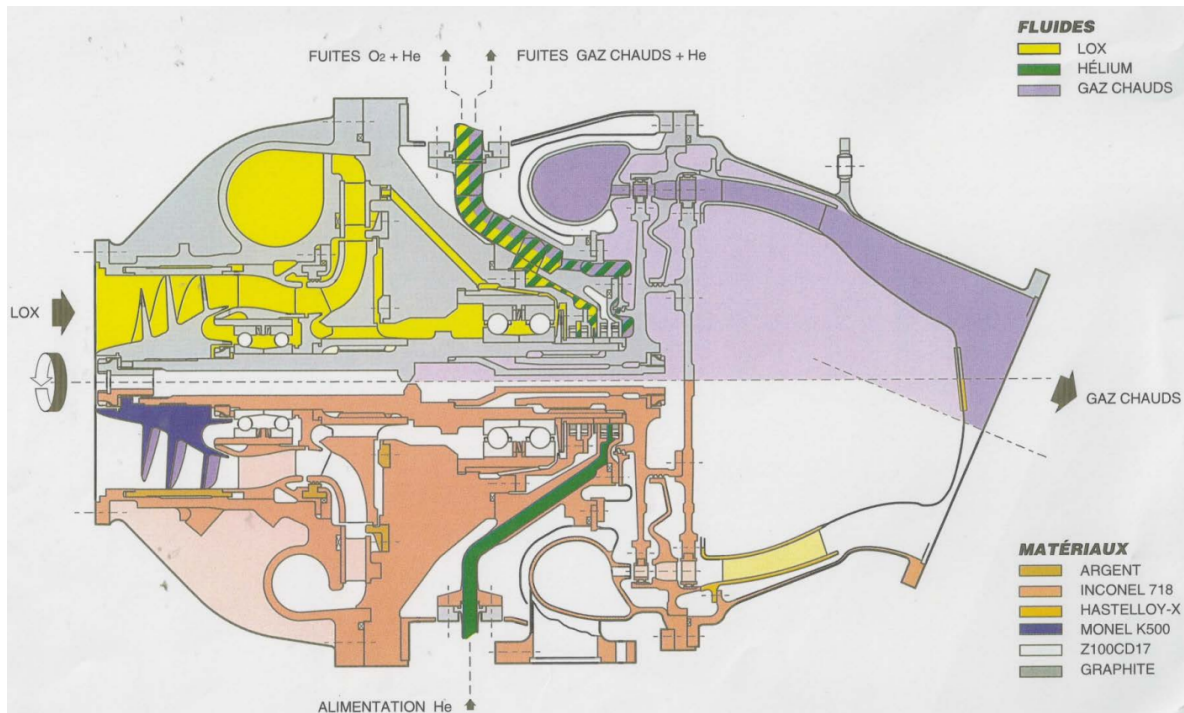


Bild 2.6.: LOx-Turbopumpe des Vulcain 2 Triebwerks [13]

Als Beispiel wird die Sauerstoffturbopumpe des Vulcain 2 Triebwerks herangezogen, deren Schnittdarstellung in Bild 2.6 zu sehen ist. Zu erkennen ist eine beidseitige Wellenlagerung durch Schrägkugellager in O-Anordnung, die durch einen Bypass des geförderten kryogenen Sauerstoffs (LOx) gekühlt werden. In Bild 2.6 ist der kryogene Sauerstoff gelb dargestellt. Die maximale Drehzahl der Sauerstoffturbopumpe des Vulcain 2.1 Triebwerks liegt bei 12 300 U/min [14]. Die dazu parallel angeordnete Wasserstoffturbopumpe des Vulcain 2.1 Triebwerks erreicht Drehzahlen von bis zu 36 500 U/min [14]. In der Schnittdarstellung in Bild 2.6 lässt sich zudem die gefederte Vorspannung durch Tellerfedern zwischen den Lageraußenringen erkennen.

2.1.2. Lebensdauer der Wälzlager

Die Formel 2.3 wurde 1947 von Arvid Palmgren und Gustaf Lundberg aufgestellt und seit 1990 in der DIN 281 zur Berechnung der nominellen Lagerlebensdauer festgehalten [15].

Sie wird bis heute zur Abschätzung der Lagerlebensdauer in der Konstruktionsauslegung herangezogen [6][5]. Die nominelle Lebensdauer beschreibt die Lebensdauer des Lagers in Stunden mit einer 10%-igen Ausfallwahrscheinlichkeit [6][5]. Dabei wird zunächst aus den auf das Lager wirkenden radialen und axialen Kräften eine äquivalente Lagerbelastung P berechnet welche in der Mitte des Lagers angreift [6][5]. Unter Berücksichtigung des Druckwinkels und des Lagertyps gehen die radialen und axialen Kräfte durch die Vorfaktoren X und Y in die Gleichung 2.1 ein.

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad [5] \quad (2.1)$$

Dabei wird zwischen einer statisch äquivalenten Lagerbelastung P_0 und einer dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P unterschieden. Diese unterscheiden sich durch die Werte der Vorfaktoren [5]. Während für die statisch äquivalente Lagerbelastung die Vorfaktoren X_0 und Y_0 aus dem Herstellerkatalog entnommen werden müssen, so sind die Vorfaktoren X und Y für die dynamisch äquivalente Lagerbelastung aus der Norm DIN 281 zu entnehmen. [5]

Die statisch äquivalente Lagerbelastung kann zur Überprüfung der Dauerfestigkeit genutzt werden. Diese ist erfüllt wenn das Belastungsverhältnis für Dauerfestigkeit S_0 einen vom Hersteller vorgegebenen Mindestwert nicht überschreitet. Dieser unterscheidet sich nach Lagerart und den Lagermaterialien. Zur Bestimmung der des Belastungsverhältnisses wird die statische Tragzahl C_0 aus dem Herstellerkatalog für das spezifischen Lager durch die statisch äquivalente Lagerbelastung geteilt. [8]

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad [5] \quad (2.2)$$

Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung P wird zusammen mit der Drehzahl n und der dynamischen Tragzahl C des spezifischen Lagers in die Gleichung 2.3 zur Bestimmung der nominellen Lagerlebensdauer eingesetzt. Für den Exponenten p ist bei Kugellagern 3 und bei allen anderen Lagern $\frac{10}{3}$ einzusetzen [8].

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [5] \quad (2.3)$$

Für eine möglichst genaue Bestimmung der Lagerlebensdauer eines bestimmten Anwen-

dungsfalls kann die Gleichung 2.3 mit zusätzlichen Faktoren erweitert werden. Die Faktoren beschreiben dabei die Schmierung, die Ermüdungslaufzeit, das Drehzahlprofil über der Betriebszeit und die Verschmutzung durch Partikel [5]. Für die Prüfstandauslegung im Rahmen dieser Arbeit wird zur Bestimmung der Prüflagerlebensdauer der Faktor zur Definition der Ermüdungslaufzeit verwendet. Multipliziert man die Lagerlebensdauer in Gleichung 2.3 mit einem Ermüdungslaufzeitfaktor von 9,9 erhält man die Lagerlebensdauer für eine 99%-ige Ausfallwahrscheinlichkeit [5]. Da die Prüflager während eines Versuches konstant der maximalen Drehzahl ausgesetzt werden und die Verunreinigung durch die Partikelbildung im Lager unbekannt ist, werden die Faktoren zur Berücksichtigung des Drehzahlprofils und der Verunreinigung vernachlässigt. Da die Schmierstoffe und die Betriebstemperatur noch nicht festgelegt sind, wird der Schmierstofffaktor ebenfalls nicht berücksichtigt.

Ein in wissenschaftlichen Arbeiten oft genannter Ansatz für Lebensdaueruntersuchungen von Wälzlagern ist die Verkürzung der Testdauer durch die Erhöhung der Kräfte und der Drehzahl [16]. Dabei werden mit der Gleichung 2.3 die Kräfte und die Drehzahl so bestimmt, dass die Lagerlebensdauer innerhalb von einer vorgegebenen Versuchsdauer erreicht wird. Allerdings ist zu beachten, dass durch die gesteigerten Kräfte die Hertz'sche Pressung im Lager nicht überschritten wird. Da eine Überschreitung der Hertz'schen Pressung ein anderes Schadensbild als das unter den Anwendungsbelastungen verursacht [17]. Um die Hertz'sche Pressung nicht zu überschreiten, sollte das Belastungsverhältnis für Dauerfestigkeit S_0 nicht überschritten werden [8]. Zudem kann mit der Gleichung A.1a die Hertz'sche Pressung im Laufrad berechnet werden [8].

$$p_{max} = \frac{1}{\xi \cdot \eta} \cdot \sqrt[3]{\frac{3F \cdot E^2 (\sum \rho)^2}{8\pi^3 (1 - \nu^2)^2}} \quad [17] \quad (2.4)$$

Die Bestimmung der dafür benötigten Beiwerte kann dem FAG/INA-Handbuch entnommen werden [17].

2.1.3. Zustandsüberwachung und Prüfen der Wälzlager

Schäden in Wälzlagern lassen sich durch die Bestimmung der Lagertemperatur, Kühlmitteltemperatur, Dehnung der Lagerringe und durch eine Frequenzanalyse diagnostizieren. [9]

Ein Temperaturanstieg ist Folge einer erhöhten Reibung im Lager, die wiederum durch

eine Oberflächenschädigung an den Wälzkörpern oder Laufringen und den daraus entstandenen Partikeln verursacht wird. [9]

Neben der Messung der Lagertemperatur kann zudem die Kühlmitteltemperatur beobachtet werden. Ist dort ein deutlicher Anstieg zu erkennen, kann auf eine Temperaturerhöhung im Lager aufgrund der bereits beschriebene Ursache geschlossen werden.

Ein weiterer Parameter der zur Zustandsüberwachung von Wälzlager genutzt werden kann, ist die Frequenzanalyse. Die einzelnen Lagerkomponente besitzen im Betrieb unterschiedliche Drehfrequenzen und erzeugen dadurch verschiedene Vibrationsfrequenzen. Dabei wird zwischen den Frequenzen am Innenring, am Außenring, des Käfigs, der Kugeln und der natürlichen Drehfrequenz f , die sich aus der Drehzahl ergibt, unterschieden. Die nachfolgenden Formelausdrücke 2.5 zeigen wie sich die Frequenzen der einzelnen Lagerkomponenten aus dem mittleren Durchmesser D_m , dem Kugeldurchmesser D_w , der Kugelanzahl Z , des Druckwinkels α und der natürlichen Frequenz f bestimmen lassen. [18][9]

$$f_{K\ddot{a}fig} = \frac{f}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_m} \cos(\alpha) \right) \quad (2.5a)$$

$$f_{Aussenring} = Z f_{K\ddot{a}fig} = Z \frac{f}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_m} \cos(\alpha) \right) \quad (2.5b)$$

$$f_{Innenring} = Z (f - f_{K\ddot{a}fig}) = Z \frac{f}{2} \left(1 + \frac{D_w}{D_m} \cos(\alpha) \right) \quad (2.5c)$$

$$f_{Kugeln} = \frac{f}{2} \frac{D_m}{D_w} \left[1 - \left(\frac{D_w}{D_m} \cos(\alpha) \right)^2 \right] [18] \quad (2.5d)$$

Die Vibrationsfrequenzen können mit Beschleunigungssensoren gemessen werden. Über eine Fast Fourier Transformation (FFT) Analyse kann die am Lager gemessene Beschleunigungsfrequenz in die Frequenzbereiche der Komponenten aufgeteilt und analysiert werden. Ein Amplitudenanstieg einer Frequenz weist auf eine Schädigung der Lagerkomponente hin, welche eine Drehfrequenz in diesem Frequenzbereich besitzt.

Eine weiterer Ansatz den Zustand der Lager zu untersuchen bietet der Einsatz von Dehnmessstreifen (DMS) in den Lagerringen [19]. Diese Methode ist allerdings ausschließlich für große Lager realisierbar, wie sie zur Führung der Rotoren in Windenergieanlagen verwendet werden. Die kleinen Baugrößen der Lager im Rahmen dieser Arbeit, welche einen maximalen Außendurchmesser von 130 mm aufweisen, lassen die Fertigung einer Aussparung im äußeren Laufring nicht zu, da die Festigkeit des Laufrings dadurch zu stark verringert wird.

2.1.4. Lagerprüfstände

Die ersten experimentellen Untersuchungen und darauf basierenden Theorien zu Lebensdauerprognosen von Lagern wurden Anfang des 20. Jahrhunderts durchgeführt [15]. Bis heute wurden zahlreiche Lagerprüfstände für unterschiedliche Anwendungsfelder entwickelt. In diesem Abschnitt werden daher ausschließlich Lagerprüfstände betrachtet, welche für Lebensdaueruntersuchungen von Lagern in Raumfahrtantrieben entwickelt wurden.

Ein in der Literatur weit verbreiteter Prüfstand für Turbopumpenlager ist der BSMT (Bearing and Seal Material Tester), der 1982 von der NASA (National Aeronautics and Space Administration) in Betrieb genommen wurde. Auf ihm wurden die in der Einleitung bereits erwähnten Lager der SSME-Turbopumpe untersucht. Der Prüfstand erreichte eine maximale Drehzahl von bis zu 30 000 U/min und war mit Druck-, Temperatur-, Beschleunigungs-, Positions- und Drehzahlsensoren ausgestattet. Zudem konnten axiale und radiale Lasten auf die, auf einer horizontalen Welle montierten, Prüflager aufgebracht werden. Die Lager wurden mit Tellerfedern vorgespannt und hatten einen Durchmesser von 57 mm. Die Kühlung der Lager wurde mit kryogenem Sauerstoff und nach einem Brand auch mit kryogenem Stickstoff realisiert. Die feststoffgeschmierten Lager setzten sich aus einem Käfig, der aus PTFE-ummantelter Glasfaser bestand, und MoS₂ beschichteten Laufflächen zusammen. Die ersten Hybridlager wurden ab 1990 auf dem BSMT untersucht. Als Antrieb diente ein 450 PS starkes Diesellager. Seit 1994 ist der BSMT stillgelegt.[1]

Der LH2, Nachfolger des BSMT, ging 1996 in Betrieb. Auf ihm konnten größere Kugellager als am BSMT, hydrostatische Lager und Zylinderrollenlager installiert werden. Der Prüfstand war mit Druck-, Temperatur-, Position- und Drehzahlsensoren ausgestattet. Es konnte sowohl flüssiger Sauerstoff, als auch Wasserstoff eingespeist werden. Zudem konnten auf dem LH2-Prüfstand die Einflüsse der berührungslosen Dichtungen auf die Rotordynamik untersucht werden. Die Prüfstandswelle war senkrecht ausgerichtet und konnte durch den Antrieb eine Terry-Turbine Drehzahlen von bis zu 35 000 U/min erreichen. Auf die zu untersuchenden Komponenten konnten radiale und axiale Lasten aufgebracht werden. Um die Belastungen in der Turbopumpe nachzubilden, konnte eine axiale Last von bis zu 25 000 N und eine radiale Last von bis zu 5 500 N aufgebracht werden. 1999 wurden die Testaktivitäten am LH2 eingestellt.[1]

Ein weiterer Prüfstand zur Untersuchung von Turbopumpenlagern wurde von FiatAvio und FAG Aerospace Ende 1990 entwickelt. Er ermöglicht Lager unter radialen und axialen Lasten, sowie einer Kühlung mit kryogenem Sauerstoff oder Wasserstoff zu testen. [20]

Ein für die europäische Raumfahrt genutzter Lager- und Dichtungsprüfstand der heute

noch in Betrieb ist befindet sich in Lüttich, Belgien. Dieser ermöglicht es ebenfalls Lager und Dichtungen unter der Verwendung von kryogenem Sauerstoff zu testen. [21]

Die Drehzahlen, sowie axiale und radiale Lasten der vorgestellten Lagerprüfstände sind deutlich geringer als die des Prüfstandes, der im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wird. Dieser soll bei einer Drehzahl von 60 000 U/min eine radiale Last von 20 000 N und eine axiale Last von 40 000 N auf die Prüfkomponenten aufbringen können. Gelingt es diese Vorgaben zu realisieren, werden dadurch die Prüfmöglichkeiten für zukünftig entwickelte Komponenten deutlich erweitert.

2.2. Dichtungen

Wie in der Einleitung bereits beschrieben zählen die berührungslosen Hochgeschwindigkeitsdichtungen in den Turbopumpen ebenfalls zu den kritischen Triebwerkskomponenten. Der im Rahmen dieser Arbeit zu entwickelnde Prüfstand soll daher ebenso eine Vorrichtung zur Installation und Untersuchung von berührungslosen Dichtungen enthalten.

Wellendichtungen lassen sich in die Hauptkategorien der statischen und dynamischen Dichtungen unterteilen. Die dynamischen Dichtungen werden weiter in Berührungsdichtungen und berührungslose Dichtungen unterschieden. [2]

Da durch die hohen Drehzahlen in den Turbopumpen nur berührungslose Dichtungen verwendet werden können, wird in dieser Arbeit ausschließlich auf diese Dichtungen näher eingegangen. Im folgenden Abschnitt wird die Funktionsweise der berührungslosen Dichtungen erläutert und anschließend die unterschiedlichen Ausführungen beschrieben. Wie es die Bezeichnung schon vermuten lässt, wird in der berührungslosen Dichtung ein kleiner Ringspalt coaxial zur Welle zugelassen. Durch das Druckgefälle im Ringspalt zwischen der Umgebung und der unter höherem Druck stehenden Flüssigkeit, welche abgedichtete werden soll, bildet sich ein Leckagestrom im Dichtspalt aus. Die in den Ringspalt eindringende Flüssigkeit wird durch die relativ zueinander rotierenden Zylinderflächen und den Effekten der Flüssigkeitsreibung verwirbelt. Die ausgeprägten Wirbel im Dichtspalt bremsen den Leckagestrom ab und reduzieren das Druckgefälle im Spalt. Beide Effekte führen zu einer Minimierung des Leckagestroms.[2] [5]

Durch unterschiedliche Geometrien des Dichtspalts können die berührungslosen Dichtungen an spezifische Anwendungsfälle angepasst werden und zudem in weitere Kategorien unterteilt werden. In Bild 2.7 ist eine a)Ringspaltichtung, b)Sperrfluidichtung, c)Gewindewellendichtung und d)Labyrinthichtung dargestellt. [2]

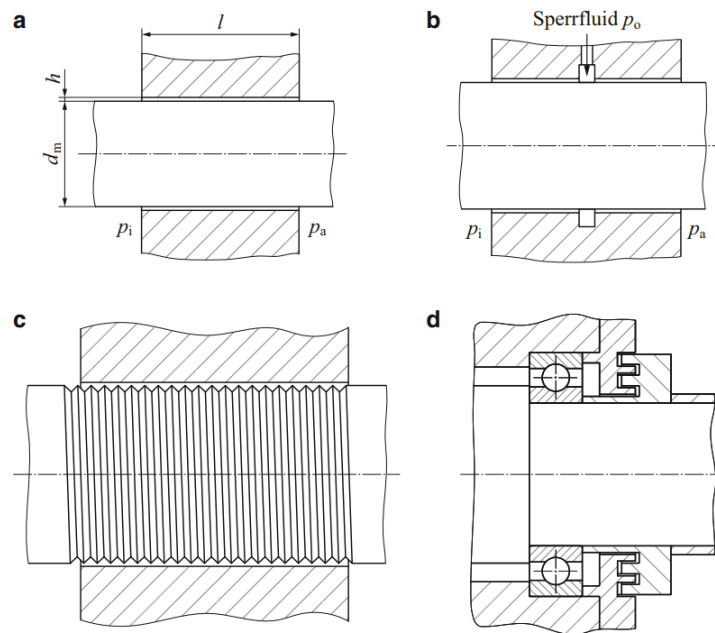


Bild 2.7.: Berührungslose Dichtungen [2]

Ringspaltichtung:

In der einfachsten Ausführung der berührungslosen Dichtung wird der Leakagestrom durch die bereits erwähnten Strömungseffekte auf ein Minimum reduziert. Der sich einstellende Leakagestrom kann dabei mit der Gleichung 2.6 beschrieben werden. [5]

$$\dot{V}_L = \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\Delta p}{l} \cdot d_m \cdot \pi \quad [5] \quad (2.6)$$

Dabei ist \dot{V}_L der Leakagevolumenstrom, h die Spalthöhe, η die dynamische Viskosität der Flüssigkeit, Δp die Druckdifferenz im Dichtspalt, l die Spaltlänge und d_m der mittlere Bohrungsdurchmesser. Zu erkennen ist, dass die Spalthöhe mit der 3. Potenz eingeht und die Spaltlänge linear. Daher ist die Toleranz der Spalthöhe von großer Bedeutung bei der Auslegung. [5]

Sperrfluiddichtung:

Um eine gasdichte Dichtung zu realisieren, kann in den Dichtspalt ein Sperrfluid eingebracht werden. Dieses versperrt den Ringspalt und verhindert dadurch das Ausdringen des abzudichtende Fluids. [2]

Gweindewellendichtung:

Durch die Querrillen im Dichtspalt wird die Wirbelbildung des Leakagestroms unterstützt.

Diese Dichtung wird vor allem zum Abdichten von Ölen verwendet indem die Gewinde so ausgelegt sind, dass durch den Drehsinn der Welle das Öl zurück transportiert wird. [2]

Labyrinthdichtung:

Die Labyrinthdichtung zählt zu den wirksamsten berührungslosen Dichtungen. Dabei wird durch die Labyrinthgeometrie des Dichtspalts an jeder Engstelle die Geschwindigkeit des Leakagestroms erhöht und zugleich die Druckdifferenz im Spalt abgebaut. Durch die in der anschließenden Spaltgeometrie entstehende Verwirbelung wird die kinetische Energie in Reibungswärme gewandelt. Bei der Gestaltung dieser Dichtung können mehrere Labyrinthgeometrien hintereinander angeordnet werden. Dadurch kann die Wirksamkeit der Dichtung gesteigert werden. Die Labyrinthgeometrie kann zudem auf die jeweilige Anwendung angepasst werden. [2]

2.2.1. Dichtungen in Turbopumpen

In den Turbopumpen werden aufgrund der hohen Drehzahl, wie bereits erwähnt ausschließlich berührungslose Dichtungen verwendet. Als Beispiel wird die in Bild 2.6 dargestellte Sauerstoffturbopumpe des Vulcain 2 Triebwerks herangezogen. Da das Laufrad für einen reibungsfreien Betrieb axial und radial etwas Abstand zum Gehäuse benötigt, bilden sich Zwischenräume die abgedichtet werden müssen. [11]

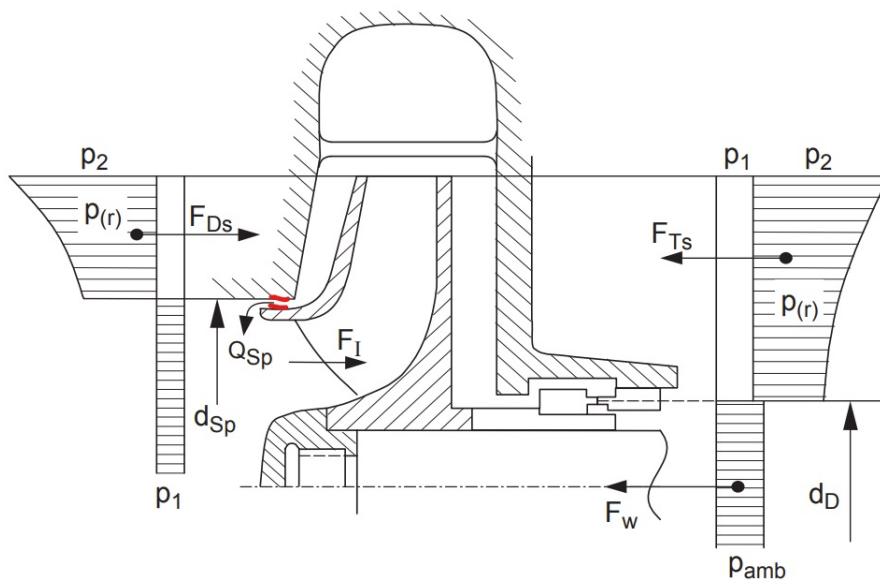


Bild 2.8.: Axialkräfte am Pumpenlaufrad [11]

Die in Bild 2.8 rot dargestellte Spaltdichtung am Durchmesser d_{sp} minimiert den Leckagestrom Q_{sp} , der den Rückstrom im linken Zwischenraum vom Laufradaustritt zum Lauf-

radeintritt beschreibt. Dadurch würde die im Laufrad erzeugte Drucksteigerung und der Pumpenwirkungsgrad reduziert werden. Der Leckageverlust in der Dichtung hängt dabei linear mit dem Wirkungsgradverlust zusammen. Durch die Umlenkung und Beschleunigung der geförderten Flüssigkeit im Laufrad, wirken entsprechend große Reaktionskräften auf das Laufrad. Die dabei entstehende Axialkraft kann durch eine Durchströmung des Ringraums auf der Laufradrückseite ausgeglichen werden. Die Laufradrückseite wird auch als Tragscheibe und die Frontfläche als Deckscheibe bezeichnet. Für einen Ausgleich der Axialkräfte können auf der Tragscheibe sogenannte Rückenschaufeln aufgebracht werden oder durch Entlüftungsbohrungen durch das Laufrad der Ringraum an der Tragscheibe gefüllt werden. Durch den Einsatz zwei berührungsloser Dichtungen an der Tragscheibe kann ein selbstregulierender Axialausgleich, welcher den Zulaufstroms zum Tragscheibenringraum reguliert, erzeugt werden. Als Beispiel zur Realisierung eines Axialausgleichs wird wieder das Vulcain2 Triebwerk herangezogen. In Bild 2.6 sind drei berührungsfreie Dichtungen am Laufrad zu erkennen. Eine Schädigung dieser Dichtungen führt zur Steigerung der Axialkraft auf das Laufrad und dadurch auch auf die Welle. Um die auf ein Laufrad wirkende hydraulische Axialkraft abzuschätzen kann zunächst die Gleichung 2.7 zur Bestimmung der Axialkraft auf ein unausgeglichenes Laufrad verwendet werden. Die hydraulische Axialkraft auf ein ausgeglichenes Laufrad entspricht 10 bis 20% des unausgegleichenen [8]. Neben der hydraulischen Axialkraft F_{Hy} wirkt auch noch eine axiale Impulskraft F_I , die durch die Interaktion des Laufrades und der geförderten Flüssigkeit verursacht wird, auf das Laufrad. Zudem erzeugt der unausgeglichene Wellenschub eine Axialkraft F_W . Die auf ein Laufrad wirkende Axialkraft setzt sich entsprechend der Gleichung 2.10 zusammen. [11]

$$F_{Hy} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{sp}^2 - d_D^2) \left(\Delta p_{La} - \frac{\rho}{2} \cdot k^2 \cdot u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{d_{sp}^2 + d_D^2}{2 \cdot d_2^2} \right) \right) \quad [11] \quad (2.7)$$

$$F_I = \rho \cdot Q \cdot (c_{1m} - c_{2m} \cdot \cos(\epsilon_2)) \quad [11] \quad (2.8)$$

Dabei ist für ϵ_2 der Winkel zwischen der Rotorachse und der mittleren Stromlinie am Laufradaustritt. In Radiallaufrädern entsprechend 90° . [11]

$$F_W = \frac{\pi}{4} \cdot d_D^2 \cdot (p_{amb} - p_1) \quad [11] \quad (2.9)$$

$$F_{ax} = F_{Hy} - F_I + F_W \quad [11] \quad (2.10)$$

In Bild 2.6 ist zudem eine Sperrfluidichtung zu erkennen, welche die Heißgase der Turbine vom kryogenen Sauerstoff der Pumpenseite trennt. Das hier verwendete Sperrfluid ist Helium. Durch das eingebrachte Sperrgas wird eine gasdichte Trennung realisiert. Ein Versagen dieser Dichtung führt zum Zusammentreffen der Heißgase mit dem Sauerstoff und deren Reaktion zu katastrophale Folgen.

Bei der Verwendung von berührungslosen Dichtungen ist deren Einfluss auf die Rotordynamik zu beachten. Das Einwirken von Radialkräften auf über die Welle führt zur Verdichtung des Flüssigkeitsfilms im Dichtspalt, wodurch entsprechend hohe Reaktionskräfte in der Dichtung entstehen. Das Wirkprinzip kann dabei mit dem hydrodynamischen Lager verglichen werden. [3]

Die hier beschriebenen Folgen eines Dichtungsversagens machen deutlich wie wichtig die ausführlichen Untersuchungen dieser sicherheitsrelevanten Turbopumpenkomponenten ist. Auf dem Prüfstand soll daher sowohl die Rotordynamik als auch die geometrische Ausführung der Dichtungen näher untersucht werden können.

Bei der Gestaltung der berührungslosen Dichtungen für den Einsatz in Turbopumpen ist zudem auf die Materialwahl zu achten. Da die Dichtungen in direktem Kontakt zu kryogenen Flüssigkeiten und Oxidatoren stehen, müssen diese chemisch beständig sein und dürfen keinen großen Wärmeverzug aufweisen. Ein großer Wärmeverzug birgt die Gefahr die geringe Dichtspalthöhe zu minimieren, was zum Kontakt der Dichtringe führen kann und somit unmittelbar einen Dichtungsschaden verursacht. Daher werden die berührungslosen Dichtungen meist aus Metallen oder auch PTFE gefertigt.

2.2.2. Zustandsüberwachung und Prüfen dynamischer Dichtungen

Zur Zustandsüberwachung und Prüfen der berührungslosen Dichtungen sollten an dem hier zu entwickelnden Prüfstand Sensoren zur Bestimmung des Leckagedurchflusses, des Druckgradienten und der Wärmefreisetzung im Dichtspalt, sowie des radialen Versatzes unter radialer Belastung angebracht werden. Um die einwirkenden Radialkräfte nachstellen zu können soll eine Vorrichtung zur entsprechenden Krafteinleitung realisiert werden.

2.2.3. Dichtungsprüfstände

Die bereits in 2.1.4 genannten Lagerprüfstände (LH2 und der Prüfstand in Lüttich) ermöglichen es auch Dichtungen untersuchen zu können. [21] [1]

2.3. Rotordynamik

Bei hochdrehenden Rotoren muss darauf geachtet werden, dass dieser und die darauf montierten Komponenten ausgewuchtet sind. Des Weiteren sollte die Drehfrequenz im Betrieb nicht im Bereich der natürlichen Resonanzfrequenz des Rotors liegen. Im besten Fall liegt diese darunter oder wird zügig durchfahren. Eine Betriebsdrehzahl die im Bereich der Resonanzdrehzahl liegt führt zur Anregung des Rotors und schließlich zu dessen Zerstörung. Bleibt die Drehzahl während des gesamten Betriebs unter der Resonanzdrehzahl, spricht man auch von einem unterkritischen Betrieb, welcher anzustreben ist. Dabei haben Länge und Durchmesser einer Welle großen Einfluss auf die Resonanzfrequenz. Lange und dünne Wellen besitzen eine niedrigere Resonanzfrequenz als dicke und kurze Wellen. Bei Anwendungen mit niedrigen Betriebsdrehzahlen ist ein unterkritischer Betrieb leichter zu realisieren als bei Anwendungen mit hohen Betriebsdrehzahlen. Daher muss bei Anwendungen mit hohen Drehzahlen auf die Auslegung der Welle, sowie deren Durchmesser und Länge besonders geachtet werden. [3]

Für die sichere Auslegung des Wellenstrangs in Betracht auf die Rotordynamik wird für den hier zu entwickelten Prüfstand Rotan, das vom DLR entwickelte Programm zur Simulation der Rotordynamik von Turbopumpen, verwendet. Dieses ermöglicht die Eingabe der Wellengeometrie, dem Wellenmaterial, der Betriebsdrehzahl, der Lagersteifigkeiten, sowie der auf der Welle montierten Komponenten. Durch Rotan kann die erste kritische Drehzahl und deren Moden bestimmt werden. Zudem werden die maximalen Auslenkung in den Moden ausgegeben, wie in Bild 2.9 durch die pinke Linie für den ersten Mode dargestellt ist. Die weißen Strukturen stellen die Lager dar und die roten Punkte stehen für eine montierte Masse auf der Welle.

Ein in der Praxis und Literatur weit verbreitetes Diagramm zur Beschreibung der Rotordynamik ist das Campbell-Diagramm, wie es in Bild 2.10 dargestellt ist. In dem Diagramm werden sowohl die kritischen Drehzahlen des Rotors wiedergegeben, als auch die Frequenzverläufe der darauf montierten Komponenten. Für den hier zu entwickelnden Prüfstand soll neben den kritischen Drehzahlen des Wellenstrangs, die Frequenzen der Prüflager im Campbell-Diagramm dargestellt werden. [22] [3]

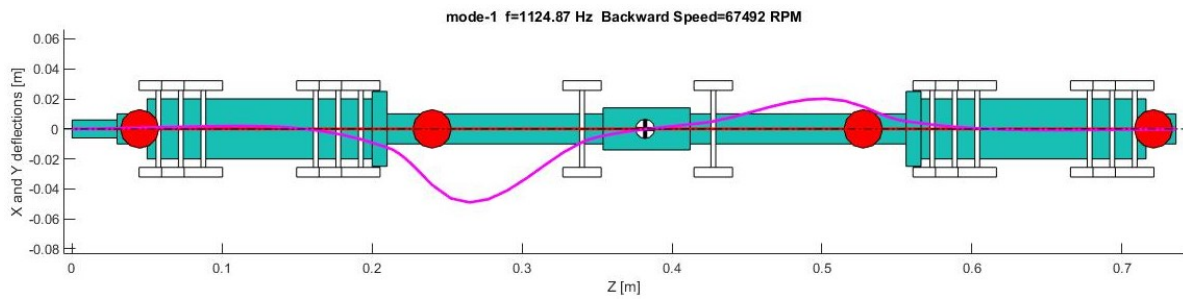


Bild 2.9.: Mode 1

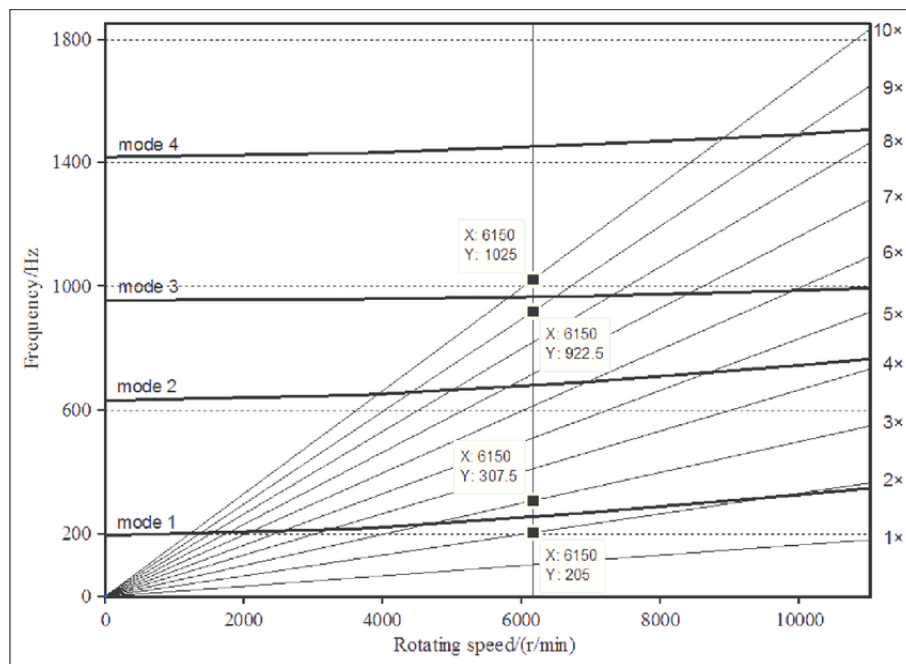


Bild 2.10.: Campbell Diagramm [23]

Um die Rotordynamik am Prüfstand analysieren zu können, müssen Beschleunigungssensoren, Drehzahlsensoren und Positionssensoren zur Bestimmung des radialen und axialen Wellenversatzes installiert werden.

3. Konzeption und Entwurf

In diesem Kapitel wird der Entwurfsprozess des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Prüfstands von der Aufstellung der Anforderungen, über die Ausarbeitung der ersten Konzeptideen bis hin zur Gestaltung der Entwürfe und deren Bewertung dokumentiert.

3.1. Konzeptentwicklung

Wie in der Einleitung bereits erwähnt dient das vom DLR erstellte Lastenheft an die Entwicklung des CSBT-Prüfstands als Grundlage dieser Arbeit. Die dort genannten Anforderungen, sowie deren Anpassungen und Ergänzungen werden im Abschnitt 3.1.1 wiedergegeben. In 3.1.2 werden die Einschränkungen genannt, welche einerseits die Auslegung dieses Prüfstandes erschweren und andererseits zur Gewährung eines sicheren Betriebs unerlässlich sind. Anschließend werden unter Berücksichtigung der Einschränkungen die von den Anforderungen abgeleiteten Konzeptideen dargestellt und erläutert. Die aus den Konzeptideen erstellten Entwürfe werden in 3.2 beschrieben und mit Hilfe einer Entscheidungsmatrix bewertet. Die Konstruktion und Berechnung des finalen Entwurfs, welcher die beste Bewertung erhalten hat, wird in Kapitel 4 wiedergegeben.

3.1.1. Anforderungen

Die für die Prüfstandauslegung relevanten Anforderungen aus dem Lastenheft und deren Anpassungen werden in der Tabelle 3.1 aufgelistet. Im folgenden Abschnitt wird auf die Anpassung einzelner Anforderungen eingegangen.

Drehzahl: Die Prüfstandswelle soll eine maximale Drehzahl von bis zu 60 000 U/min erreichen. Dabei wird ein unterkritischer Betrieb mit 20%-igem Abstand zur ersten kritischen Drehzahl angestrebt. Die erste kritische Drehzahl sollte daher größer als 72 000 U/min sein. Die durch den Leichtbau getriebene Baugrößenminimierung der Triebwerkskomponenten führt bei Turbopumpen unmittelbar zu einer Drehzahlsteigerung, um dennoch den selben Massenstrom fördern zu können [11]. Der geforderte Drehzahlbereich ermöglicht

umfangreiche Untersuchungen der Lager und Dichtungen unterschiedlicher Triebwerksklassen. So erreichen Turbopumpen in der Triebwerksklasse des Vinci-Triebwerks bis zu 90 000 U/min, während Turbopumpen in den Triebwerksklassen wie das Vulcain-Triebwerk Drehzahlen in der Größenordnung von 36 000 U/min besitzen [14] [24].

Lagergrößen: Die vom DLR vorgegebenen Baugrößen der zu untersuchenden Lager betragen einen minimalen Innendurchmesser von 20 mm und einen maximalen Außendurchmesser von 70 mm. Für die Prüfstandauslegung werden aus dem Schaeffler-Katalog die für Turbopumpenanwendungen geeignete Hybridlager der Reihen HCB72xx-E-T-P4S und XC70xx-E-T-P4S innerhalb des genannten Größenbereichs entnommen [8]. Die für diese Arbeit verwendeten Lager werden im Anhang in Tabelle A.1 aufgeführt. Die Bezeichnung HCB72xx-E-T-P4S steht dabei für Hybridlager mit Keramikugeln, Laufringen aus gehärtetem Stahl, Käfigen aus Hartgewebe und einen Druckwinkel α von 25° [8]. Hinter der Kennzeichnung XC70xx-E-T-P4S verbergen sich Hybridlager mit Keramikugeln, Laufringen aus Cronidur, Käfigen aus Hartgewebe und einem Druckwinkel α von 25° [8]. Die zwei x in der Lagerbezeichnung dienen hier als Platzhalter für die Größen der einzelnen Lagerausführungen.

Für zukünftige Projekte soll die Lageraufnahme des Prüfstandes für Lager bis zu einem Außendurchmesser von 130 mm ausgelegt werden. Zur Orientierung der Abmaße und Belastungseigenschaften werden wieder die Lager der Baureihen HCB72xx-E-T-P4S und XC70xx-E-T-P4S aus dem Schaeffler-Katalog herangezogen und die Tabelle A.1 mit den entsprechenden Lagergrößen erweitert [8].

Aktuatorkräfte: Wie anhand der Gleichung 2.3 zur Bestimmung der Lagerlebensdauer ersichtlich wird, nimmt die Lebensdauer mit zunehmender äquivalenter Lagerbelastung P ab. Wie in Kapitel 2 bereits beschrieben wird dieser Zusammenhang für Prüfverfahren von Lagern gerne herangezogen um mit gesteigerten Kräften die Testdauer verkürzen zu können. Die maximal auf das Lager aufzubringenden Kräfte sind allerdings durch die Hertz'sche Pressung von 2 500 MPa beschränkt, welche nicht überschritten werden sollte [8]. Zur Bestimmung der maximal erforderlichen Aktuatorkräfte wird das Lager HCB7215-E-T-P4S herangezogen, da es unter den für die Prüfstandauslegung relevanten Lagern die größte dynamische Tragzahl C von 70 kN aufweist. Zur Bestimmung der maximalen Kräfte unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung wird die Gleichung A.1a herangezogen. Anschließend wird mit diesen Kräften die Lebensdauer bestimmt. Die ausführliche Berechnung der Kräfte ist im Anhang unter A.2.1 aufgeführt. Es werden radial 5,6 kN und axial 12 kN benötigt um das Lager HCB7215-E-T-P4S maximal zu belasten und dabei die Hertz'sche Pressung nicht zu überschreiten. Die Lebensdauer

wird mit den bestimmten Kräften nach 102 Stunden erreicht. Die angegebenen Lagerwerte im Schaeffler-Katalog gelten allerdings nur für optimal geschmierte und gekühlte Lager [8]. Die auf dem Prüfstand zu untersuchenden feststoffgeschmierten Lager werden wie in Kapitel 2 erläutert eine deutlich geringere Lebensdauer erreichen, daher wird die hier berechnete Versuchsdauer ebenfalls kürzer ausfallen. Für die maximalen Aktuatorkräfte ist zu berücksichtigen, dass am Prüfstand ein Prüflagerpaar eingesetzt und getestet werden soll. Die Kräfte die auf ein Schrägkugellagerpaar in X- oder O-Anordnung wirken teilen sich dabei wie folgt auf: das am stärksten belastete Schrägkugellager erfährt 60% der Radiallast und 100% der Axiallast, daher muss die Kraft des Radialaktuators auf 10 kN erhöht werden [8].

Da die Prüflager mit Kräften beaufschlagt werden sollen, wie sie in Turbopumpen auftreten, werden diese im nächsten Abschnitt abgeschätzt und mit den durch die Hertz'sche Pressung bereits bestimmten Kräften verglichen. Durch die Drucksteigerung und Umlenkung der geförderten Flüssigkeit entstehen am Pumpenlaufrad große Axialkräfte, welche ausgeglichen werden sollten. Der Restschub des ausgeglichenen Laufrades wird im folgenden Abschnitt durch die Gleichungen 2.7 bis 2.10 bestimmt, welche in 2.2.1 näher beschrieben sind. Zur Berechnung der Kräfte wurden die Werte der Turbopumpe des Vulcain 2 Triebwerks aus [25] herangezogen. Die ausführliche Berechnung ist im Anhang durch die Gleichungen A.6 bis A.10 aufgeführt. Demnach beträgt die maximale Axialkraft 40 kN. Sollte dieses Szenario getestet werden, muss einem bewusst sein, dass unter dieser Kraft die Hertz'sche Pressung im Lager überschritten wird und ein Versagen der Prüflager innerhalb kurzer Zeit eintreten wird.

Das Lastenheft stellt zudem die Anforderung, dass die Aktuatorkräfte im Betrieb händisch variiert werden sollten. Abweichend vom Lastenheft wurde beschlossen die axiale Kraft nur einseitig aufzubringen, da das für die Untersuchungen der Schadensmechanismen ausreicht.

Kühlmassenstrom: Zur Abschätzung der abzuführenden Wärmeleistung durch die Reibung in den Prüflagern, wird das Prüflager mit der größten Tragzahl herangezogen und mit den maximalen Kräften unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung belastet. Somit wird für die Berechnung das Lager HCB7215-E-T-P4S mit 12 kN axial und 5,6 kN radial belastet. Zur Bestimmung der abzuführenden Wärmeleistung in Gleichung 3.1 geht das Reibmoment, die Drehzahl, die Kräfte und der Lagertyp ein. Die maximale Betriebsdrehzahl des HCB7215-E-T-P4S-Lagers beträgt 19 000 U/min.

$$\dot{Q} = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot (M_R) \quad [7] \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta T} \quad [26] \quad (3.2)$$

Zur Berechnung des Kühlmassenstroms wird die Gleichung 3.2 genutzt. Die ausführliche Berechnung des Kühlmassenstroms ist im Anhang unter A.11 aufgeführt. Als Kühlflüssigkeit wird zunächst LN₂ verwendet. Für zukünftige Projekte soll der Prüfstand allerdings auch schon für eine LOx-Kühlung ausgelegt werden. Da die Wärmekapazität von LN₂ größer als von LOx ist, wird für die LOx-Kühlung ein größerer Massenstrom benötigt um die gleiche Wärmemenge abführen zu können. Zudem ist die Dichte von LOx größer als von LN₂. Daher wird für den LOx-Massenstrom ein größerer Leitungsquerschnitt benötigt. Für die Bestimmung des maximalen Massenstroms wird somit LOx verwendet. Die resultierende, abzuführende Wärmeleistung für ein Lager beträgt 2 090 W. Für die Berechnung des Kühlmittelstroms muss der doppelte Wert der Wärmeleistung eingesetzt werden, da zwei Prüflager am CSBT montiert werden. Mit einem LOx-Massenstrom von 2,5 $\frac{kg}{s}$ lässt sich die gesamte Wärmeleistung der beiden Prüflager abführen. In dieser Berechnung wurde aufgrund der Feststoffschmierung für die kinematische Viskosität des Schmierstoffs, die kinematische Viskosität von LOx, welche $1,73 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$ bei 90 K unter 1 bar beträgt, eingesetzt. Durch den zusätzlichen Einfluss der Schmierung, der Verunreinigung durch Partikel des Festschmierstoffs, sowie einer kurzfristig aufgebrachten Axialkraft von 40 kN muss der Kühlmassenstrom größer ausgelegt werden als die berechneten 2,5 $\frac{kg}{s}$. Mit einem Sicherheitsfaktor von 1,5 beträgt der erforderliche LOx-Kühlmassenstrom 4 $\frac{kg}{s}$, wofür der Prüfstand ausgelegt wird.

Um den CSBT mit diesem Kühlmassenstrom versorgen zu können wird dieser am Prüfstand P8 des DLR's in Lampoldshausen angeschlossen. Für Versuche mit einer Kühlung durch ein Öl-/Luft-Gemisch kann der CSBT auch am Prüfstand M3.5 betrieben werden.

Sensoren: Für die Zustandsüberwachung der zu untersuchenden Komponenten und für die Betriebsüberwachung des Prüfstandes werden am CSBT Sensoren installiert. Zur Überwachung des Betriebszustandes soll das Drehmoment und die Drehzahl der Welle, die radialen und axialen Aktuatorkräfte, die Eingangs- und Ausgangstemperatur der Kühlflüssigkeit sowie der Eingangs- und Ausgangsdruck der Kühlflüssigkeit ermittelt werden

können. Zur Lebensdaueranalyse der zu prüfenden Komponenten werden Temperatursensoren, Beschleunigungssensoren und Sensoren zur Ermittlung des radialen und axialen Wellenversatzes eingesetzt.

Die finalen Anforderungen, auf denen die Prüfstandauslegung innerhalb dieser Arbeit beruht, sind in folgender Tabelle 3.1 aufgelistet.

Parameter/Element	Anforderung
Drehzahl	0 - 60 000 U/min
Lagerinnendurchmesser	min. 20 mm
Lageraußendurchmesser	max. 130 mm
Axiale Aktuatorkraft	0 - 40 000 N
Radiale Aktuatorkraft	0 - 20 000 N
Sensoren:	
- Temperatur	77 - 300 K
- Beschleunigung	0 - 20 000 Hz
- Druck	1 - 50 bar
- Drehzahl	0 - 60 000 U/min
- Drehmoment	0 - 10 Nm
- Aktuatorkraft	0 - 20 kN und 0- 40 kN
- Wellenversatz	0 - 100 µm
Erdung	Erdung des Rotors
Bauraum	H x B x T: 3 m x 2,5 m x 2,5
Material	chemisch beständig, geringer Wärmeverzug, magnetisch
Sicherheitsfaktor	1,5
Sicherheit	Notabschaltung, Schutzblech
Transport	Prüfstandstisch mit Taschen für Hubwagen oder Gabelstapler versehen. Prüfstandskomponenten mit Ösen zur Kranabhängung ausstatten.
Schnittstelle Kühlflüssigkeit	Rohrverschraubung
Schnittstelle Ölversorgung	Rohrverschraubung
Schnittstelle Stromversorgung	Starkstromanschluss
Schnittstelle Messtechnik	Mess- und Steuerrechner M3.5
Anfahrtransiente	in 5 - 30 s von 0 auf 60 000 U/min

Tabelle 3.1.: Anforderungen

Ergänzend zu den Anforderungen werden im Lastenheft Wünsche genannt, die im folgenden kurz aufgezählt werden:

- leichte Montage des Gesamtsystems
- einfache Installation der Prüflager
- schneller Prüfkopfwechsel
- einfache Bedienung
- lange Betriebsfestigkeit

Im Designprozess wird auf die Umsetzung der Wünsche geachtet, da sie aber nicht zu den verbindlichen Anforderungen zählen, werden sie im Falle eines Kompromisses vernachlässigt.

3.1.2. Einschränkungen

Hertz'sche Pressung: Wie bereits in 3.1.1 beschrieben kann die Belastung der Prüflager nicht unbegrenzt gesteigert werden um die Lebensdauer in kürzerer Zeit zu erreichen, da ansonsten die Hertz'sche Pressung von 2 500 MPa im Lager überschritten wird. Dadurch können die Untersuchungen zur Ermittlung des Ermüdungsversagens der Lager nicht innerhalb eines Testtages von 8 Stunden durchgeführt werden.

Bauraum: Der in den Anforderungen genannte maximale Bauraum soll nicht überschritten werden.

Drehzahl: Aufgrund der hohen Drehzahl lassen sich keine Axiallager zur Übertragung der reinen Axialkräfte einsetzen. Die maximalen Drehzahlen heutiger Axiallager liegen unter 20 000 U/min, wie auch dem Schaeffler-Katalog zu entnehmen ist [8]. So erreicht das Axiallager von Schaeffler für hochdrehende Spindelanwendungen, mit der Bezeichnung BAX50-F-T-P4S-DBL, eine maximale Drehzahl von 18 000 U/min [8]. Das selbe trifft auf die Radialzylinderrollenlager zu, welche sich ideal zur Realisierung von Loslagerstellen eignen und für die Stützlager des CSBT-Prüfstands ideal wären [8]. Ihre maximale Drehzahl überschreiten heute 50 000 U/min nicht [17]. So erreicht das Radialzylinderrollenlager von Schaeffler für hochdrehende Spindelanwendungen, mit der Bezeichnung HCN1006-K-PVPA1-SP-H193, eine maximale Drehzahl von 49 000 U/min [8].

Eine weitere Einschränkung die durch die hohe Drehzahl verursacht wird, ist die Gestaltung des Wellenstrangs im CSBT-Prüfstand. Um einen unterkritischen Betrieb zu realisieren, sollte die Länge des Wellenstrangs so kurz wie möglich und dessen Durchmesser

so groß wie möglich gestaltet werden. Der Einfluss der Länge und des Durchmessers eines Wellenstrangs auf die erste kritische Drehzahl wird in Kapitel 2 beschrieben.

Kombination aus Drehzahl und Lasten: Bei der Komponentensuche stellen nicht nur die Drehzahl und die axialen sowie radialen Kräfte eine Herausforderung dar, sondern auch deren Zusammenwirken. Magnetlager, sowie hydrostatische und hydrodynamische Lager können daher nicht als Stützlager verwendet werden. Da die Tragzahlen der Magnetlagern mit zunehmender Drehzahl abnehmen, macht es die Kombination der hier geforderten Lasten und der Drehzahl unmöglich für die Stützlager Magnetlager zu verwenden. Eine intensive Recherche hat ergeben, dass mit den leistungsstarken Magnetlagern der Firma EAAT GmbH Chemnitz radiale Lasten von bis zu 25 000 N bei einer Drehzahl von 5 600 U/min abgeführt und bei Drehzahlen von bis zu 140 000 U/min radiale Lasten von bis zu 40 N aufgenommen werden können. Das selbe gilt für die hydrostatischen Lager. Hier hat eine ausführliche Suche nach leistungsstarken hydrostatischen Lagern ergeben, dass die Firma Zollern Lager bis zu einer maximalen Drehzahl von 10 000 U/min unter einer Tragkraft von 5 000 N anbietet.

Wie in Kapitel 2 bereits erwähnt sind die Kippsegmentlager für Kombinationen von hohen Drehzahlen und großen Belastungen ideal geeignet. Die Firma Main-Metall bietet mit dem Norixlager ein leistungsstarkes Kippsegmentlager an. Dieses hält unter einer maximalen Umfangsgeschwindigkeit von 120 m/s einer, durch die einwirkenden Kräfte verursachten, Flächenpressung von bis zu 3,5 MPa stand. Um die maximale Umfangsgeschwindigkeit nicht zu überschreiten muss der Lagerdurchmesser bei der hohen Betriebsdrehzahl von 60 000 U/min so klein wie möglich gestaltet werden. Andererseits sollte um die maximale Flächenpressung nicht zu überschreiten, die Lagerfläche möglichst groß gestaltet werden. Für die Realisierung einer großen Lagerfläche sollte der Lagerdurchmesser und die Lagerbreite möglichst groß gestaltet werden. Aufgrund der Wellenbiegung sollte die Lagerbreite laut Hersteller nicht größer als der Lagerdurchmesser sein. Es gilt daher einen Kompromiss zwischen, Lagerdurchmesser, Lagerbreite und der Umfangsgeschwindigkeit zu finden um ein Lager zu realisieren, welches den hier angeforderten Lasten und Drehzahlen standhält. Im Austausch mit der Firma Main-Metall und durch eigene Abschätzungen stellte sich heraus, dass die hier auf die Welle wirkenden Kräfte unter der vorgegebenen Drehzahl nicht durch zwei seitlich platzierte Norixlager abgeführt werden können. Da aufgrund der Wellenbiegung nicht mehrere Kippsegmentlager nebeneinander platziert werden dürfen, fällt das Norixlager für die Realisierung der Stützlager ebenfalls raus. Gleiches gilt auch für die hydrostatischen und die Magnetlager.

Für die Auslegung der Stützlagerstellen des CSBT-Prüfstands können somit ausschließ-

lich Schrägkugellager verwendet werden. Deren maximale Drehzahlen liegen über den 60 000 U/min liegen. So erreicht das Schrägkugellager von Schaeffler für hochdrehende Spindelanwendungen, mit der Bezeichnung XC71900-E-T-P4S, eine maximale Drehzahl von bis zu 200 000 U/min [8]. Ebenso besitzen die Schrägkugellager hohe Tragzahlen. So besitzt das Schrägkugellager von Schaeffler für hochdrehende Spindelanwendungen, mit der Bezeichnung B7244-C-T-P4S, eine dynamische Tragzahl von 405 kN [8]. Allerdings nimmt mit zunehmender Lagergröße der Schrägkugellager die Tragzahl zu und die maximal mögliche Betriebsdrehzahl ab. Daher muss für die Realisierung der Stützlager des CSBT-Prüfstands wieder ein Kompromiss zwischen Tragzahl und Drehzahl gefunden werden. Da die Schrägkugellager direkt nebeneinander montiert werden dürfen, können Lasten die größer als die maximal mögliche Lagerbelastung eines einzelnen Lagers sind dennoch durch mehrere Lager in Tandem-Anordnung aufgenommen werden.

3.1.3. Konzeptideen

Für die Umsetzung der Anforderungen bieten sich für einzelne Prüfstandkomponenten unterschiedliche Lösungsmöglichkeiten. Die möglichen Konzeptideen werden in den folgenden Abschnitten beschrieben und anschließend in einem Morphologischen Kasten zusammengetragen. Aus den unterschiedlichen Kombinationen der Konzeptideen für die einzelnen Prüfstandkomponenten werden verschiedene Prüfstandentwürfe erstellt und im Abschnitt 3.2 näher beschrieben.

Stützlagerpositionierung: Wie bereits in 3.1.2 beschrieben eignen sich für die Realisierung der Stützlager im CSBT, aufgrund der großen Kräfte und hohen Drehzahl, ausschließlich Schrägkugellager. Um eine größere Kippstabilität und Steifigkeit in den Wellenstrang einbringen zu können, werden die Schrägkugellager in der O-Anordnung eingesetzt. Die Vor- und Nachteile der O- und X-Anordnung wird in Kapitel 2 beschrieben. Die Positionierung der Stütz- und Prüflager bietet unterschiedliche Möglichkeiten. So kann zum einen das Prüflagerpaar in der Mitte und die Stützlager an den beiden Enden des Wellenstrangs montiert werden. Zum anderen ist es umgekehrt möglich, die Stützlager in der Mitte und das Prüflagerpaar getrennt voneinander an den beiden Enden des Wellenstrangs zu platzieren. Aus den geschilderten Möglichkeiten werden in Abschnitt 3.2 verschiedene Prüfstandentwürfe mit entsprechenden Vor- und Nachteilen erstellt.

Prüflageranordnung: Ziel ist es die Belastungen die in den Turbopumpen auf die Lager wirken, am Prüfstand identisch nachstellen zu können. Naheliegend ist daher das Prüflagerpaar wie in den Turbopumpen in O-Konfiguration auf die Prüfstandwelle zu montieren

und mit radialen und axialen Lasten zu beaufschlagen. Allerdings bietet eine X-Anordnung der beiden Prüflager in Bezug auf die Lagerprüfung einige Vorteile. Wird das Gehäuse des Lagerpaares in O-Anordnung axial belastet, wird ein Lager entlastet und das andere belastet. Die Kräfte auf die Stützlager sind entsprechend höher als in der X-Anordnung. Wird das Gehäuse des Lagerpaares in X-Anordnung belastet werden hingegen beide Lager belastet, wodurch mit einer einseitig wirkenden Axialkraft gleich beide Lager getestet und die darin entstehenden Schadensmechanismen untersucht werden können. Zudem werden weniger Stützlager benötigt, da diese geringer belastet werden.

In beiden Konfigurationen ist es dennoch möglich gleich beide Prüflager durch eine auf das Gehäuse einseitig wirkende Axialkraft zu belasten. Voraussetzung dafür ist in beiden Anordnungen eine Loslagerung der Welle und getrennte Gehäuse des linken und rechten Lagers. So wird die Axialkraft nicht von der Gehäusestruktur oder den Stützlager abgefangen, sondern ausschließlich in den Prüflagern übertragen. In Bild 3.1 wird neben dem Kraftfluss der X- und O-Anordnungen durch die blau-gestrichelten Linien die Trennung der Gehäuse verdeutlicht. In der O-Anordnung muss die Axialkraft zwischen dem Lagerpaar eingeleitet werden und in der X-Anordnung seitlich des Lagerpaars.

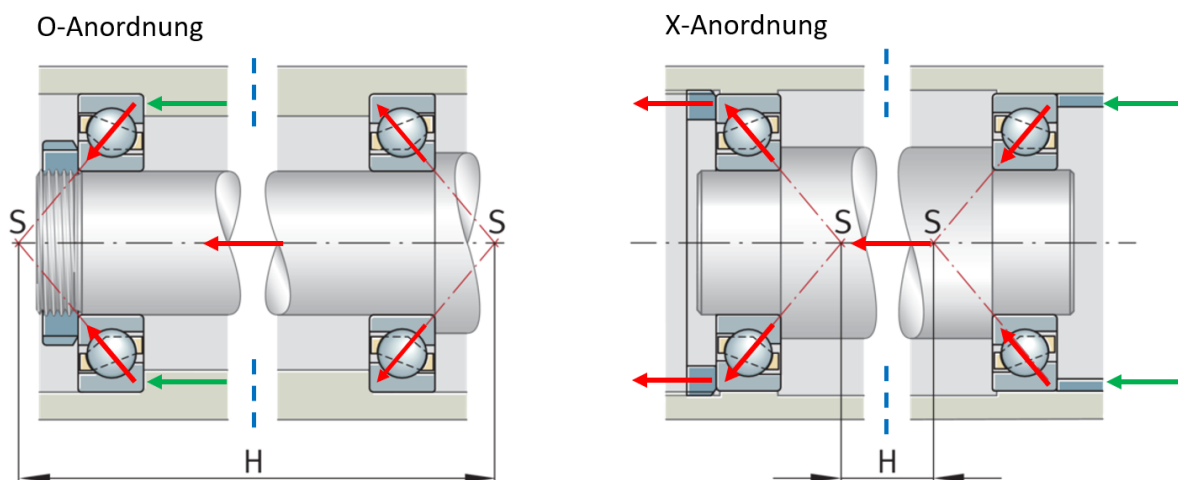


Bild 3.1.: O- und X-Anordnung der Schrägkugellager mit getrenntem Gehäuse [7]

In der X-Anordnung werden die getrennten Prüflagergehäuse unter der von außen einwirkenden Axialkraft zusammengedrückt, vorausgesetzt das gegenüberliegende Gehäuse ist arretiert und kann der übertragenen Kraft entgegenwirken. In der O-Anordnung werden die Gehäuse auseinandergezogen, vorausgesetzt das Gegenlager ist ebenfalls fixiert und kann dadurch die Kraft aufnehmen.

Da die Lager neben der axialen Last auch mittig radial belastet werden sollen, sind die

Aktuatoren in der X-Anordnung leichter anzubringen. Durch die mittige Einleitung der Axialkraft in der O-Anordnung werden die möglichen Anbindungsflächen und der Bau- raum des ebenfalls mittig anzubringenden Radialaktuator eingeschränkt. Durch die un- terschiedlichen Entwürfe in 3.2 werden die hier beschriebenen Vor- und Nachteile der X- und O-Anordnung deutlich.

Krafteinleitung: Für das Aufbringen der radialen und axialen Kräfte bieten sich un- terschiedliche Lösungsmöglichkeiten an. Die Herausforderung bei der Übertragung der radialen Kraft auf den Prüfling ist die zeitgleiche Gewährleistung dessen axialen Versat- zes. Ansonsten wird die axial eingeleitete Kraft von dem radialen Kraftaktor aufge- nommen, was nicht erwünscht ist. Die eingebrachten Kräfte sollen ausschließlich von dem Prüfling aufgenommen werden. Die gleiche Herausforderung stellt sich umgekehrt für das Aufbringen der axialen Kräfte. Eine starre Verbindung zur Krafteinleitung ist somit nicht möglich. Eine Möglichkeit ist die Kräfte über Schub- und Zugstangen zu übertragen. Diese ermöglichen durch die Gelenke die Übertragung einer Zug- oder Druckkraft und zugleich schränken sie den Freiheitsgrad in einer Achse nicht ein. Eine andere Möglichkeit ist die Kraft senkrecht zu zwei sich berührende Flächen zu übertragen, die sich parallel zur Kon- taktebene relativ zueinander verschieben lassen. Des weiteren ist auch die Übertragung einer Zugkraft mit Drahtseilen oder Ketten denkbar.

Kraftableitung: Die Herausforderung in einer Koordinatenachse die Kraftübertragung zu ermöglichen und zugleich den Versatz in der senkrecht dazu stehenden Koordinaten- achse zu ermöglichen, ist auch wieder Gegenstand der Kraftableitung. Daher sind hier die selben Lösungen wie in der Kraftübertragung möglich.

Integration Dichtungsprüfkopf: In der Prüfstandauslegung muss sowohl die Installa- tion der Prüfköpfe welche die zu prüfenden Lager aufnehmen, als auch die Installation der Prüfköpfe welche die zu untersuchenden Dichtungen enthalten beachtet werden. Zur Untersuchung der Dichtungen ist es sinnvoll die Stützlager seitlich und die Dichtung mit- tig zu platzieren. So kann der radiale Versatz der Welle ermittelt werden, welcher durch die radiale Belastung der Dichtung erzeugt wird. Zudem können bei einem Prüfkopfwech- sel die seitlichen Stützlager montiert bleiben. Sollten die Prüflager jedoch seitlich und die Stützlager mittig montiert werden, müssen zur Integration des Dichtungsprüfkopfes separate Stützlagerstellen entwickelt und montiert werden.

Radiale Auslenkung und axiales Spiel der Welle: Damit die eingeleiteten Kräf- te nur von den zu prüfenden Komponenten aufgenommen wird, muss die Welle radiale Auslenkungen und axiales Spiel gewährleisten. Die radiale Auslenkung kann über die Wel- lenbiegung und der axiale Versatz über eine Loslagerung gewährleistet werden. Zugleich

müssen die Lösungsmöglichkeiten der Krafftein- und ableitung und den dadurch ermöglichten Freiheitsgrade berücksichtigt werden. So kann die Welle nur radial ausgelenkt werden, wenn die Komponente der axialen Kraffteinleitung dieses Spiel nicht blockiert. Das ist z.B. über Gelenke in Schubstangen umsetzbar. Da für die Stützlager hier nur Schrägkugellager verwendet werden können, können diese zur Realisierung eines Loslagers in einer zylindrischen Hülse montiert werden und dadurch axiales Spiel zulassen. Der radiale und axiale Wellenversatz ist am CSBT kleiner als $100\mu\text{m}$.

3.2. Entwurfsprozess

In dem folgenden Morphologischen Kasten werden alle möglichen Konzeptideen für die aufgeführten Prüfstandkomponenten zusammengetragen. Aus deren verschiedenen Kombinationen werden drei Entwürfe generiert, die in Abschnitt nachfolgend beschrieben werden. Die farbigen Kennzeichnungen im Morphologischen Kasten können jeweils einem Entwurf zugeordnet werden. So ist die Wahl der Lösungsmöglichkeiten des ersten Entwurfs mit roten ●, des zweiten Entwurfs mit grünen ● und des dritten Entwurfs mit blauen ● Punkten markiert.

Komponente	Konzeptideen			
	Seitlich ● ●	Mittig ●	-	-
Stützlagerposition	Seitlich ● ●	Mittig ●	-	-
Prüflageranordnung	X ● ●	O ●	-	-
Krafteinleitung	Schubstangen ● ● ●	Zugstangen, Seil, Kette	Flächen ● ● ●	-
Kraftableitung	Schubstangen	Zugstangen, Seil, Kette ●	Schräggugel- lager ● ●	Aufeinander- gleitende Flächen ●
Integration Dichtungs- prüfkopf	Stützlager des Lager- und Dich- tungsprüf- kopf identisch ● ●	Stützlager des Lager- und Dich- tungsprüf- kopf verschie- den ●	-	-
Radiale Wellenauslen- kung	Gelenke ● ●	Wellenbiegung ●	Aufeinander gleitende Flächen ●	-
Axialer Wellenversatz	Gelenke ●	Loslager ●	Aufeinander gleitende Flächen ● ● ●	-

Tabelle 3.2.: Morphologischer Kasten

In den folgenden Abschnitten 3.2.1 bis 3.2.3 werden der Aufbau, die Funktionsweise, sowie die Vor- und Nachteile der drei Entwürfe anhand einer vereinfachten Darstellung beschrieben. Anschließend werden die Vor- und Nachteile nochmals in der Tabelle 3.3 zusammengetragen. Abgeschlossen wird der Entwurfsprozess mit der Bewertung der einzelnen Entwürfe anhand ausgewählter Kriterien in der Entscheidungsmatrix 3.4.

3.2.1. Entwurf 1

Wie in 3.1.3 bereits erwähnt, ist es naheliegend die Prüflager ebenfalls wie in der Turbopumpe in O-Anordnung im Prüfstand zu installieren, wie es in Bild 3.2 zu erkennen ist.

Schräggugellager in O-Anordnung sind ideal um der Welle mehr Stabilität zu verleihen, indem sie die Kräfte über einen breiteren Wellenabschnitt aufnehmen. Der genaue Kraft-

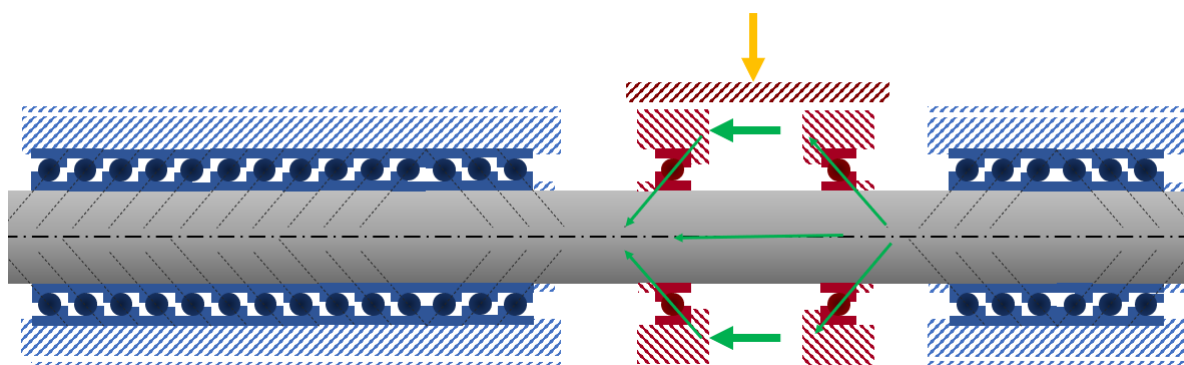


Bild 3.2.: Prüflager mittig in O-Anordnung

fluss und die Wirkungsweise wurde bereits in 2.1 beschrieben. Um Schrägkugellager in O-Anordnung prüfen zu können muss die Last über das Gehäuse zwischen den Lagern oder über die Welle eingebracht werden. Unter der aufgebrachtten Axiallast wird allerdings immer ein Lager belastet und das andere entlastet. Somit sind bei einseitiger Belastung ausschließlich Schadensmechanismen an einem Lager zu untersuchen. Wird die Kraft zwischen den Lagern über das Gehäuse eingebracht, wird diese über das belastete Lager auf die Welle übertragen. Die Stützlager der Welle müssen daher so ausgelegt werden, dass sie die von der Welle übertragenen axialen und radialen Lasten aufnehmen können. Soll die Axiallast über die Welle in die Lager eingeleitet werden, so muss das Gehäuse der Prüflager axial arretiert sein. Zur Einleitung der Kraft auf die Welle werden ebenso einige Stützlager benötigt.

Auf dem CSBT Prüfstand sollen sowohl kleine Schrägkugellager unter Drehzahlen von bis zu 60 000 U/min und kleinen Belastungen als auch große Schrägkugellager unter niedrigen Drehzahlen und großen Belastungen, wie einer axialen Lasten von bis zu 40 kN und einer radialen Lasten von bis zu 20 kN, getestet werden. Da für alle Prüflagergrößen die selben Stützlager verwendet werden und diese bei einem Prüflagerwechsel montiert bleiben sollen, müssen die Stützlager sowohl den hohen Drehzahlen als auch den großen Kräften standhalten und zudem eine längere Lebensdauer als die Prüflager erreichen. Somit werden für die Stützlager Schrägkugellager aus dem Schaeffler-Katalog rausgesucht, welche eine maximale Betriebsdrehzahl von mindestens 60 000 U/min und zugleich eine möglichst hohe Tragzahl besitzen. Das Lager mit der Bezeichnung XC7008-E-T-P4S aus dem Schaeffler -Katalog besitzt eine Grenzdrehzahl von 60 000 U/min und eine dynamische Tragzahl von 13,7 kN [8]. Im nächsten Schritt wird bestimmt, wie viele Lager mindestens benötigt werden um die radiale Last von 20 kN und zugleich die axiale Last von 40 kN bei

einer Drehzahl von 60 000 U/min aufnehmen können. Um eine Dauerfestigkeit der Stützlager garantieren zu können darf durch die einwirkenden Kräfte die Hertz'sche Pressung nicht überschritten werden. Da durch die O-Anordnung der Prüflager die Axialkraft vollständig in die Stützlager der Krafteinleitung gegenüberliegenden Seite eingeleitet werden, werden dort 11 Stützlager benötigt. Zusätzlich sind auf derselben Seite noch 3 weitere entgegengesetzte Stützlager zur Aufnahme der Radialkräfte erforderlich. Auf der Seite die keine Axialkraft erfährt werden zur Aufnahme der Radialkraft 6 Lager in 3 x 3 Tandem-O-Anordnung benötigt. Insgesamt sind für diesen Entwurf 20 Stützlager erforderlich.

Wie in 3.1.3 bereits beschrieben ist bei der Kraftein- und ableitung darauf zu achten, dass die aufgebrachten Lasten ausschließlich von den Prüflager aufgenommen werden. Daher müssen bei der Gestaltung der Komponenten zur Kraftein- und ableitung die benötigten Freiheitsgrade berücksichtigt werden. Um in diesem Entwurf unter der radialen Krafteinleitung den axialen Versatz gewährleisten zu können, wird die radiale Kraft wie in Bild 3.2 dargestellt senkrecht zu zwei aufeinander gleitenden Flächen übertragen. Die Axialkraft wird hier über Schubstangen auf das Gehäuse zwischen den Prüflagern eingebracht. Durch die Gelenke in den Schubstangen kann die Wellenauslenkung gewährleistet werden.

Da die Prüflager mittig und die Stützlager seitlich angeordnet sind, kann der Prüfkopf zur Untersuchung der Dichtungen einfach ausgetauscht werden. Die Stützlager können dabei für beide Anwendungen verwendet werden und bei einem Prüfkopfwechsel auf dem Prüfstand montiert bleiben.

3.2.2. Entwurf 2

Die Anzahl der Stützlager kann reduziert werden indem die Prüflager in X-Anordnung montiert werden anstatt in O-Anordnung. Wie in 3.1.3 bereits beschrieben sind getrennte Gehäuse des Prüflagerpaars für die Belastung beider Lager voraussetzend. Die Axialkraft, in Bild 3.3 grün dargestellt, wird durch das rechte Prüflagergehäuse eingeleitet und über die Welle an das linke Prüflagergehäuse übertragen. Die Welle benötigt daher keine Stützlager zur Aufnahme der axialen Kräfte. Für die Aufnahme der Radialkräfte werden in diesem Entwurf 12 Lager des Typs XC7008-E-T-P4S in 6 x 6 Tandem-O-Anordnung benötigt. Durch die 12 Stützlager mit einer Lagerbreite von 15 mm entsteht zwischen den Prüflagern ein Abstand von mind. 180 mm. Der Abstand zwischen X- und O-angeordneten Schrägkugellagern soll den dreifachen Innendurchmesser der Lager nicht überschreiten um der Welle Steifigkeit zu verleihen [8]. Mit dem Innendurchmesser von 40 mm der hier verwendeten Stützlager beträgt der maximale Abstand zwischen den Lagern 120 mm.

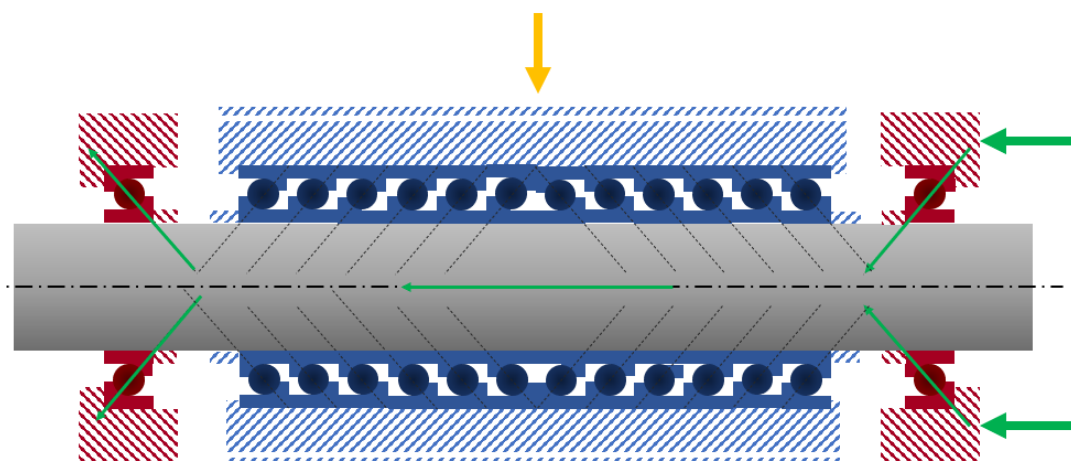


Bild 3.3.: Prüflager seitlich in X-Anordnung

In diesem Entwurf sind die Stützlager mittig angeordnet und die Prüflager seitlich. Die radiale Last wird senkrecht zu aufeinander gleitenden Flächen auf die Stützlager übertragen. Diese leiten die Kraft in die Welle ein wodurch die Prüflager mit den entsprechenden Reaktionskräften belastet werden. Dafür müssen die Prüflagergehäuse radial fest montiert sein. Für die Übertragung der Axialkraft wird das rechte Prüflager hier in einer zylindrischen Hülse montiert. So kann es axialen Versatz zulassen und zugleich die Radialkräfte an die Zylinderwände ableiten. Das linke Prüflager wird radial und axial fest montiert um beide Kräfte aufnehmen zu können. Durch die Wellenbiegung kann unter der Einleitung der axialen Kraft eine radiale Wellenauslenkung gewährleistet werden. Ein Nachteil dieses Aufbaus ist die Integration des Dichtungsprüfkopfes. Da die Dichtung mittig montiert und deren radiale Lasten über seitliche Stützlager abgeleitet werden soll, muss beim Prüfkopfwechsel nicht nur der mittlere Wellenstrang sondern auch die Stützlageraufnahme ausgetauscht werden. Zudem werden bei einer Anwendung unter kryogener Kühlflüssigkeit, zwei Zu- und Ableitungen benötigt.

3.2.3. Entwurf 3

In dem in Bild 3.4 dargestellten 3. Entwurf werden die Vorteile der mittig positionierten Prüflager und der X-Anordnung kombiniert. Durch die X-Anordnung und die Montage der Stützlager in zylindrischen Hülsen, kann die Anzahl der Stützlager reduziert werden. Diese müssen nur die radialen Lasten abführen. Durch die mittig montierten Prüflager kann der Prüfkopf zur Untersuchung der Dichtungen einfach getauscht werden, ohne die Stützlager demontieren zu müssen.

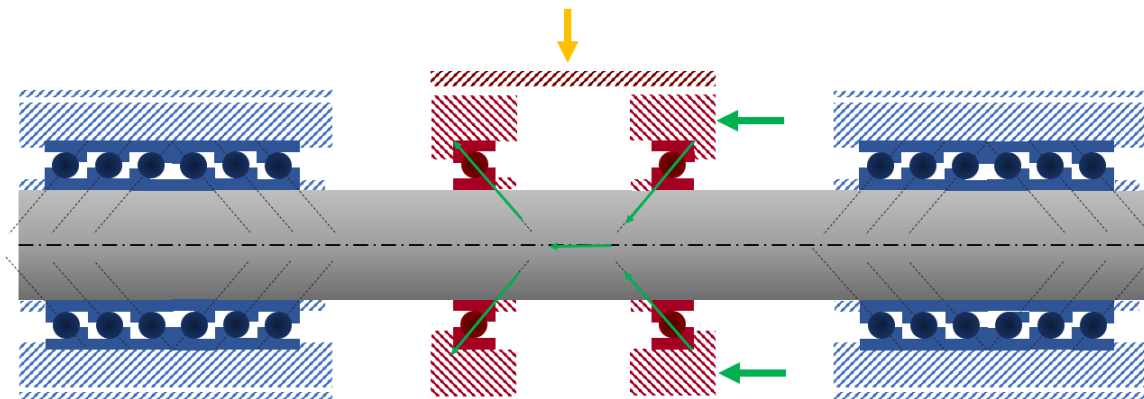


Bild 3.4.: Prüflager mittig in X-Anordnung

Für diesen Entwurf werden insgesamt 12 Stützlager mit der Bezeichnung XC7008-E-T-P4S benötigt, die seitlich jeweils in einer 3 x 3 Tandem O-Konfiguration montiert werden. Durch die mit den zylindrischen Hülsen generierten Loslager kann der axiale Versatz der Welle gewährleistet und zugleich die radialen Kräfte abgeführt werden. Da die Axialkraft über Schubstangen auf das rechte Prüflagergehäuse aufgebracht wird, ermöglichen deren Durchbiegung zugleich die radiale Auslenkung der Welle. Die axialen Kräfte werden am linken Prüflagergehäuse durch Zugstangen wieder abgeführt. Die Gelenke der Zugstangen ermöglichen ebenso die radiale Auslenkung der Welle. Die radiale Kraft wird senkrecht zu zwei aufeinander gleitenden Flächen auf die Prüflagergehäuse aufgebracht.

3.2.4. Entwurfsübersicht und -bewertung

In der folgenden Tabelle 3.3 werden die Vor- und Nachteile der einzelnen Entwürfe zusammengetragen.

Entwurf	+ Vorteile +	- Nachteile -
Entwurf 1	Prüflager mittig, einfacher Prüfkopfaustausch zur Dichtungsuntersuchung	Durch O-Anordnung der Prüflager in einem Gehäuse, viele Stützlager notwendig Stützlager regelmäßig austauschen Radiale und axiale Krafteinleitung an einer Komponente
Entwurf 2	Wenige Stützlager durch zylindrische Führung der Stützlager und Prüflager in X-Anordnung. Radiale und axiale Krafteinleitung durch separate Komponenten.	Bei kryo Anwendung zwei Zu- und Ableitungen notwendig Zur Montage des Dichtungsprüfkopfs werden separate Stützlager benötigt Prüflagerabstand größer als empfohlen
Entwurf 3	Wenige Stützlager durch zylindrische Führung der Stützlager und Prüflager in X-Anordnung. Kompatibel mit Dichtungsprüfkopf.	Stützlager regelmäßig austauschen. Radiale und axiale Krafteinleitung an einer Komponente.

Tabelle 3.3.: Übersicht: Vor- und Nachteile der Entwürfe

Für eine sachliche Bewertung der Entwürfe dient die Entscheidungsmatrix in Produktentwicklungsprozessen als Entscheidungshilfe. Dabei werden anhand bestimmter Kriterien die einzelnen Entwürfe bewertet. Für eine noch feiner abgestimmte Bewertung kann den Kriterien eine Gewichtung zugefügt werden. In der nachfolgenden Tabelle 3.4 werden die Entwürfe nach folgenden Kriterien bewertet:

- Stützlagermenge
- Kompatibilität mit Dichtungsprüfkopf
- Kraftein/ -ableitung

- Kryo-Anwendung

Die Gewichtungen der Kriterien wird mit Zahlenwerten von 1 bis 6 durchgeführt. Die hier aufgeführten Kriterien sind wie folgt gewichtet: Stützlagermenge = 4, Dichtungsprüfkopf = 6, Kraftein/ -ableitung = 2 und Kryo-Anwendung = 4.

Die Entwürfe werden nun nach den gewichten Entwürfen bewertet und erhalten Punkte zwischen 1 und 6. Dabei ist 6 die beste Erfüllung des Kriteriums. Die Bewertung wird anschließend mit der Gewichtung multipliziert. Die Punkte der einzelnen Entwürfe werden abschließend summiert. Der Entwurf mit den meisten Punkten erfüllt die Kriterien am besten und sollte für die finale Umsetzung verwendet werden.

Kriterien	Gew.	Entwurf 1		Entwurf 2		Entwurf 3	
		Pkt	gew.Pkt.	Pkt.	gew.Pkt.	Pkt.	gew.Pkt.
Stützlagermenge	4	1	4	5	20	5	20
Komptbl. Dichtungsprüfkopf	6	5	30	1	6	5	30
Kraftein/ -ableitung	2	1	2	5	10	5	10
Kryo-Anwendung	4	5	20	1	4	4	16
Summe			56		40		76

Tabelle 3.4.: Entscheidungsmatrix

Der Entwurf 3 hat mit 76 Punkten die Kriterien am besten erfüllt und wird für die finale Prüfstandauslegung in Kapitel 4 verwendet und dort detailliert konstruiert und berechnet.

4. Prüfstands Aufbau

Die detaillierte Ausarbeitung, Konstruktion und Berechnung des 3. Entwurfs aus Kapitel 3 wird in diesem Kapitel dokumentiert. Zunächst wird die Gesamtkonstruktion dargestellt und beschrieben. Anschließend wird auf die einzelnen Prüfstandskomponenten eingegangen und deren detaillierte Ausarbeitung vorgestellt. Zudem werden die Ergebnisse der Festigkeitsnachweise und der Rotordynamiksimulation aufgezeigt und erläutert.

4.1. Gesamtkonstruktion

In den nachfolgenden Bildern 4.1 und 4.1 ist der vollständig konstruierte Prüfstand mit der Lager-Prüfvorrichtung abgebildet. Die Abmaße Höhe x Breite x Tiefe des Nutentischs, auf dem die Prüfvorrichtung montiert ist, betragen 0,8m x 2m x 1m. Um die Größe des Prüfstands besser einschätzen zu können, ist zudem eine 1,75 m große Person dargestellt.

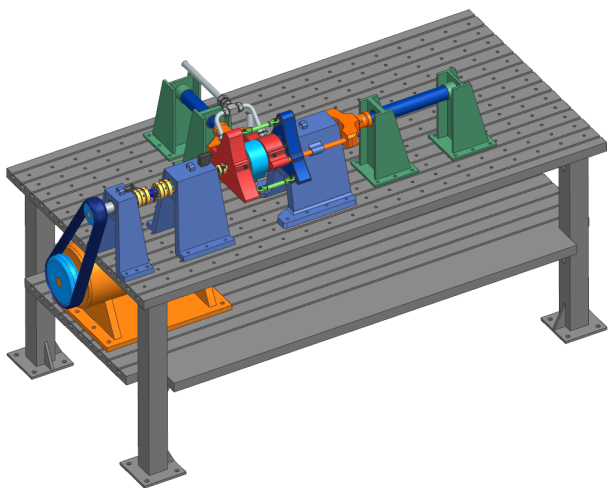


Bild 4.1.: CSBT

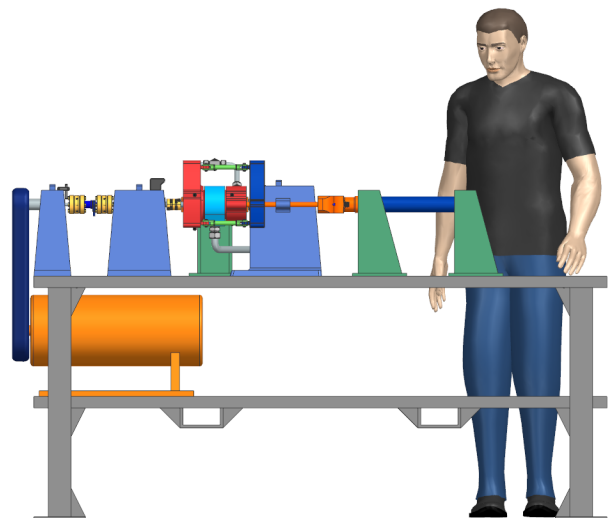


Bild 4.2.: CSBT - Frontansicht

In Bild 4.3 werden die größten Komponenten gekennzeichnet wie sie in der nachfolgenden Beschreibung ebenfalls bezeichnet werden. Zu erkennen sind die dunkelbau eingefärbten Hydraulikzylinder, welche die radiale und axiale Last erzeugen und über die orangenen

Aktuatoren auf die Prüfkomponenten aufbringen. Des Weiteren sind die blauen und grünen Stützstrukturen zu erkennen. Wie in der schematischen Darstellung des 3. Entwurfs in 3.2 dargestellt, lassen sich hier die roten Prüflagergehäuse und die seitlich davon angeordneten Stützlageraufnahmen wiedererkennen. Der Wellenstrang mit den darauf montierten Prüfkomponenten wird über eine Riemenübersetzung von einem Elektromotor angetrieben.

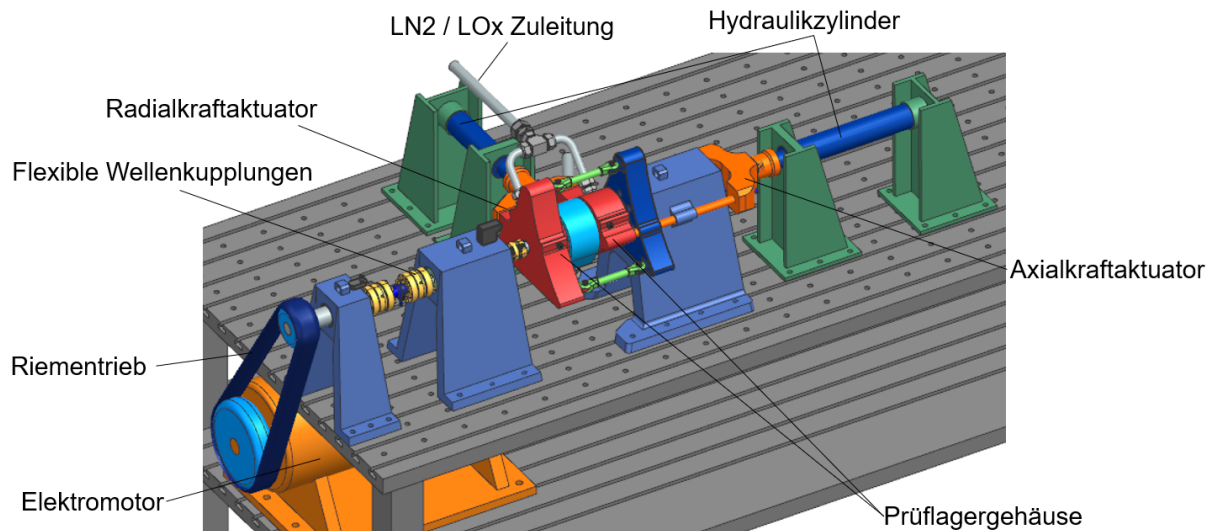


Bild 4.3.: CSBT-Komponenten

Die sichtbaren Komponenten in der aufgeschnittenen Frontansicht des Wellenstrangs werden im folgenden Abschnitt von links nach rechts genannt und deren Funktion kurz wiedergegeben. Die detaillierte Auslegung der einzelnen Komponenten wird in den darauf folgenden Abschnitten erläutert.

Der Wellenstrang besteht aus fünf starr und flexible gekuppelten Wellen. Ganz links in Bild 4.4 wird das Drehmoment in den Wellenstrang über den Riemen eingeleitet. Die Riemenscheibe ist auf einer Welle montiert, welche einseitig gelagert ist. Das rechte Wellenende ist in einer flexiblen Kupplung eingespannt und überträgt die Drehbewegung an die dunkelblau dargestellte Drehmomentmesswelle. Diese ist beidseitig in flexiblen Kupplungen eingespannt, da sie keinem Wellenversatz ausgesetzt werden darf. Die zwei rechten Stützstrukturen beinhalten die Stützlager, welche die radialen Kräfte aufnehmen nachdem sie die Prüflager an die Welle übertragen haben. Zudem ermöglichen sie axiales Spiel durch die rosafarbenen, zylinderförmigen Hülsen. Die in der Mitte angeordneten roten Strukturen sind die Prüflagergehäuse, welche zusammen mit dem blauen Ring den Lagerprüfkopf bilden. Der Wellenstrang zwischen den Stützlagern besteht aus drei Wel-

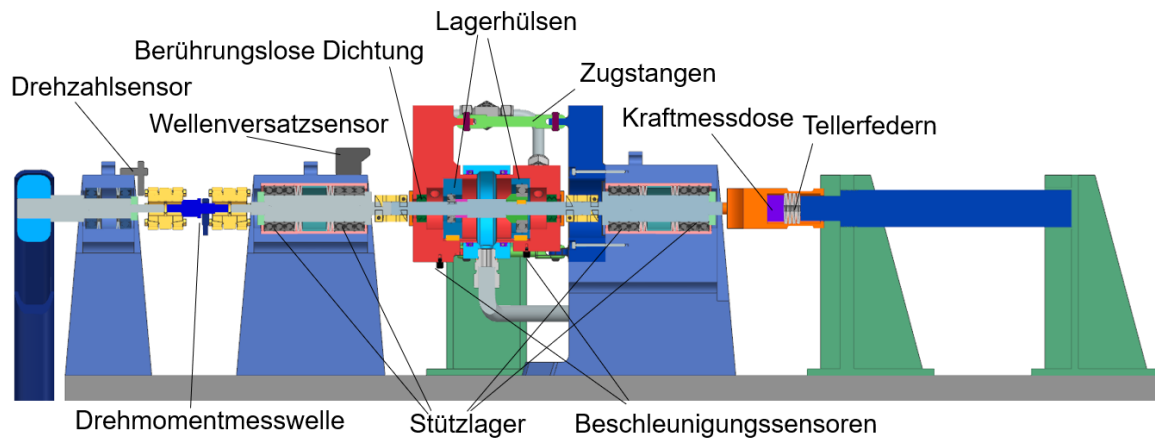


Bild 4.4.: Wellenstrang - Frontansicht - Schnitt

lenstücken, welche durch die gelb dargestellten, starren Wellenkupplungen miteinander verbunden sind. So ist ein schneller Austausch der mittig eingesetzten Prüfköpfe möglich und die Lasten können durch die starren Kupplungen an die Stützlager übertragen werden. Die mittige Anordnung der Lagerprüfköpfe ermöglicht zudem den kompatiblen Einsatz der Dichtungsprüfköpfe. So lassen sich die Prüfköpfe austauschen während die Stützlager montiert bleiben.

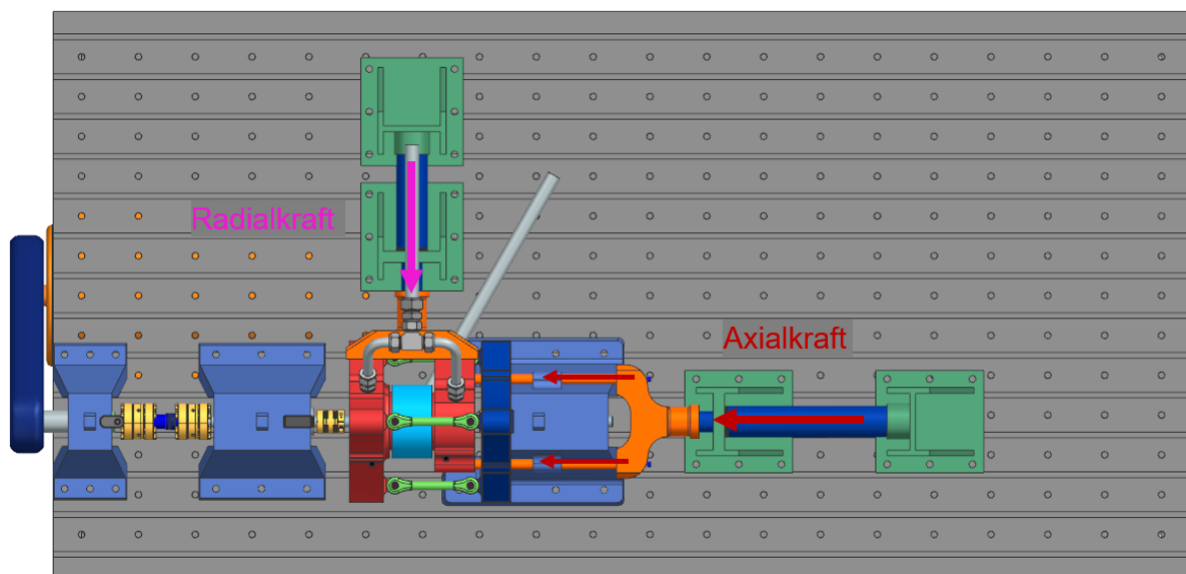


Bild 4.5.: CSBT-Draufsicht

In der Draufsicht, die in Bild 4.5 zu sehen ist, kann der Kraftfluss der radialen und axialen Lasten ausgehend von den Aktuatoren gut verfolgt werden. Zugleich ist ersichtlich wie der axiale Wellenversatz und die radiale Wellenauslenkung realisiert wird. So wird die axiale

Kraft von dem Hydraulikzylinder auf der rechten Seite in den orangenen Axialkraftaktor eingeleitet. Dieser leitet die Kraft über zwei Schubstangen an den rechten Stützlagern vorbei und in das rechte Prüflagergehäuse ein. Durch die Durchbiegung der Schubstangen wird die radiale Wellenauslenkung nicht beschränkt und nur geringe radiale Kräfte aufgenommen. Die Axialkraft wird vom rechten Prüflagergehäuse über das rechte Prüflager in die Welle eingeleitet. Das linke Prüflager überträgt die Axialkraft von der Welle in das linke Prüflagergehäuse. Über die hellgrünen Zugstangen wird die Axialkraft in die rechte Stütze abgeleitet. Durch die Gelenke der Zugstangen wird die radiale Wellenauslenkung ermöglicht und zugleich verhindert, dass radiale Kräfte abgeleitet werden.

Die radiale Kraft wird von dem hier senkrecht zur Welle angeordneten orangenen Radialkraftaktor auf die Prüflagergehäuse aufgebracht. Die Radialkraft wird über zwei aufeinander gleitenden Flächen zwischen Radialkraftaktor und Prüflagergehäusen übertragen, so dass vom einleitenden Radialkraftaktor keine Axialkräfte aufgenommen werden. Durch lösen der gelben starren Wellenkupplungen kann der mittige Lagerprüfkopf durch den Dichtungsprüfkopf ausgetauscht werden.

4.2. Prüfköpfe

Die Auslegung der unterschiedlichen Prüfköpfe zur Installation der Lager und berührungslosen Dichtungen wird in diesem Abschnitt beschrieben.

Damit die unterschiedlichen Lagergrößen auf der Welle und in den Gehäusen installiert werden können, werden für jede Lagergröße Hülsen zur Adaption ausgelegt. Für die Montage der kleinsten Lager wird der Wellendurchmesser auf deren kleinsten Innendurchmesser ausgelegt. Lager mit einem größeren Innendurchmesser als der Wellendurchmesser werden über eine dazwischen eingefügte Hülse montiert. Das selbe gilt für die Adaption der unterschiedlichen Außendurchmesser. Dabei ist der Durchmesser im Prüflagergehäuse entsprechend an den größten Außendurchmesser der Lager ausgelegt. Da die Spannweite der Lagergrößen groß ist, beträgt das Gewicht der Hülsen mit dem Gehäuse, dem Ring und den benötigten Fittingen bis zu 50 kg. Durch die Gewichtskraft werden die Lager, ohne Aufbringen der radialen Prüflast, radial belastet. Um die radiale Belastung der kleinen Lager zu reduzieren werden zwei Lagerprüfköpfe ausgelegt. Die Aufteilung der Lagergrößen, welche in den kleinen und in den großen Prüfkopf installiert werden, wurde dabei so gewählt, dass die Lagergrößen des Lastenhefts mit dem kleinen Prüfkopf getestet werden können. Die größeren Lager für zukünftige Anwendungen werden in dem großen Lagergehäuse montiert. Der maximale äußere Lagerdurchmesser der am kleinen Prüfkopf

installiert werden kann beträgt 72 mm.

4.2.1. Prüfkopf für kleine Lager mit Kryo-Kühlung

In Bild 4.2.1 wird der Prüfkopf zur Installation und Untersuchung der kleinen Lager mit kryogener Kühlung dargestellt.

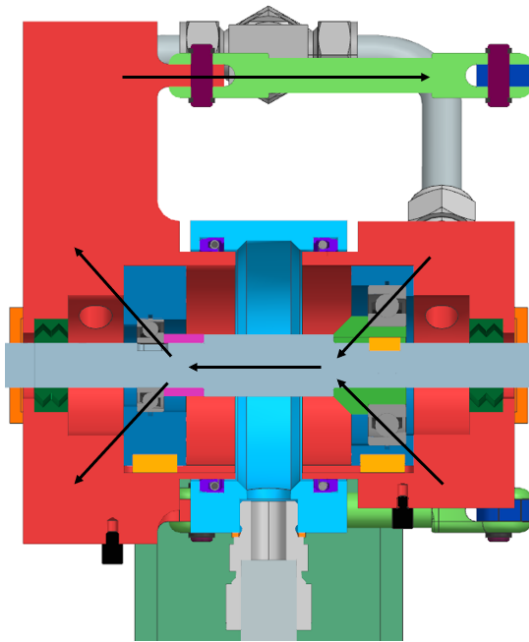


Bild 4.6.: Kleiner Prüfkopf Schnittdarstellung

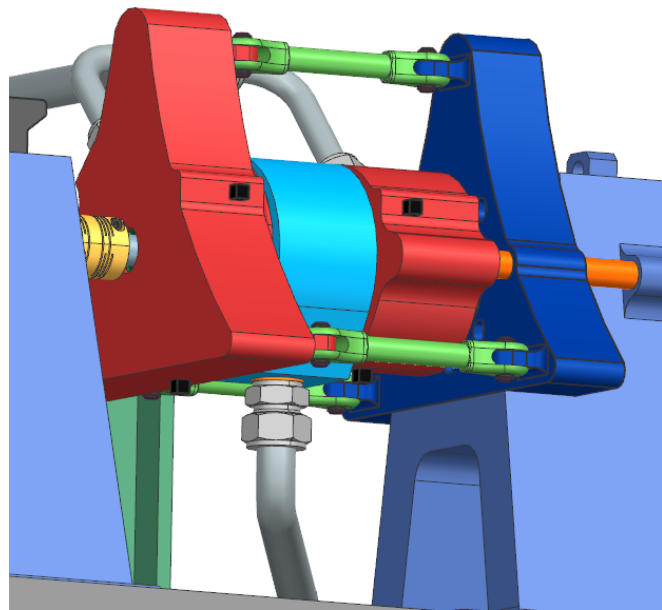


Bild 4.7.: Kleiner Prüfkopf

Dabei ist das linke Prüflager im linken Bild das mit dem kleinsten Innendurchmesser von 20 mm. Dieses Lager gibt zugleich den Wellendurchmesser vor auf dem die Prüflager montiert werden. Alle weiteren Lager mit einem Innendurchmesser größer als 20 mm werden mit einer Hülse am Innenring auf der Welle montiert. Das rechts dargestellte Lager ist das Prüflager mit dem größten Außendurchmesser von 72 mm, welches an diesem kleinen Lagerprüfkopf installiert werden kann. Alle anderen Lager, die einen kleineren Außendurchmesser besitzen werden über eine Hülse am Außenring in das Gehäuse installiert. Zur Untersuchung der Lager wird immer ein gleiches Lagerpaar in X-Anordnung im Prüfkopf montiert. Das Bild 4.2.1 spiegelt somit die Spanne der Lagergrößen wieder, die in dem kleinen Prüfkopf montiert und getestet werden können. Durch die eingezeichneten Pfeile lässt sich der Kraftfluss der axialen Kraft verfolgen. Ausgehend vom rechten Prüflagergehäuse wird die Kraft über die blaue Hülse und das rechte Prüflager in die Welle eingeleitet. Die Welle überträgt diese an die linken Prüflager und über dessen Hülse in das linke Prüflagergehäuse. Über die grünen Zugstangen wird die axiale Last an die blaue Stütze übertragen und dort in den Nutentisch abgeleitet. Unter axialer Belas-

tung werden die Gehäuse gegeneinander verspannt. Die axiale Last kann dadurch auch zum Vorspannen der Lager genutzt werden. Damit ausschließlich die Prüflager die eingeleiteten Kräfte übertragen müssen die Gehäuse voneinander getrennt sein, wie in 3.1.3 bereits beschrieben. Da die Lager mit kryogener Flüssigkeit gekühlt werden sollen ist allerdings ein geschlossenes Gehäuse notwendig. Durch die hellblaue Ringstruktur zwischen den Prüflagergehäusen ist es möglich den Prüfkopf abzudichten und zugleich die beiden Prüflagergehäuse nicht starr miteinander zu verbinden. Da die Prüflagergehäuse axial zueinander beweglich sind, werden in der blauen Ringstruktur dynamische Dichtungen benötigt, die ebenfalls kryogenen Temperaturen standhalten. Dafür eignen sich federvorgespannte Dichtungen.

Die kryogene Flüssigkeit, welche die Wärme von den Lagern abführen soll, wird links und rechts der Prüflager zunächst in einen Ringraum eingespeist. Diese sind nach außen durch die dunkelgrün dargestellten berührungslosen Dichtungen abgedichtet. Da die Schrägkugellager in der X-Anordnung auf der Außenseite einen kleineren Öffnungsdurchmesser aufweisen als an der Innenseite, wird die Kühlflüssigkeit von den äußeren Ringräumen durch die Lager in den Raum zwischen den Lagern gefördert. Durch den Leitungsanschluss in der hellblauen Ringstruktur wird das Kühlmedium nach durchlaufen der Prüflager abgeführt. Die Querschnitte der Zu- und Ableitung sind für einen LOx-Massenstrom von $4 \frac{kg}{s}$ ausgelegt.

Um den Lagerzustand analysieren zu können, werden an jedem Prüflagergehäuse Beschleunigungssensoren zur Bestimmung der Vibrationsfrequenzen der Lagerkomponenten angebracht. Zudem werden Temperatursensoren zur Analyse der Temperatur des äußeren Lagerlaufrings installiert. Ebenfalls wird der Druck und die Temperatur der kryogenen Kühlflüssigkeit in der Zu- und Ableitung gemessen. Da die Gehäuse nicht starr verbunden sind, können die Lager in X-Anordnung nicht gegenseitig durch Muttern im Gehäuse vorgespannt werden. Wie bereits erwähnt wird die axiale Kraft zur Vorspannung genutzt.

4.2.2. Prüfkopf für große Lager mit Kryo-Kühlung

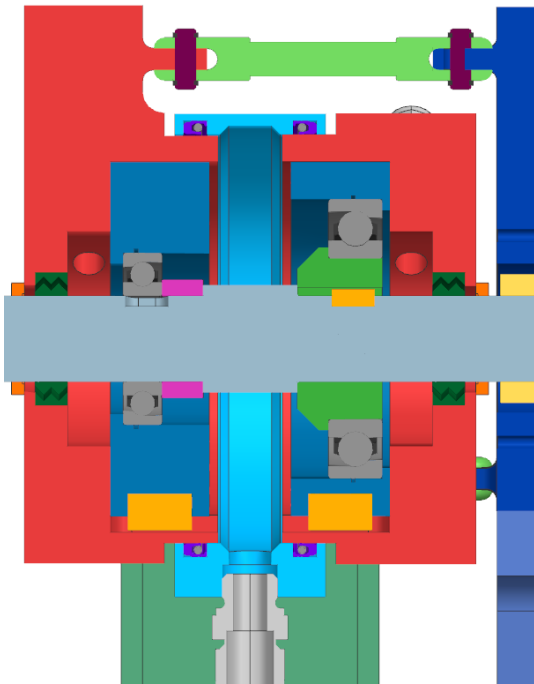


Bild 4.8.: Großer Prüfkopf Schnitt-darstellung

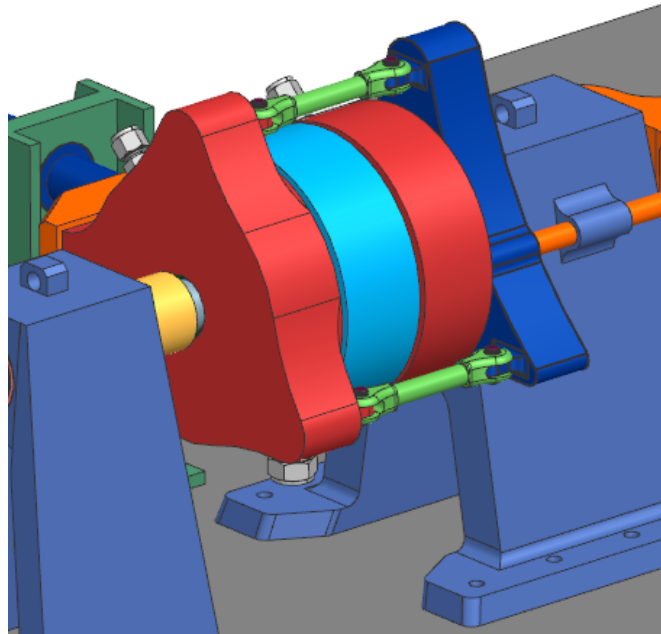


Bild 4.9.: Großer Prüfkopf

Die Lager für die zukünftigen Anwendungen, welche einen Außendurchmesser zwischen 72 mm und 130 mm aufweisen, werden in dem großen Prüfkopf installiert. Der Aufbau ist dabei identisch zum kleinen Prüfkopf. Da der kleinste Innendurchmesser der Lager innerhalb der genannten Baugrößen 40 mm beträgt, kann der Wellendurchmesser entsprechend größer ausgelegt werden. Die dickere Welle verleiht dem Wellenstrang im CSBT zudem eine größere Steifigkeit und höhere erste kritische Drehzahlen. Die Positionen und Abmaße der Aufhängungen von den grünen Zugstangen stimmen mit denen des kleinen Prüfkopfes überein.

4.2.3. Prüfkopf mit Ölkühlung

Auf dem CSBT sollten wie bereits erwähnt, die Lager sowohl unter kryogener als auch Öl-Kühlung getestet werden können. Da die Kühlung mit kryogenen Medien andere Anforderungen an das System stellt als die Ölkühlung wird ein separater Prüfkopf für die Ölkühlung entwickelt.

Einige Schrägkugellager verfügen über eine Nut im Außenring in die, neben den direkten Öl/Luft-Gemisch Injektoren, Öl eingespeist werden kann. Um die zusätzliche Ölzuführung am Außenring realisieren zu können, müssen in den Prüflagergehäusen entsprechen-

de Bohrungen und Zuleitungen eingebracht werden. Des weiteren muss das überschüssige Öl in den Prüflagergehäusen abgeführt werden, damit die Lager nicht im Öl stehen und dadurch der Laufwiderstand erhöht wird, sowie die Kühlung minimiert wird. Die detaillierte Ausarbeitung und Konstruktion dieses Prüfkopfes konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht realisiert werden und wird daher Gegenstand der daran anschließenden Arbeiten sein.

4.2.4. Prüfkopf für berührungslose Dichtungen

Durch einen weiteren Prüfkopf soll zudem die Möglichkeit geschaffen werden berührungslose Dichtungen zu installieren und zu untersuchen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ausschließlich eine schematische Darstellung dieses Prüfkopfes ausgearbeitet, welcher in Bild 4.10 dargestellt ist.

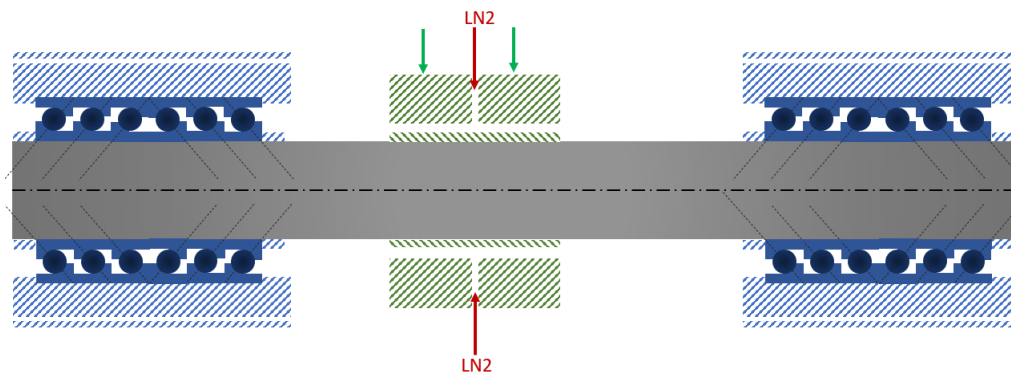


Bild 4.10.: Schematische Darstellung - Prüfkopf - Berührungslose Dichtungen

Zunächst sollen Dichtungen mit einfachen Ringspalten darauf untersucht werden können. Später sollen auch andere Ringspaltgeometrien und die Einleitung des Sperrfluids ermöglicht werden. Da vor allem der Einfluss auf die Rotordynamik untersucht werden soll, wird der Prüfkopf radial belastet werden und zugleich der radiale Wellenversatz gemessen werden. Die detaillierte Ausarbeitung und Konstruktion dieses Prüfkopfes bietet einen weiteren Anknüpfungspunkt für daran anschließende Arbeiten.

4.3. Stützlager

Wie in der Beschreibung des 3. Entwurfs in 3.2 und des Prüfkopfes in 4.2.1 erwähnt, dienen die Stützlager ausschließlich zur Abführung der radialen Reaktionskräfte an der Welle. Um den axialen Wellenversatz zu ermöglichen werden sie in zylindrischen Hülsen geführt.

Die Lager werden dabei so ausgewählt, dass sie zum einen der hohen Drehzahl standhalten und zum andern die maximal auftretenden radialen Kräfte aufnehmen können. Die O-Anordnung der Stützlager verleiht der Welle über einen breiten Wellenabschnitt zusätzliche Stabilität und gleicht die bei radialer Belastung entstehenden axialen Kräfte im Lager gegenseitig aus.

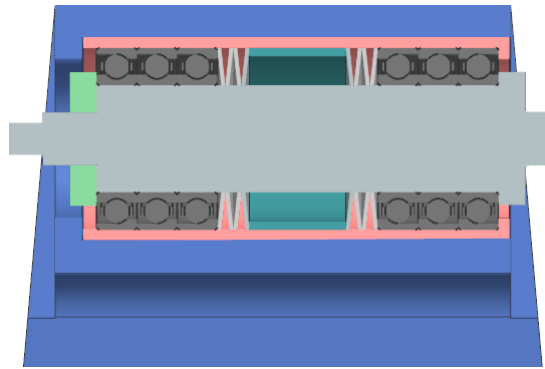


Bild 4.11.: Linkes Stützlager

Für den Worst-Case-Fall (Versagen beider Prüflager) sollten die Stützlager die maximale Axialkraft für einen kurzen Zeitraum, in dem der Prüfstand heruntergefahren wird, abfangen können. Das axiale Spiel muss daher von der Stützengeometrie begrenzt werden. In Bild 4.11 ist das durch den Abstand der Lager in der Hülse zur linken Kante in der Stützstruktur zu erkennen.

Die Stützlager werden über einen Distanzring, Tellerfedern und einer Wellenmutter vorgespannt. Die Distanz zwischen den Lager-Tandems erhöht dabei die Steifigkeit der Lagerung.

4.4. Aktuatoren

Die Aktuatoren sollen die axialen und radialen Lasten, wie sie in der Turbopumpe auftreten, nachbilden. Da die Lasten in der Turbopumpe allerdings hochdynamisch sind, können diese nur über einen elektrisch angesteuerten Aktuator nachgestellt werden. Allerdings können die elektrisch angesteuerten Aktuatoren mit dem zur Verfügung gestellten Budget des CSBT-Prüfstandes nicht realisiert werden. Eine preiswertere Alternative die Kraft auf die Prüfstrukturen aufzubringen bietet ein handbetriebener Gewindetrieb. Um eine axiale Kraft von 40 kN über einen Gewindetrieb einleiten zu können muss die Gewindestange mit einem Trapezgewinde einen Durchmesser von 40 mm besitzen. Um das entsprechende Drehmoment von Hand auf die Gewindestange aufbringen zu können wird

ein Hebel von 2 m Länge benötigt. Durch die Abschätzungsrechnung zeigt sich, dass der handbetriebene Gewindetrieb in der Praxis nicht einfach zu bedienen ist. Daher wurde dieser Ansatz wieder verworfen. Eine weitere Möglichkeit ist die Kraft über Hydraulikzylinder aufzubringen, die über eine Handpumpe angesteuert werden. Dieses Konzept ist einfach zu bedienen und preiswert. Ein Nachteil der handgesteuerten Lösungen ist, dass die hochdynamischen Missionsprofile nicht nachgestellt werden können.

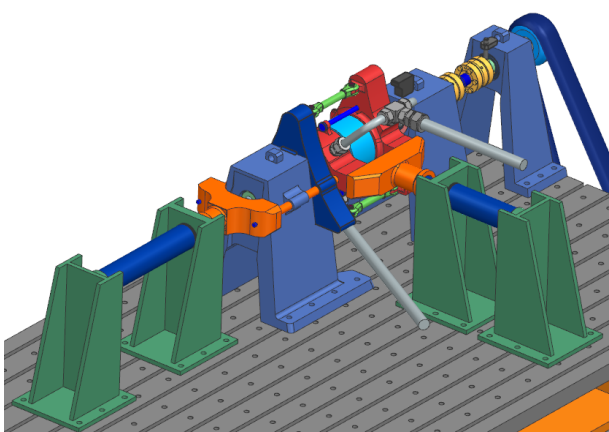


Bild 4.12.: Aktuatoren

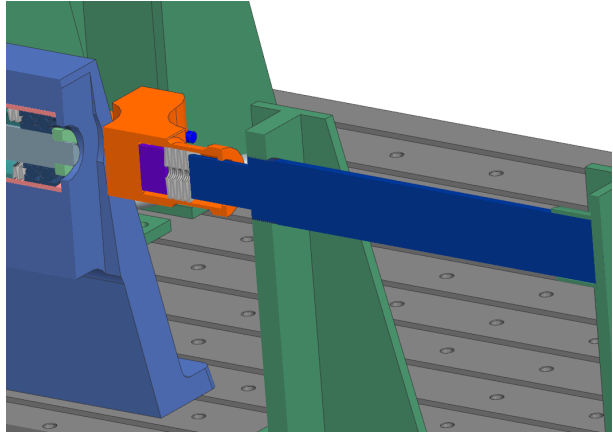


Bild 4.13.: Aktuator Schnitt

Da die Aktuatoren über mehrere Stunden die konstante Last auf die Prüfstruktur aufbringen sollen, muss sichergestellt werden, dass diese den Druck nicht verlieren und nicht ständig nachgepumpt werden muss. Um das zu verhindern wird in der Zuleitung ein Rückschlagventil nahe am Zylinder installiert.

4.5. Sensorik

In diesem Abschnitt werden die im CSBT-Prüfstand eingesetzten Sensoren und deren Messaufgabe beschrieben. Um die Messsignale auswerten zu können müssen die Schnittstellen des Mess- und Steuerrechners am DLR berücksichtigt werden. Dieser bietet neben den direkten Steckplätzen für Thermocouples des Typ K auch analoge Eingänge für Ausgangssignale im Bereich von ± 10 V, sowie digitale Eingänge mit einem TTL Pegel.

Temperatur: Die Temperatur der kryogenen Kühlflüssigkeit soll sowohl in der Zu- als auch in der Ableitung des Lagerprüfkopf gemessen werden. Des weiteren soll zur Zustandsüberwachung der Prüflager die Temperatur der äußeren Laufringe gemessen werden. Für beide Messaufgaben werden insgesamt vier Thermocouples des Typ K installiert. Zur Aufnahme des Messsignals werden die Thermocouple-Steckplätze am DLR genutzt.

Druck: Neben der Temperaturmessung der Kühlflüssigkeit soll auch deren Ein- und Ausgangsdruck gemessen werden. Dafür wird der Drucksensor der Firma Kulite mit der Bezeichnung CTL-190S-2000A installiert.

Drehzahl: Mit Hilfe einer Markierung an der Prüfstandwelle kann mit einem, senkrecht zur Rotationsachse der Welle angeordneten, Lasersensor die Drehfrequenz ermittelt werden. Für diese Messaufgabe ist der AV-ROSL der Firma Avibia geeignet.

Drehmoment: Um das Drehmoment von 10 Nm unter der hohen Drehzahl messen zu können, konnte nach intensiver Suche durch die Sonderanfertigung einer Messwelle der Firma HBM eine Lösung gefunden werden. Das Drehmoment wird dabei über ein Telemetriesystem ermittelt.

Aktuatorkräfte: Für eine Closed-Loop Regelung der Aktuatorkräfte müssen diese während des Betriebs analysiert werden können. Diese können mit Hilfe einer Kraftmessdose, welche eine DMS-Vollbrückenschaltung enthält, ermittelt werden. Die Kraftmessdosen der Firma Megatron für den Messbereich bis 20 kN und bis 40 kN bieten sich für diese Messaufgabe optimal an.

Vibrationsfrequenzen: Um den Zustand der Prüflager analysieren zu können, sollen deren Vibrationen in zwei Achsen ermittelt werden. Diese können über einen 3-Achsen Beschleunigungssensor der Firma Avibia ermittelt werden. Die Frequenzen der einzelnen Lagerkomponenten können mit den in 2.1.3 genannten Gleichungen bestimmt werden. Durch einen Amplitudenanstieg eines Frequenzbereichs kann auf eine Schädigung der Komponente geschlossen werden, welche eine Drehfrequenz in diesem Frequenzbereich besitzt. Die Frequenzen der Lagerkomponenten in den hier verwendeten Prüflagern erreichen bis zu 8 000 Hz. Da im Turbopumpenbetrieb durchaus größere Frequenzen auftreten und Komponenten durch mehrere Schäden eine höhere Frequenz erzeugen können, werden Beschleunigungssensoren eingesetzt, welche eine minimale Bandbreite von 20 000 Hz besitzen. Zur Auswertung des Signals ist am Prüfstand eine IEPE-Schnittstelle notwendig. Über eine FFT-Analyse kann das Signal in die Frequenzen der Lagerkomponenten aufgesplittet und analysiert werden.

Wellenversatz: Während den Lageruntersuchungen soll der axiale und während den Dichtungsuntersuchungen der radiale Wellenversatz bestimmt werden. Zur Abstandsmessung von bewegten Bauteilen eignen sich Wirbelstrom- und Laserwegmesssensoren. Allerdings wird laut des Herstellers Micro-Epsilon für eine Wirbelstrommessung eine minimale Referenzfläche mit einem Durchmesser von 70 mm benötigt. Daher werden die Laserwegmesssensoren für die Messaufgaben innerhalb dieser Arbeit bevorzugt. Die Laserwegmesssensoren der Firma Keyence erfüllen zudem eine Messgenauigkeit von 10 μm .

4.6. Antrieb

Für den Antrieb des CSBT-Wellenstrangs wird mit der Firma GMN ein elektrischer Antrieb ausgelegt. Herausfordernd dabei ist die Drehzahl von 60 000 U/min und eine Leistung von 35 kW zu realisieren. Um die axiale Baulänge des Elektromotors gering zu halten, wird eine Riemenübersetzung zwischen Wellenstrang und der Welle des Motors gesetzt. Durch Übersetzungsänderungen kann der Prüfstand zudem an die Prüfvorgaben der zu testenden Lager angepasst werden. Zur kompakten Gestaltung des Prüfstandes wird eine weitere Nutenplatte unter den Wellenstrang in den Prüfstandtisch eingebracht, worauf der Motor montiert wird. Der Riemen verbindet den Wellenstrang auf der oberen Nutenplatte mit der Motorwelle auf der unteren Nutenplatte und wird seitlich am Prüfstandtisch vorbei geführt. Die benötigte Leistung des Antriebs wird vor allem durch die Anfahrtransiente und die Verluste im Wellenstrang bestimmt. Zur Berechnung des Anfahrmomentes wurde das zu überwindende Trägheitsmoment des Wellenstrangs und die Verluste der Lagern ermittelt. Mit einem Drehmoment von 10 Nm und einer Antriebsleistung von 35 kW kann der Wellenstrang mit dem kleinen Prüflagerkopf innerhalb von 5 s auf 60 000 U/min beschleunigt werden. Für den Wellenstrang des großen Lagerprüfkopfes werden 30 s benötigt.

4.7. Schnittstellen Infrastruktur

Zur Sicherung des Prüfstandtisches kann dieser an den Füßen am Boden verankert werden. Dazu sind die Fußplatten des Tisches mit jeweils vier Bohrungen versehen. Für den Transport des CSBT's sind an der Unterseite der Zwischenplatte zwei Taschen angebracht, durch die der CSBT von einem Gabelstapler aufgenommen werden kann.

Die Zu- und Ableitung der kryogenen Kühlflüssigkeit wird mit Rohrverschraubungen von Swagelok realisiert. Um diese an der DLR-Infrastruktur anschließen zu können muss ein Fitting mit 25er-Rohrverschraubung und entsprechendem Gegenstück auf die 25 mm Rohrleitungen aufgebracht werden.

Für den Betrieb des Elektromotors muss eine Kühlwasserversorgung sichergestellt werden. Zudem wird ein Starkstromanschluss benötigt.

4.8. Festigkeitsnachweise kritischer Komponenten

Die Festigkeit der innerhalb dieser Arbeit konstruierten und sicherheitskritischen Prüfstandkomponenten wird mit Hilfe einer FEM-Simulation überprüft. Die zu untersuchen-

den Komponenten sind die Stützstrukturen, die Prüflagergehäuse, der Wellenstrang und der Axialkraftaktuator. Zur Bestimmung des Sicherheitsfaktors wird der R_{p02} -Wert, welcher die Streckgrenze beschreibt, des jeweiligen Bauteilmaterials herangezogen und durch die maximal auftretenden von Mises Vergleichsspannungen geteilt. Der Wert muss mindestens dem vorgegebenen Sicherheitsfaktor von 1,5 entsprechen. Die Stützlagerhalterungen werden aus dem Edelstahl 1.4057, die Prüflagergehäuse aus dem Edelstahl 1.4571 und die Wellen aus Inconel 718 gefertigt. Der R_{p02} -Wert des Edelstahl 1.4057 beträgt $515 \frac{N}{mm^2}$ und des Edelstahl 1.4571 $200 \frac{N}{mm^2}$. Inconel 718 besitzt einen R_{p02} -Wert von $1\,034 \frac{N}{mm^2}$. Um die Zuverlässigkeit der FEM-Simulation zu erhöhen wird das Netz fein ausgelegt und an kritischen Stellen, wie einer Querschnittänderung der Welle, eine zusätzliche Netzverfeinerung eingebracht. Zudem wird eine Konvergenzanalyse durchgeführt, in der das Netz zunehmend verfeinert wird bis die Ergebnisse der Simulationsdurchläufe konvergieren. Neben den von Mises Vergleichsspannungen werden auch die Bauteilverformung ermittelt. In den folgenden Abschnitten werden von jeder simulierten Komponente die von Mises Vergleichsspannungen und die Verformung dargestellt.

4.8.1. FEM-Simulation

Kleiner Wellenstrang: Zunächst wird der Wellenstrang der kleinen Prüflager analysiert. In Bild 4.14 sind die seitlichen Stützlagerwellen und die mittige Prüflagerwelle zu sehen, die durch zwei starre Wellenkupplungen verbunden sind.

In Bild 4.14 werden die Lagerstellen blau markiert und die Stellen an welchen Kräfte eingeleitet rot dargestellt. Für die Flächen der Stützwellen auf denen die Stützlager montiert werden, wird eine zylindrische Lagerung angegeben (A), die radial fixiert ist und axialen Versatz zulässt. Die Axialkraft wird am rechten Prüflagersitz (C) in die Welle eingeleitet. Am linken Prüflagersitz (D) wird die Axialkraft entsprechend durch den Innenring des linken Prüflagers aufgenommen, sodass dort in der FEM-Simulation eine Ringfläche definiert wurde, welche in axialer Richtung fest ist und radialen Versatz zulässt. Die Radialkraft wird in der Mitte der Prüfwelle eingeleitet (B). Um die Festigkeit der Welle unter der größten Belastung zu untersuchen, werden die maximalen Aktuatorkräfte eingeleitet. Dafür wird die maximale Axialkraft von 40 kN eingeleitet. Unter dieser axialen Belastung hat sich gezeigt, dass der kleine Wellenstrang zusätzlich nur noch eine radiale Kraft von 2 kN aufnehmen kann, damit die maximalen Spannungen von 686 MPa nicht überschritten werden.

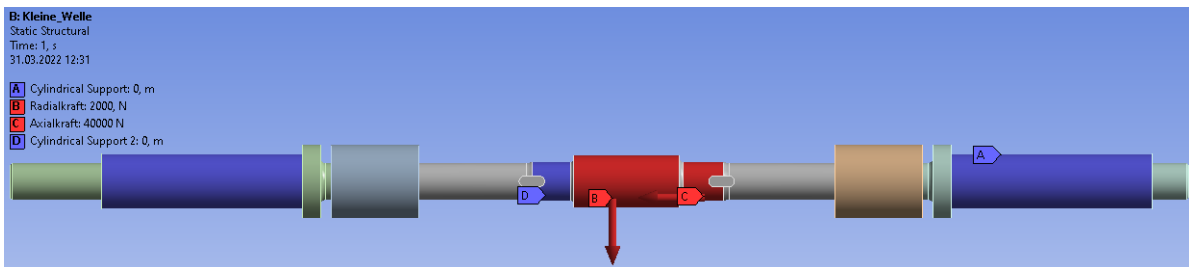


Bild 4.14.: FEM kleiner Wellenstrang - Kräfte und Lagerung

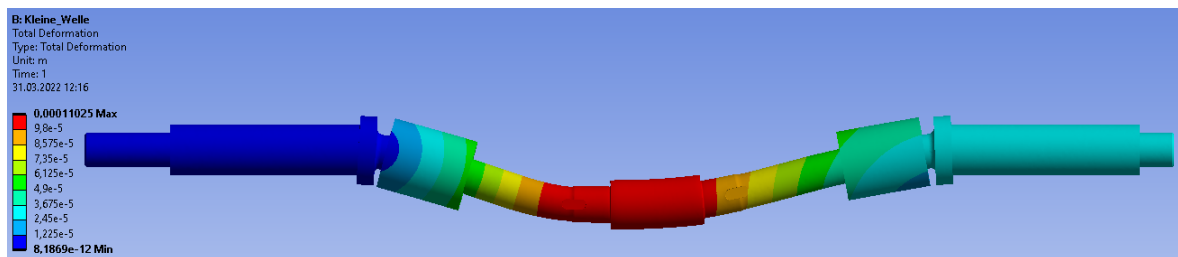


Bild 4.15.: FEM kleiner Wellenstrang - Verformung

Die Verformung des Wellenstrangs wird in Bild 4.15 übertrieben dargestellt, tatsächlich beträgt sie maximal 0,11 mm.

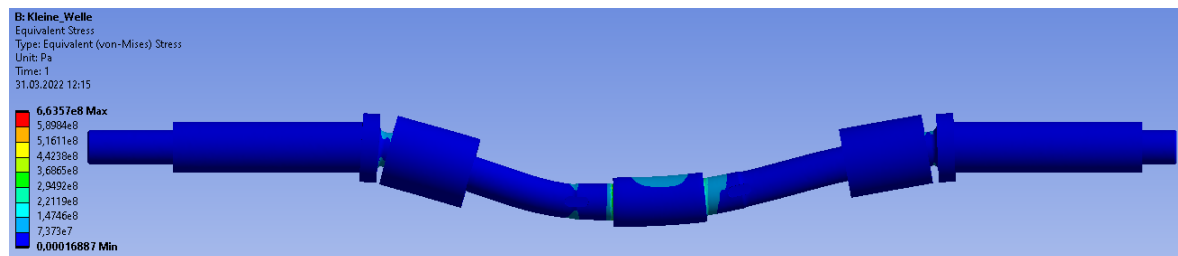


Bild 4.16.: FEM kleiner Wellenstrang - von Mises Vergleichsspannungen

In Bild 4.16 ist die Verteilung der von Mises Vergleichsspannungen im kleinen Wellenstrang zu sehen. Die maximal auftretende von Mises Vergleichsspannung beträgt 663,6 MPa, wodurch ein Sicherheitsfaktor von 1,56 gewährleistet wird. Dadurch ist ein sicherer Betrieb des kleinen Wellenstrangs unter den genannten Belastungen möglich.

Eine weitere Untersuchung mit den maximalen Kräften aus der Berechnung der Hertz'schen Pressung in den Lagern zeigt, dass der kleine Wellenstrang den axialen 12 kN und 5,6 kN standhält.

Großer Wellenstrang: Für die Festigkeitsanalyse des großen Wellenstrangs werden die Lasten und Lagerungen gleich definiert wie im kleinen Wellenstrang. Diese werden in Bild 4.17 dargestellt. Der große Wellenstrang wird ebenfalls auf die maximale Axialbelastung von 40 kN geprüft. Um die maximalen Spannungen von 686 MPa nicht zu überschreiten, kann dieser zeitgleich eine maximale Radialkraft von 9 kN aufnehmen.

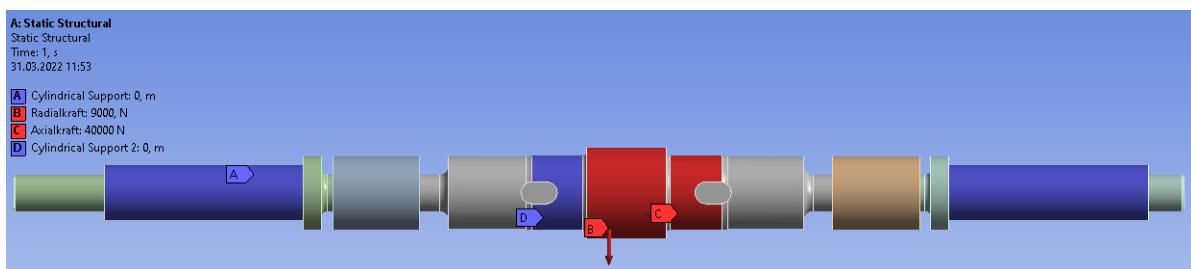


Bild 4.17.: FEM großer Wellenstrang - Kräfte und Lagerung

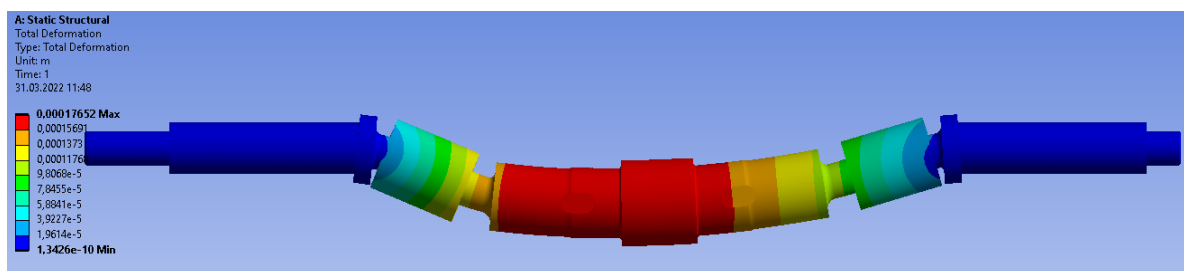


Bild 4.18.: FEM großer Wellenstrang - Verformung

Die Verformung des großen Wellenstrangs beträgt maximal 0,18 mm.

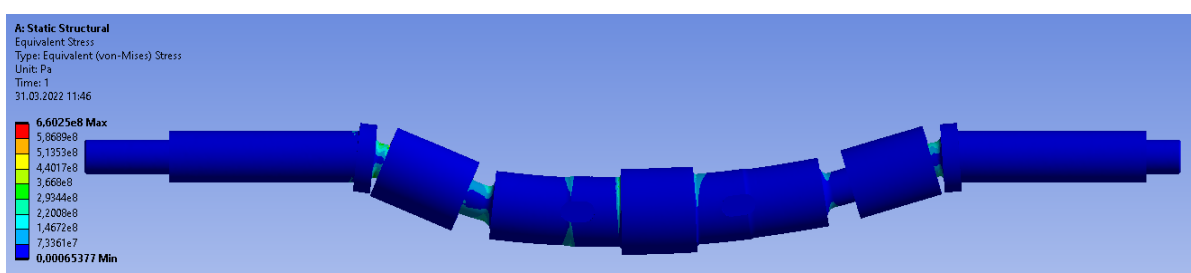


Bild 4.19.: FEM großer Wellenstrang - von Mises Vergleichsspannungen

Die maximal auftretenden von-Mises-Vergleichsspannungen betragen 660,3 MPa. Der Sicherheitsfaktor beträgt dadurch 1,57. Somit ist ein sicherer Betrieb des großen Wellenstrangs unter den genannten Lasten gewährleistet.

Linkes Prüflagergehäuse: Für die Festigkeitsanalysen der Prüflagergehäuse, werden nur die der kleinen Lager herangezogen, da diese durch eine kleinere Lagerfläche stärker belastet werden als die großen Prüflagergehäuse. In Bild 4.20 ist die Krafteinleitung und Lagerfläche des linken Prüflagergehäuses zu erkennen. Die Axialkraft von 40 kN wird an den drei Ösen, an welchen die Zugstangen montiert werden, mit jeweils 13,3 kN angegeben. Die blau markierte Ringfläche wird als feste Lagerung definiert, da dort der Außenring des installierten Lagers anliegt. Die blaue Umfangsfläche nimmt Kräfte in radialer Richtung auf und lässt zugleich axiales Spiel zu.

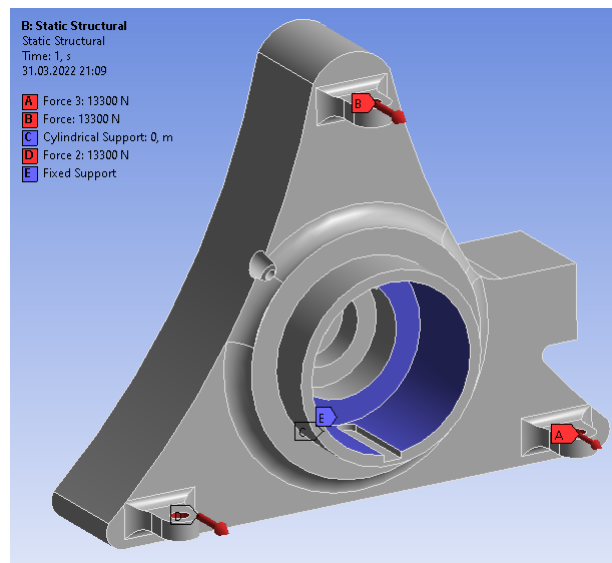


Bild 4.20.: FEM linkes Prüflagergehäuse - Kräfte und Lagerung

Die Simulation wurde zunächst mit dem ursprünglich gewählten Material, dem Edelstahl 1.4571 durchgeführt. Da dabei die maximalen Vergleichsspannungen 248 MPa betrugen wurde ein Sicherheitsfaktor von 0,8 erreicht. Die maximalen Spannungen traten dabei in den Ösen des Gehäuses auf. Anschließend wurde in der Materialauswahl der Edelstahl 1.4057 ausgewählt und die Simulation wiederholt. Die Ergebnisse werden in den folgenden Bildern 4.8.1 bis 4.8.1 wiedergegeben.

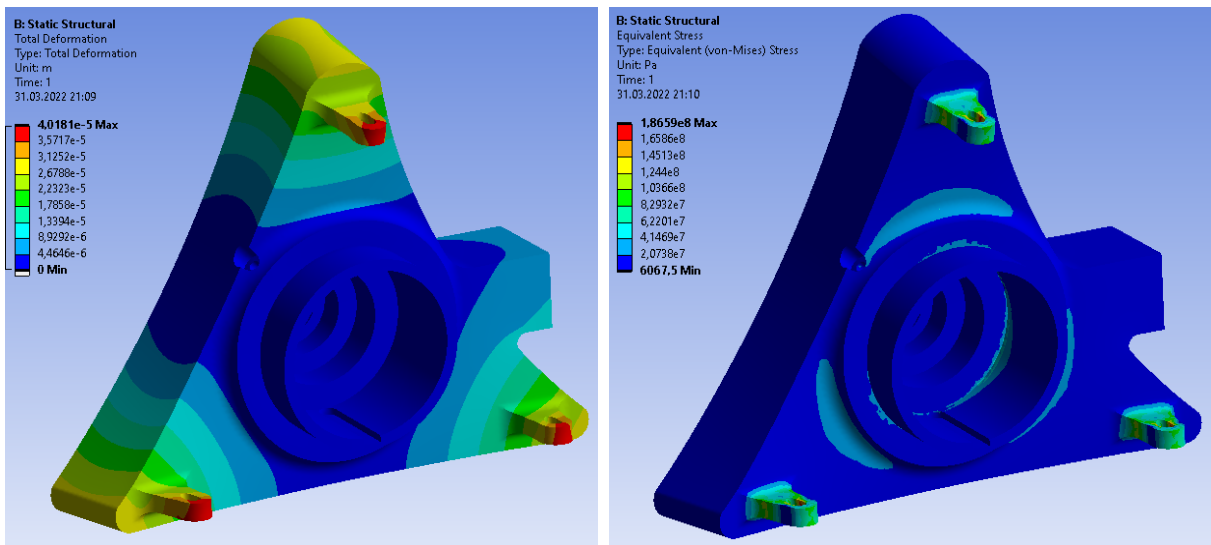


Bild 4.21.: FEM linkes Prüflagergehäuse - **Bild 4.22.:** FEM linkes Prüflagergehäuse -
Verformung von Mises

Die Verformung des linken Prüflagergehäuses beträgt maximal 0,04 mm. Die maximal auftretenden von-Mises-Vergleichsspannungen betragen 186,6 MPa. Dadurch wird ein Sicherheitsfaktor von 2,8 erreicht und ein sicherer Betrieb gewährleistet.

Axialkraftaufnahme: In Bild 4.23 ist die Definition der Krafteinleitung und der Lagerstellen der Axialkraftaufnahme zu sehen. Diese nimmt an den Ösen die Zugkräfte der Zugstangen auf und ist über einen Flansch an der rechten Stütze montiert. So wird die Axialkraft von 40 kN an den drei Ösen mit jeweils 13,3 kN angegeben und an den Bohrungen des Flansches eine feste Lagerung angegeben.

Durch den beschriebenen Lastfall wird eine maximale Verformung von 0,05 mm verursacht, wie in Bild 4.8.1 zu erkennen ist. In Bild 4.8.1 werden die Vergleichsspannungen wiedergegeben, welche maximal 190,6 MPa betragen. Die Axialkraftaufnahme ist aus dem Edelstahl 1.4057 gefertigt und erreicht dadurch einen Sicherheitsfaktor von 2,7, womit ein sicherer Betrieb gewährleistet ist.

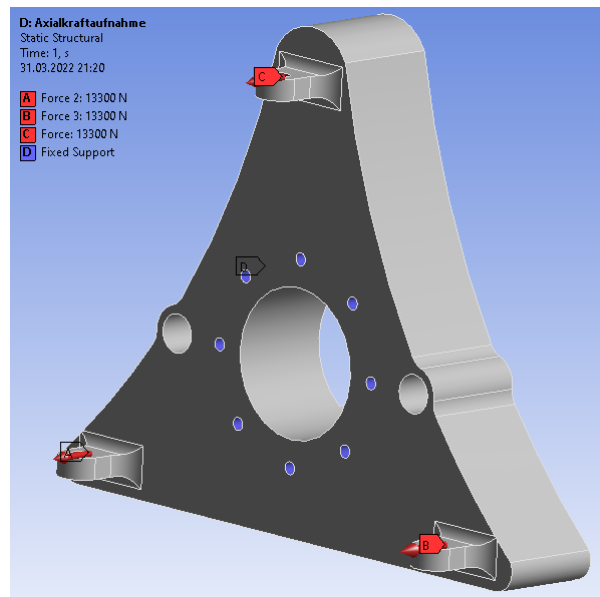
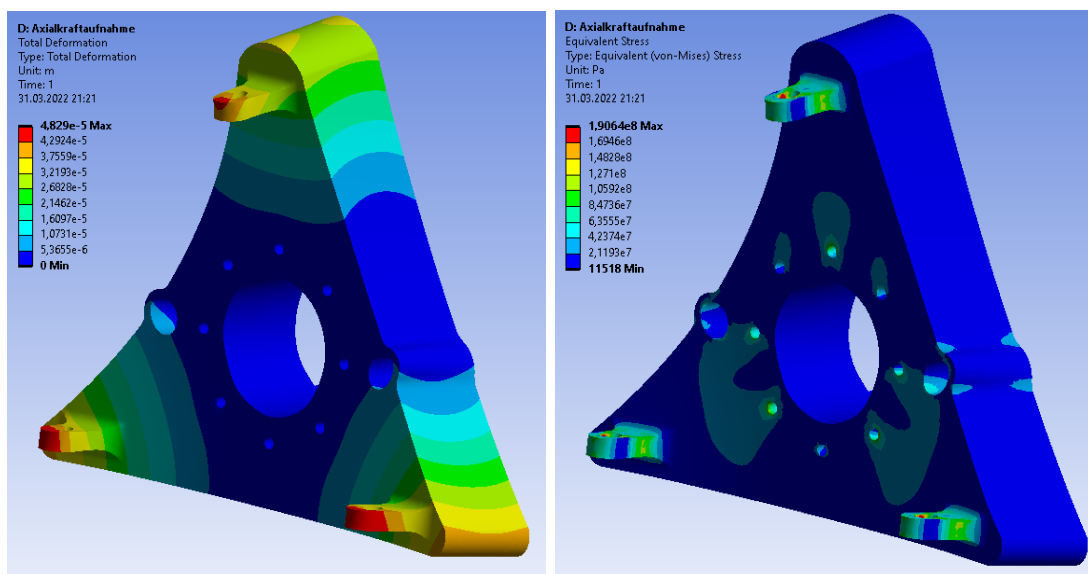


Bild 4.23.: FEM Axialkraftaufnahme - Kräfte und Lagerung

Bild 4.24.: FEM Axialkraftaufnahme - Verformung
 Bild 4.25.: FEM Axialkraftaufnahme - von Mises

Axialkraftstütze: Die Axialkraftstütze nimmt über den Flansch die axialen Kräfte der Axialkraftaufnahme auf und zudem die radialen Kräfte der rechten Stützlager. Wie in Bild 4.26 dargestellt, wird in der zylindrischen Stützlageraufnahme eine radiale Kraft von 10 kN eingeleitet und an den Flanschbohrungen eine axiale Zugkraft von 40 kN definiert. Die Axialkraftstütze wird an den Fußflächen und den Bohrungen der Fußstrukturen fest gelagert. Die Stütze ist aus dem Edelstahl 1.4057 gefertigt.

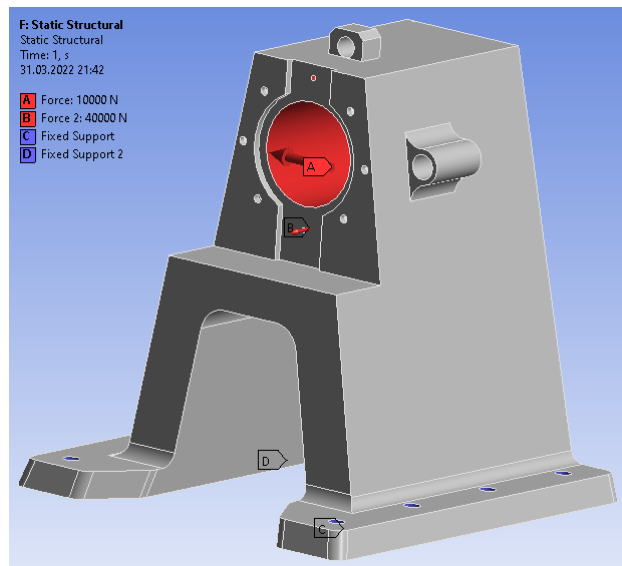


Bild 4.26.: FEM Axialkraftstütze - Kräfte und Lagerung

Wie in Bild 4.8.1 zu erkennen ist, wird eine maximale Verformung von 0,03 mm verursacht. Die maximalen Vergleichsspannungen betragen 43 MPa, wodurch sich ein Sicherheitsfaktor von 12 ergibt.

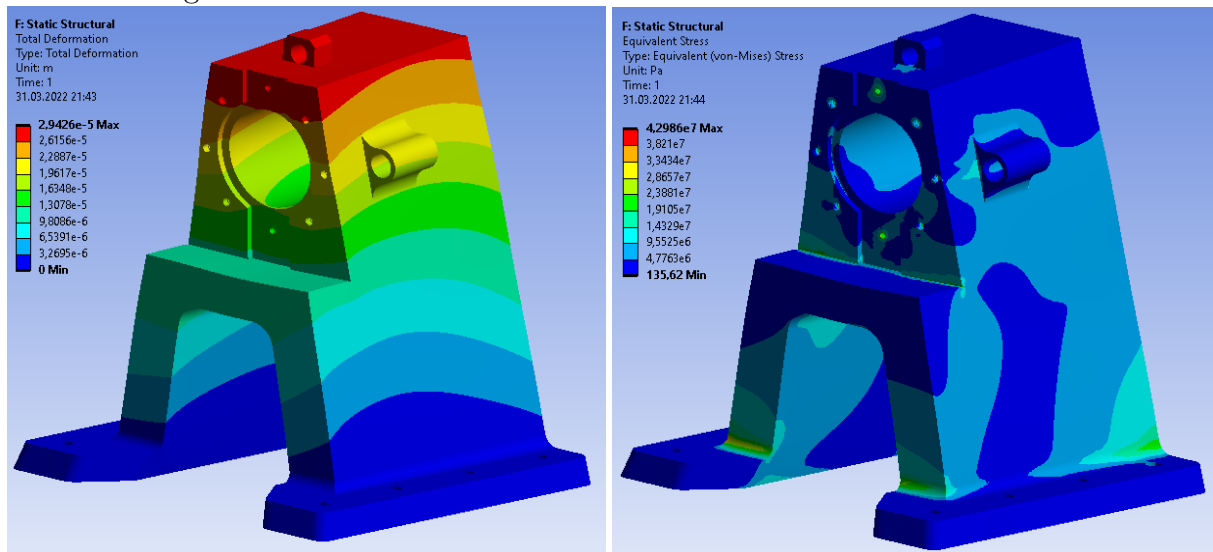


Bild 4.27.: FEM Axialkraftstütze - Verformung Bild 4.28.: FEM Axialkraftstütze - von Mises

Axialkraftaktuator: Der Axialkraftaktuator überträgt die Axialkraft ausgehend vom Hydraulikzylinder über zwei Schubstangen an der Axialkraftstütze vorbei in das rechte Prüflagergehäuse. Die Schubstangen werden dabei von der Axialkraftstütze und der Axialkraftaufnahme geführt. Wie in Bild 4.29 dargestellt wird die Axialkraft von 40 kN an

der Hydraulikzylinderanbindung eingeleitet. Die blaue Ringfläche bildet den Außenring des Prüflagers ab, welcher die Axialkraft aufnimmt. Die blaue Umfangsfläche lässt axiales Spiel zu und nimmt radiale Kräfte auf. Die Führungen der Schubstangen werden ebenfalls mit einer zylindrischen Lagerung nachgebildet. Die Schubstangen und der Adapter zum Hydraulikzylinder sind aus dem Edelstahl 1.4057 gefertigt. Das rechte Prüflagergehäuse besteht aus dem Edelstahl 1.4571.

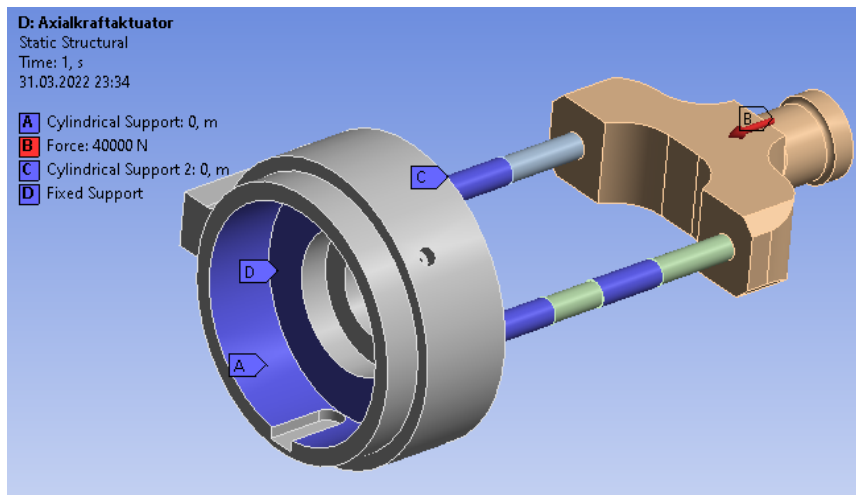


Bild 4.29.: FEM Axialkraftaktuator - Kräfte und Lagerung

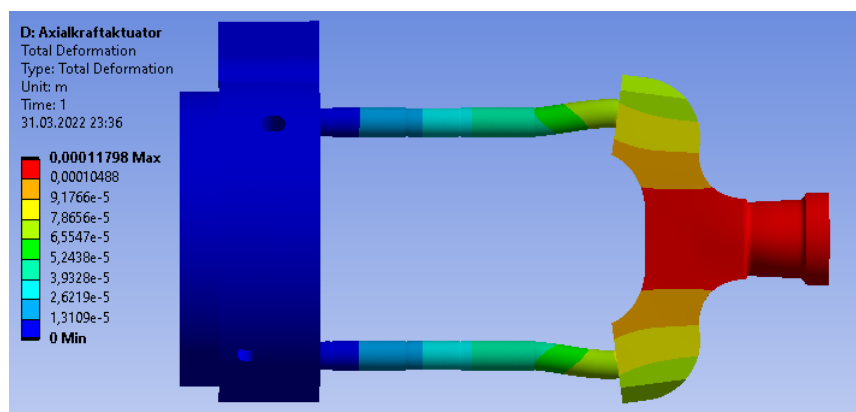


Bild 4.30.: FEM Axialkraftaktuator - Verformung

Die Verformung wird in Bild 4.30 wiedergegeben und beträgt maximal 0,12 mm. Die Vergleichsspannungen werden in Bild 4.31 dargestellt und betragen maximal 307 MPa. Da die maximalen Vergleichsspannungen in den Schubstangen und dem Adapter auftreten wird ein Sicherheitsfaktor von 1,7 erreicht.

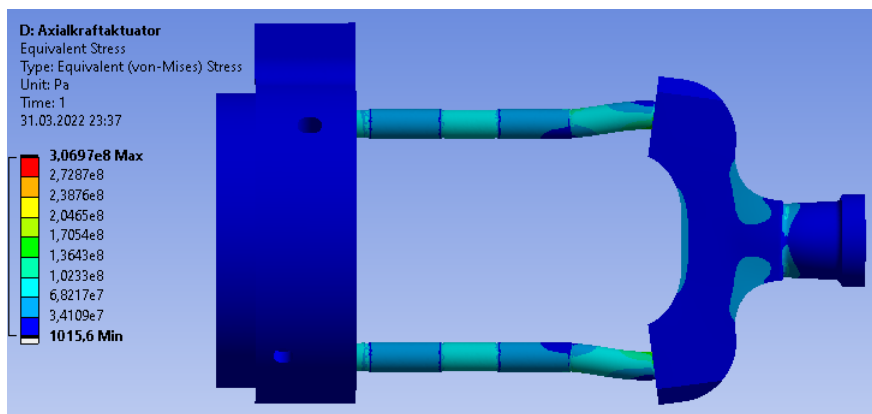


Bild 4.31.: FEM Axialkraftaktuator - von Mises

Linke Stütze: Die linke Stütze leitet die radialen Kräfte der linken Stützlager ab und nimmt durch die zylindrische Lagerung der Stützlager keine axialen Kräfte auf. Wie in Bild 4.32 dargestellt wird eine radiale Kraft von 10 kN in die zylindrische Lagerfläche eingeleitet. Die Stütze wird an den Fußflächen und in den Bohrungen der Fußflächen fest gelagert.

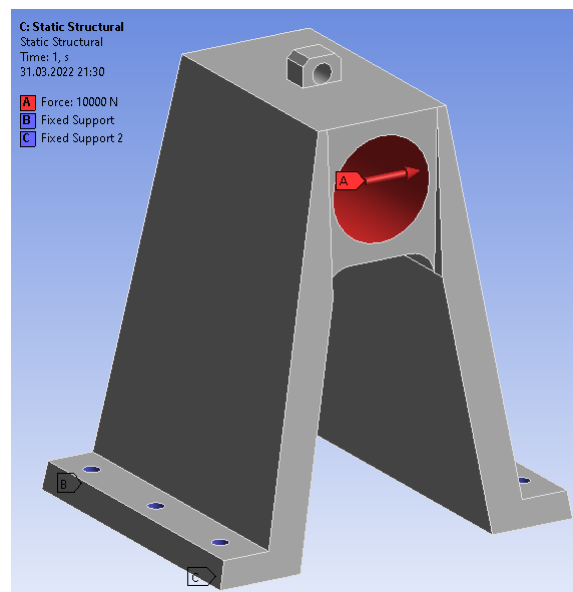


Bild 4.32.: FEM Linke Stütze - Kräfte und Lagerung

Durch die beschriebene Belastung wird eine maximale Verformung von 0,04 mm verursacht, wie es in Bild 4.8.1 zu erkennen ist. Die in Bild 4.8.1 dargestellten Vergleichsspannungen betragen maximal 23,3 MPa, wodurch ein Sicherheitsfaktor von 22,1 erreicht wird.

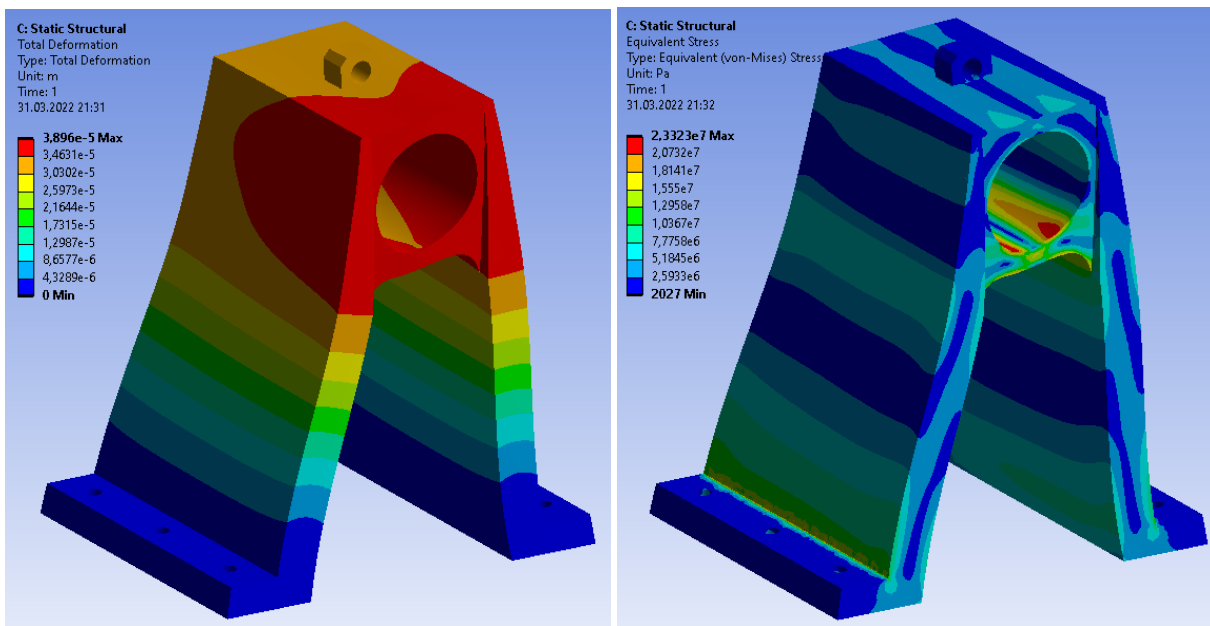


Bild 4.33.: FEM Linke Stütze - Verformung Bild 4.34.: FEM Linke Stütze - von Mises

4.9. Rotordynamik des Wellensystems

Während der Auslegung des Wellenstrangs wurden die Einflüsse der Wellenlänge und des Wellendurchmessers auf die Rotordynamik berücksichtigt. Um eine möglichst hohe erste kritische Drehzahl des Wellenstrangs zu generieren wurde versucht, dieser so kompakt wie möglich zu konstruieren. Um eine möglichst kurze Länge zu erzeugen, wird die Komponenten auf den Wellen so eng wie möglich angeordnet. Der Wellendurchmesser wurde so groß wie möglich realisiert. Zur Bestimmung der kritischen Drehzahlen wurde der Wellenstrang, wie er in Bild 4.35 grün dargestellt ist, in Rotan nachgebildet.

Da die Vorspannung der Lager zu höheren Lagersteifigkeiten führen, wurden die Stützlager mit der höchsten Vorspannung von 211 N versehen. Somit erreichen diese eine radiale Lagersteifigkeit von 283 000 N/mm. Zur Steigerung der Wellenstabilität wurden zudem die Stützlager mit dem maximalen Abstand von 120 mm, entsprechend des dreifachen Innendurchmessers, eingesetzt. Dadurch wird der tragende Wellenabschnitt in der O-Anordnung vergrößert. Mit Rotan können die einzelnen Moden der kritischen Drehzahlen ausgegeben werden und die maximale Wellenauslenkung eines Modes dargestellt werden. Des weiteren wird ein Campbell Diagramm erstellt, in dem die kritischen Drehzahlen des Wellenstrangs und die Frequenzen der Stützlagerkomponenten zu sehen sind.

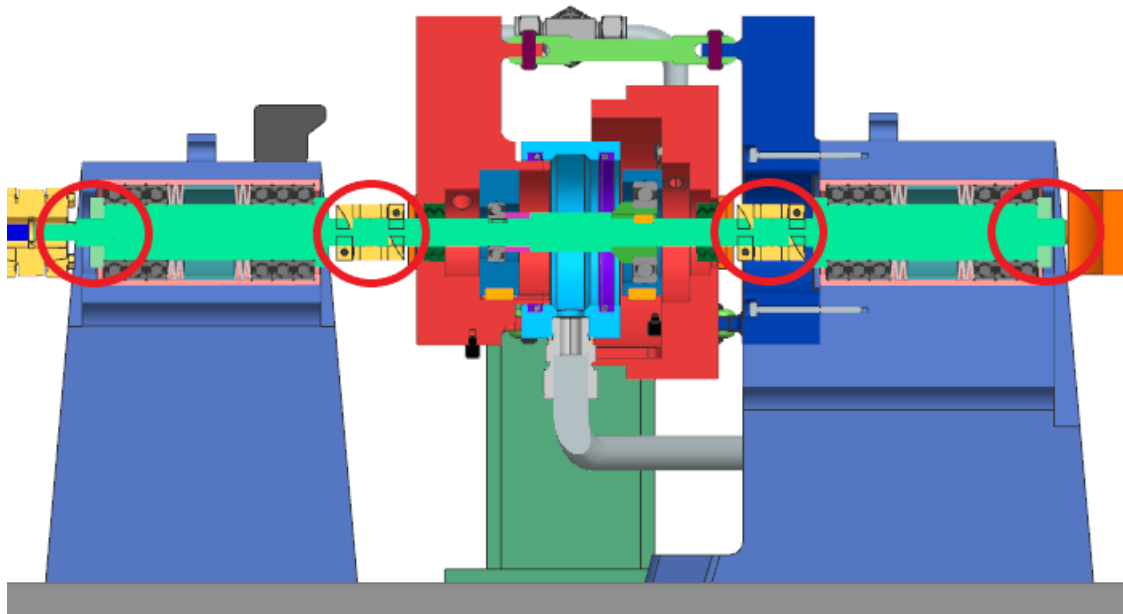


Bild 4.35.: CAD Wellenstrang

In dem folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der rotordynamischen Untersuchungen des kleinen und großen Wellenstrangs dargestellt und beschrieben. In Bild 4.36 ist der erste Mode der kritischen Drehzahl des kleinen Wellenstrangs zu sehen. Zudem wird die dabei verursachte Wellenauslenkung mit einer pinken Linie dargestellt. Die roten Punkte stehen für montierte Massen auf der Welle und entsprechen in dem hier abgebildeten Wellenstrang den außenliegenden Wellenmuttern und den innen liegenden Wellenkupplungen, entsprechend den rot markierten Komponenten in Bild 4.35. Die erste kritische Drehzahl liegt bei 67 492 U/min. Das ist über der Betriebsdrehzahl, allerdings nicht mit einem 20%-igen Abstand wie es im Lastenheft gewünscht wird.

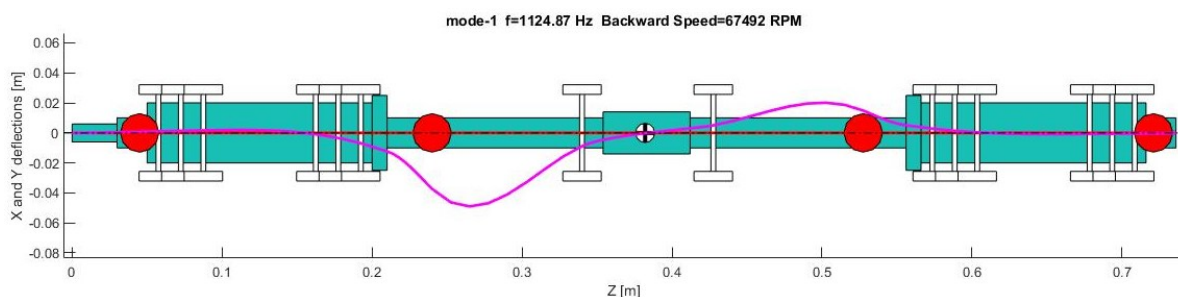


Bild 4.36.: Mode 1 - Kleiner Wellenstrang

Das Campbell Diagramm des kleinen Wellenstrangs ist in Bild 4.37 zu sehen. Es stellt die

kritischen Drehzahlen des Wellenstrangs, die natürliche Drehfrequenz und die Frequenzgänge der Stützlagerkomponenten dar.

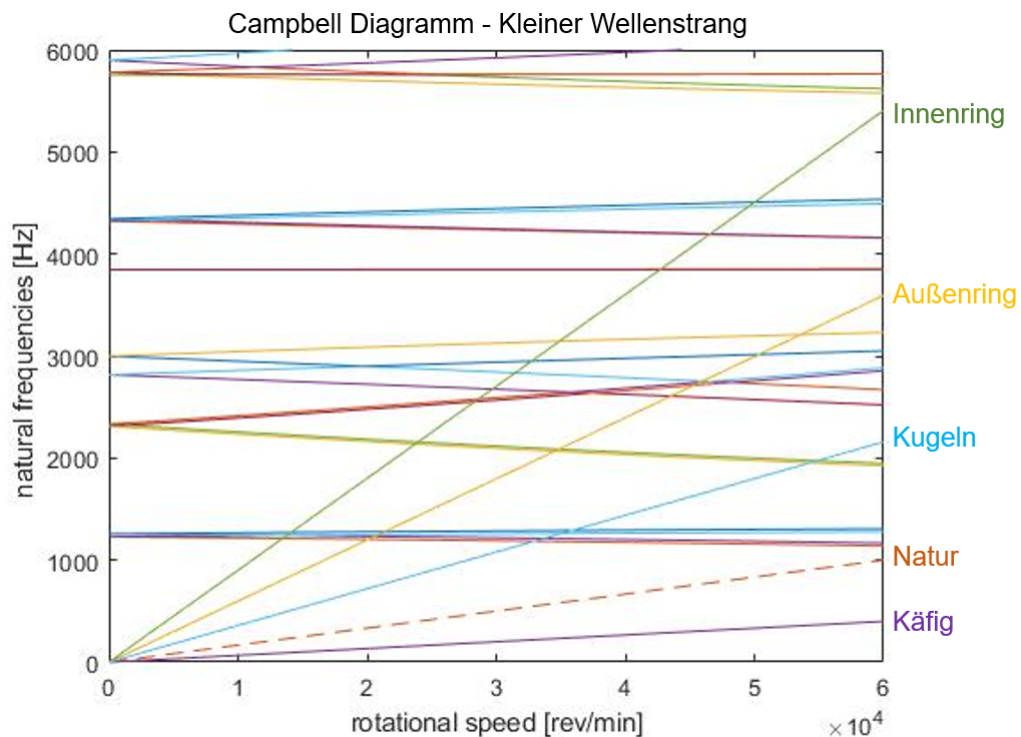


Bild 4.37.: Campbell-Diagramm - Kleiner Wellenstrang

In Bild 4.38 ist der erste Mode der kritischen Drehzahl des großen Wellenstrangs zu sehen. Die erste kritische Drehzahl beträgt 68 349 U/min. Das ist auch wieder über der Betriebsdrehzahl aber nicht mit einem 20%-igem Abstand. Hier wird deutlich dass ein größerer Wellendurchmesser zu einer höheren ersten kritischen Drehzahl beiträgt.

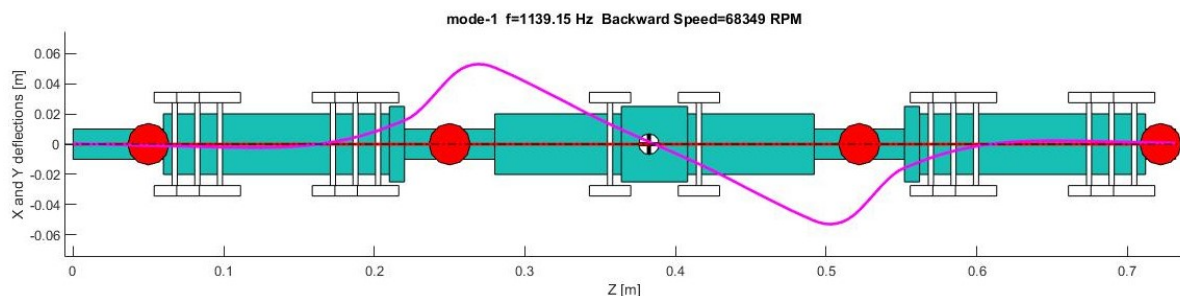


Bild 4.38.: Mode 1 - Großer Wellenstrang

Das in Bild fig:CampbellGW dargestellte Campbell Diagramm zeigt die kritischen Dreh-

zahlen des großen Wellenstrangs und die Frequenzgänge der Stützlager auf.

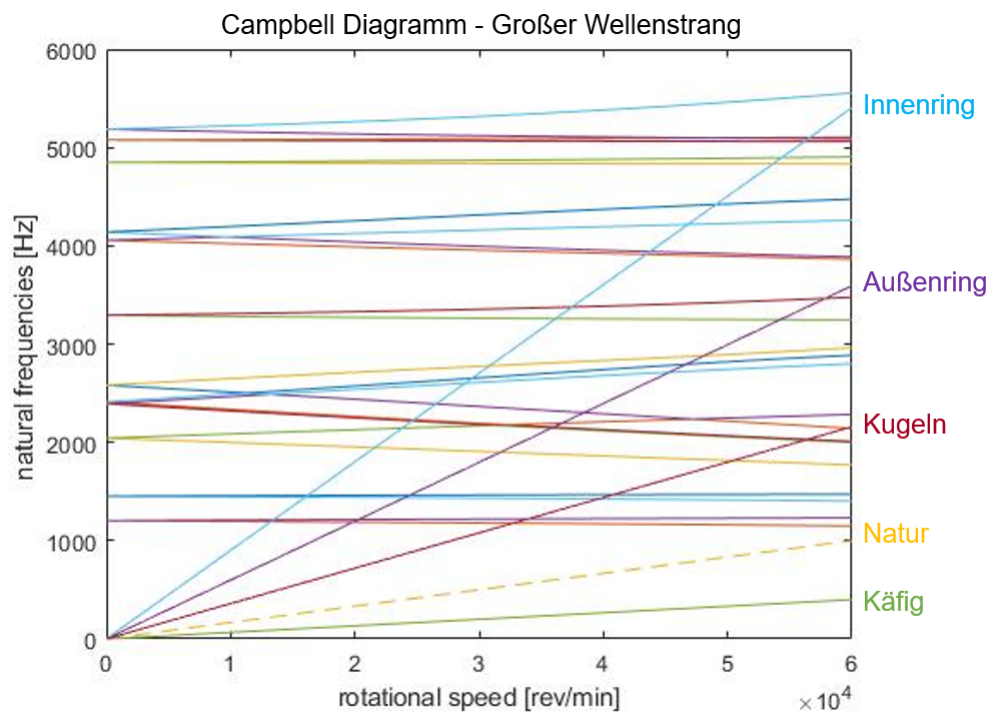


Bild 4.39.: Campbell-Diagramm - Großer Wellenstrang

Durch zahlreiche Optimierungsdurchläufe ist es gelungen die Wellenstränge so auszulegen, dass deren erste kritische Drehzahl jeweils über der hohen Betriebsdrehzahl liegt. Da der Abstand der ersten kritischen Drehzahl in beiden Wellensträngen nicht 20% beträgt und damit keinen unterkritischen Betrieb ermöglicht, muss im Betrieb darauf geachtet werden die Drehzahl langsam an die 60 000 U/min heranzufahren.

5. Betriebsablauf

In diesem Kapitel wird die Montage und der Betriebsablauf des CSBT kurz wiedergegeben.

5.1. Montage des Wellenstrangs auf dem Nutentisch

In Anbetracht der hohen Betriebsdrehzahl ist die Genauigkeit der Komponentenausrichtung entlang des Wellenstrangs von großer Bedeutung. Eine kleine dezentrale Abweichung führt schon zu großen Vibrationen, welche zum Versagen des Prüfstandes führen können. Eine genaue Montage und Ausrichtung der Komponenten kann mit Hilfe von Lasern realisiert werden. Als erstes wird der elektrische Antrieb, dessen Versorgung und der Riementrieb auf dem Nutentisch montiert. Die Rotationsachse der Welle an der großen Drehzahlseite des Riementriebs gibt die Fluchtung des restlichen Wellenstrangs vor. Der Wellenstrang wird von links nach rechts aufgebaut und die exakte Fluchtung von den Rotationsachsen der Komponenten dabei beachtet. Da die Stützwellen mit der Prüflagerwelle über starre Kupplungen verbunden sind, muss auf deren Ausrichtgenauigkeit besonders gut geachtet werden.

Nachdem der komplette Wellenstrang montiert wurde, folgt die Anbringung der Aktuatoren und den Schubstangen. Weiter werden die Zu- und Ableitungen der Kühlflüssigkeit installiert. Darauf folgt die Installation der Sensorik.

5.2. Installation der Prüflager

Bei der Montage des Prüflagerkopfes ist darauf zu achten, die Lager zuerst in die Hülsen zu setzen und anschließend auf die Prüfwelle zu pressen. Anschließend können die Gehäuse darauf geschoben werden und mit den Zugstangen fixiert werden.

5.3. Vorspannen der Prüflager

Zur Vorspannung der Prüflager kann die Axialkraft genutzt werden und über die Kraftmessdose ermittelt werden. Durch den thermalen Verzug der Prüfwellen muss die Vorspannung nachgeregelt werden.

5.4. Abkühlen der Struktur

Zum Abkühlen der Struktur wird die kryogene Kühlflüssigkeit unter einem niedrigen Massenstrom verwendet.

5.5. Beschleunigen der Welle

Bei dem ersten Anfahren des Prüfstandes sollte die Drehzahl langsam gesteigert und dabei die Vibrationen, sowie das übertragene Drehmoment beobachtet werden.

Hat sich der Durchlauf ohne Last erfolgreich gezeigt, kann die geplante Anfahrtransiente gefahren werden und der Wellenstrang innerhalb von wenigen Sekunden auf die Betriebsdrehzahl gebracht werden.

5.6. Regelung der Aktuatorkräfte

Zur Regelung der Aktuatorkräfte wird die Handpumpe betätigt.

5.7. Zustandsüberwachung

Für die Zustandsüberwachung werden die Messsignale der Drehzahl-, Drehmoment-, Temperatur, Kraftmessdosen, Wellenversatz- und Vibrationssensoren genutzt. Wird eine im Vorfeld definierte Redline überschritten muss der Prüfstand sofort heruntergefahren werden.

5.8. Prüfkopfwechsel

Um die Prüfköpfe auszutauschen müssen nur die starren Wellenkupplungen geöffnet und die Prüfwellen ausgetauscht werden. Die Stützen können dabei montiert bleiben. Anschlie-

ßend werden die Zu- und Ableitungen der jeweils benötigten Flüssigkeit montiert, sowie die benötigte Sensorik installiert.

6. Zusammenfassung und Ausblick

6.1. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Prüfstand entwickelt auf dem Lager unter den Betriebsbedingungen, wie sie in Turbopumpen auftreten, getestet werden können. Dabei lassen sich Lager die einen minimalen Innendurchmesser von 20 mm und einen maximalen Außendurchmesser von 130 mm besitzen installieren. Die unterschiedlichen Lagergrößen innerhalb der genannten Grenzabmaße können über Adapterhülsen auf dem Wellenstrang und im Gehäuse installiert werden. Die in den Turbopumpen eingesetzten Schrägkugellager können am Prüfstand in X-Anordnung mittig auf dem Wellenstrang montiert werden. Die X-Anordnung bietet den Vorteil beide Lager zu belasten und dadurch Schadensmechanismen an beiden Lagern untersuchen zu können. Der Wellenstrang wird seitlich über Stützlager gelagert. Um die auf den Rotor der Turbopumpe wirkenden radialen und axialen Kräfte nachstellen zu können, können auf das Prüflagergehäuse radiale Lasten von bis zu 20 kN und axiale Lasten von bis zu 40 kN aufgebracht werden. Des Weiteren können die Prüflager mit kryogenem Stickstoff oder kryogenen Sauerstoff gekühlt werden. Der Prüfstand ist für einen maximalen LOx-Massenstrom von $4 \frac{kg}{s}$ ausgelegt. Die Lager können einer Drehzahl von bis zu 60 000 U/min ausgesetzt werden.

Um den Zustand der Lager und des Prüfstandes analysieren zu können wurde der Prüfstand mit entsprechender Sensorik ausgestattet. So kann die Temperatur der äußeren Lagerringe, die Drehfrequenzen der einzelnen Lagerkomponenten, der axiale und radiale Wellenversatz, die aufgebrachte Prüflast, die Wellendrehzahl, das Drehmoment, die Temperatur in der Kühlmittelzu- und ableitung sowie der Druck in der Kühlmittelzu- und ableitung gemessen werden.

Der Wellenstrang wird mit einem Elektromotor über einen Riementrieb angetrieben. Zum Aufbringen der Kräfte werden die installierten Hydraulikzylinder über eine Handpumpe angesteuert.

Um neben den kryogen gekühlten Lagern auch Öl-gekühlte Lager, sowie berührungslose Dichtungen testen zu können, können am Prüfstand unterschiedliche Prüfköpfe montiert

werden. Der Wellenstrang ist dafür in drei Wellen unterteilt, die mit starren Wellenkupplungen verbunden sind. Die mittige Welle worauf der Prüfkopf montiert wird kann durch das Lösen der Wellenkupplungen ausgetauscht werden. Die beiden seitlichen Wellen werden durch die Stützlager in Stützstrukturen gelagert.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Prüfstand und der Prüfkopf zur Untersuchung von Lagern mit kryogener Kühlung entwickelt. Des weitern wurde die Betriebsfestigkeit des Wellenstrangs über eine Analyse der Rotordynamik überprüft und der Wellenstrang entsprechend optimiert. Zudem wurde die Festigkeit der konstruierten Komponenten mit einer FEM-Simulation unter der Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors von 1,5 überprüft. Für die benötigten Kaufteile wurden Angebote eingeholt.

Der entwickelte Prüfstand ermöglicht es ein breites Feld der Betriebszustände in Turbopumpen und von unterschiedlichen Triebwerksklassen nachzustellen.

6.2. Ausblick

Anknüpfungspunkte für an diese Arbeit anschließende Arbeiten bietet die detaillierte Auslegung und Konstruktion der beiden weiteren Prüfköpfe zur Untersuchung von berührungslosen Dichtungen und Öl-gekühlten Lagern.

Zeigen sich die Testabläufe am Prüfstand erfolgreich können die Hydraulikzylinder zukünftig durch elektrisch angesteuerten Aktuatoren ersetzt werden und dadurch die hochdynamischen Missionsprofile von Turbopumpen nachgestellt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] HOWARD GIBSON, Chip Moore Dave H. Robert Thom T. Robert Thom: History of Space Shuttle Main Engine Turbopump Bearing Testing at the Marshall Space Flight Center. <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20100023061>, 2010
- [2] HRSG.ENGELMANN, Frank: *Maschinenelemente kompakt*. Springer-Verlag GmbH, 2019 https://www.ebook.de/de/product/38413323/maschinenelemente_kompakt.html
- [3] GASCH, Robert ; NORDMANN, Rainer ; PFÜTZNER, Herbert: *Rotordynamik*. Springer Berlin Heidelberg, 2005 https://www.ebook.de/de/product/1312854/robert_gasch_rainer_nordmann_herbert_pfuetzner_rotordynamik.html. – ISBN 3540412409
- [4] FRANK, A. ; WILHELM, M. ; SCHLECHTRIEM, S.: 60 YEARS DLR LAMPOLDSHAUSEN – THE EUROPEAN RESEARCH AND TEST SITE FOR CHEMICAL SPACE PROPULSION SYSTEMS. In: *IAC-19,C4,1,3,x49365*, 2019
- [5] WITTEL, Herbert ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim ; SPURA, Christian: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-26280-8>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-26280-8>
- [6] HRSG.BENDER, Beate ; GÖHLICH, Dietmar: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen*. Springer-Verlag GmbH, 2020 https://www.ebook.de/de/product/40019811/dubbel_taschenbuch_fuer_den_maschinenbau_2_anwendungen.html
- [7] *Schaeffler HR1 - Wälzlager: Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen*. : *Schaeffler HR1 - Wälzlager: Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen*

-
- [8] *Schaeffler - Spindellager, Hochgenauigkeits-Zylinderrollenlager, Axial-Schrägkugellager. : Schaeffler - Spindellager, Hochgenauigkeits-Zylinderrollenlager, Axial-Schrägkugellager*
- [9] BIRKHOFER, Herbert ; KÜMMERLE, Timo: *Feststoffgeschmierte Wälzlager*. Springer Berlin Heidelberg, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-16797-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-16797-3>
- [10] MESSERSCHMID, Ernst ; FASOULAS, Stefanos: *Raumfahrtsysteme*. Springer Berlin Heidelberg, 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49638-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49638-1>
- [11] GÜLICH, Johann F.: *Kreiselpumpen*. Springer-Verlag GmbH, 2021 https://www.ebook.de/de/product/37200962/johann_friedrich_guelich_kreiselpumpen.html. – ISBN 3662597845
- [12] CHASE, T. J.: Wear mechanisms found in angular contact ball bearings of the SS-MEs LOx turbopump / George C. Marshall Space Flight Center, NASA. 1992. – Forschungsbericht
- [13] BOMBARDIERI, C. ; TRAUDT, T. ; REES, A. ; OSCHWALD, M.: Cavitation and multi-phase phenomena in liquid rocket engine systems, 2017
- [14] *VULCAIN®2.1 ENGINE - SOLUTIONS FOR COMMERCIAL AND SCIENTIFIC PAYLOADS - ArianeGroup. : VULCAIN®2.1 ENGINE - SOLUTIONS FOR COMMERCIAL AND SCIENTIFIC PAYLOADS - ArianeGroup*
- [15] ZARETSKY, Erwin V.: A. Palmgren Revisited—A Basis for Bearing Life Prediction / Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. 1997. – Forschungsbericht
- [16] KLAUSEN, A. ; FOLGERØ, R.W. ; ROBBERSMYR, K.G. ; KARIMI, H.R.: Accelerated Bearing Life-time Test Rig Development for Low Speed Data Acquisition / Department of Engineering Sciences - University of Agder Department of Mechanical Engineering - Politecnico di Milano. 2017. – Forschungsbericht
- [17] *Schaeffler - Technisches Taschenbuch. : Schaeffler - Technisches Taschenbuch*
- [18] KOULOCHERIS, D. ; STATHIS, A. ; COSTOPOULOS, Th. ; TSANTHOTIS, D.: Experimental study of the impact of grease particle contaminants on wear and fatigue life of ball bearings / School of Mechanical Engineering, National Technical University of Athens, Greece. 2014. – Forschungsbericht

-
- [19] LIEWEN, Christian: *Experimentelle Belastungsanalyse der Planetenradlagerung in Windenergieanlagen = Experimental load analysis of planet bearings in wind turbines*. Aachen : Verlag Mainz, 2020. – ISBN 9783958863767
- [20] STREIT1, E. ; NICOLICH, P. ; GUGLIELMI, C.: Development and Evaluation of Advanced Cryogenic Bearings for Turbo Pumps / FAG Aerospace/Superprecision, Schweinfurt, Germany and FiatAvio S.p.A., Turin, Italy. 2002. – Forschungsbericht
- [21] SERVAIS, C. ; BOZET, J.-L.: INFLUENCE OF THE BALLS KINEMATICS AND BALL/RACE CONTACT MODELS ON QUASI-STATIC APPROACHES FOR BALL BEARING / Faculty of Applied Science, University of Liège, Liège, Belgium. 2016. – Forschungsbericht
- [22] (CONSULTANT, Meherwan P. ; THE BOYCE CONSULTANCY GROUP, USA) B. Texas o. Texas: *Gas Turbine Engineering Handbook*. Elsevier - Health Sciences Division, 2011 https://www.ebook.de/de/product/15567633/meherwan_p_consultant_and_managing_partner_of_the_boyce_consultancy_group_texas_usa_boyce_gas_turbine_engineering_handbook.html. – ISBN 0123838428
- [23] GAO, Haifeng ; BAI, Guangchen: Reliability analysis on resonance for low-pressure compressor rotor blade based on least squares support vector machine with leave-one-out cross-validation. In: *Advances in Mechanical Engineering* 7 (2015), 04. <http://dx.doi.org/10.1177/1687814015578351>. – DOI 10.1177/1687814015578351
- [24] VINCI® ENGINE - PROPULSION SOLUTIONS FOR LAUNCHERS - Ariane-Group. : VINCI® ENGINE - PROPULSION SOLUTIONS FOR LAUNCHERS - ArianeGroup
- [25] ARNONE, A. ; BONCINELLI, P.: APPLICATION OF CFB TECHNIQUES TO THE DESIGN OF THE ARUNE 5 TURBOPUMP / Department of Energy Engineering University of Florence,. 1999. – Forschungsbericht
- [26] WEIGAND, Bernhard ; KÖHLER, Jürgen ; WOLFERSDORF, Jens von: *Thermodynamik kompakt*. Springer Berlin Heidelberg, 2016 https://www.ebook.de/de/product/26574403/bernhard_weigand_juergen_koehler_jens_von_wolfersdorf_thermodynamik_kompakt.html. – ISBN 3662497026

A. Anhang

A.1. Prüflager

Die Tabelle A.1 gibt eine Übersicht über mögliche Lagertypen und Größen die am CSBT eingesetzt werden können und zur Prüfstandauslegung im Rahmen dieser Arbeit herangezogen wurden. Die Lager sind entsprechend ihrer Größe aufsteigend aufgelistet und in die zwei Lagertypen unterteilt, wie sie in 3.1.1 näher beschrieben werden. Die aufgeführten Lager sind innerhalb der Lagertypen noch in deren Einsatz am kleinen oder großen Wellenstrang unterteilt. Neben den hier aufgeführten Lagern kann jede weitere Lagerausführung mit entsprechenden Adapterhülsen am CSBT installiert werden, vorausgesetzt dieses besitzt einen minimalen Innendurchmesser von 20 mm und einen maximalen Außendurchmesser von 130 mm.

In der hier dargestellten Tabelle bezeichnet das I.- \varnothing den Innendurchmesser, A.- \varnothing den Außendurchmesser, B die Breite, α den Druckwinkel, K- \varnothing den Kugeldurchmesser, n die Drehzahl in Öl, C die dyn. Tragzahl, A.Stf die max. Axiale Steifigkeit, R.Stf die max. Radiale Steifigkeit, Vspnkrft die max. Vorspannkraft, Akrft die max. Axialkraft unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung, Rkrft die max.Radialkraft unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung und N die Kugelanzahl.

Lagerbezeichnung	I.-Ø	A.-Ø	B	α	K-Ø	n	C	A.Stf.	R.Stf.	Vspnkrft	Akrft	Rkrft	N
HCB7204-E-T-P4S	20	47	14	25	11	53 000	16 500	114 900	229 800	460	2480	1156	6
HCB7205-E-T-P4S	25	52	15	25	12	48 000	17 500	125 000	250 000	495	3019	1408	7
HCB7206-E-T-P4S	30	62	16	25	13	40 000	27 000	163 600	327 200	749	3731	1739	7
HCB7207-E-T-P4S	35	72	17	25	14	36 000	30 000	184 100	368 200	806	4501	2099	8
HCB7208-E-T-P4S	40	80	18	25	15	34 000	31 000	205 400	410 800	1 059	5258	2451	8
HCB7209-E-T-P4S	45	85	19	25	16	30 000	32 000	217 200	434 400	1 095	6035	2814	9
HCB7210-E-T-P4S	50	90	20	25	17	28 000	41 000	249 700	499 400	1 420	6864	3200	9
HCB7211-E-T-P4S	55	100	21	25	18	24 000	45 000	279 000	558 000	1 540	7806	3640	9
HCB7212-E-T-P4S	60	110	22	25	19	22 000	53 000	297 700	595 400	1 847	8784	4096	9
HCB7213-E-T-P4S	65	120	23	25	20	20 000	65 000	333 100	666 200	2 286	9890	4612	10
HCB7214-E-T-P4S	70	125	24	25	21	19 000	67 000	350 300	700 600	2 359	10924	5094	10
HCB7215-E-T-P4S	75	130	25	25	22	19 000	70 000	369 200	738 400	2 459	12009	5599	10
XC70004-E-T-P4S	20	42	12	25	9	100 000	8 300	93 700	187 400	140	1755	818	7
XC70005-E-T-P4S	25	47	12	25	9	90 000	8 400	96 700	193 400	140	1892	882	8
XC70006-E-T-P4S	30	55	13	25	10	75 000	12 000	115 000	230 000	197	2415	1126	9
XC70007-E-T-P4S	35	62	14	25	11	67 000	12 800	128 700	257 400	210	2922	1363	9
XC70008-E-T-P4S	40	68	15	25	12	60 000	13 700	141 500	283 000	221	3514	1638	15
XC70009-E-T-P4S	45	75	16	25	13	53 000	17 800	161 300	322 600	286	4174	1946	10
XC70010-E-T-P4S	50	80	16	25	13	48 000	18 400	171 900	343 800	298	4246	1980	10
XC70011-E-T-P4S	55	90	18	25	15	43 000	26 000	200 500	401 000	421	5677	2647	10
XC70012-E-T-P4S	60	95	18	25	15	40 000	27 000	213 100	426 200	438	5787	2698	11
XC70013-E-T-P4S	65	100	18	25	15	38 000	28 000	223 800	447 600	445	5876	2740	12
XC70014-E-T-P4S	70	110	20	25	17	34 000	36 000	247 600	495 200	587	7436	3467	11
XC70015-E-T-P4S	75	115	20	25	17	32 000	36 500	254 700	509 400	597	7593	3540	12
XC70016-E-T-P4S	80	125	22	25	19	30 000	44 000	277 500	555 000	704	9358	4363	11

Tabelle A.1.: Prüflager

A.2. Berechnungen

A.2.1. Bestimmung der maximalen Aktuatorkräfte unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung

Die folgende Rechnung gibt die Abschätzung der maximalen radialen und axialen Lagerbelastungen unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung wieder. Die Berechnungen beziehen sich auf den Innenring des Lagers, da dort die Hertz'sche Pressung am größten ist. Zur Abschätzung der größten Aktuatorkräfte wird das Lager HCB7215-E-T-P4S mit den größten Tragzahlen herangezogen. Die Gleichungen A.1a bis A.1j sind dem Schaeffler-Handbuch [17] entnommen. Die Beiwerte ξ und η werden mit dem berechneten Hilfswert $\cos\tau$ aus der Tabelle in [17] entnommen.

$$p_{max} = \frac{1}{\xi \cdot \eta} \cdot \sqrt[3]{\frac{3F \cdot E^2 (\sum \rho)^2}{8\pi^3 (1 - \nu^2)^2}} \quad [17] \quad (A.1a)$$

$$D_m = \frac{D_a + D_i}{2} = \frac{130\text{mm} + 75\text{mm}}{2} = 102,5\text{mm} \quad [17] \quad (A.1b)$$

$$\gamma = \frac{D_w}{D_m} \cdot \cos(a) = \frac{22\text{mm}}{102,5\text{mm}} \cdot \cos(25^\circ) = 0,195 \quad [17] \quad (A.1c)$$

$$r_i = 0,52 \cdot D_w = 0,52 \cdot 22\text{mm} = 11,44\text{mm} \quad [17] \quad (A.1d)$$

$$\frac{1 - \nu^2}{E} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad [17] \quad (A.1e)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - 0,25^2}{320 \cdot 10^3 \text{MPa}} + \frac{1 - 0,27^2}{210 \cdot 10^3 \text{MPa}} \right) = 3,67 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{MPa}} \quad (A.1f)$$

$$\sum \rho = \frac{2}{D_w} \cdot \left(2 + \frac{\gamma}{1 - \gamma} - \frac{D_w}{2 \cdot r_i} \right) \quad [17] \quad (A.1g)$$

$$= \frac{2}{22\text{mm}} \cdot \left(2 + \frac{0,195}{1 - 0,195} - \frac{22\text{mm}}{2 \cdot 11,44\text{mm}} \right) = 0,116 \frac{1}{\text{mm}} \quad (A.1h)$$

$$\cos\tau = \frac{\frac{\gamma}{1 - \gamma} + \frac{D_w}{2 \cdot r_i}}{2 + \frac{\gamma}{1 - \gamma} - \frac{D_w}{2 \cdot r_i}} \quad [17] \quad (A.1i)$$

$$= \frac{\frac{0,195}{1 - 0,195} + \frac{22\text{mm}}{2 \cdot 11,44\text{mm}}}{2 + \frac{0,195}{1 - 0,195} - \frac{22\text{mm}}{2 \cdot 11,44\text{mm}}} = 0,94 \quad (A.1j)$$

$$F = \frac{(p_{max} \cdot \epsilon \cdot \eta)^3 \cdot 8 \cdot \pi^3}{3 \cdot (\sum \rho)^2} \cdot \frac{(1 - \nu^2)^2}{E^2} \quad [17] \quad (A.1k)$$

$$= \frac{(2500\text{MPa} \cdot 1,58)^3 \cdot 8 \cdot \pi^3}{3 \cdot (0,116 \frac{1}{\text{mm}})^2} \cdot 3,67 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{MPa}} = 5074,58\text{N} \quad (A.1l)$$

Die maximal auf das Lager wirkende Kraft beträgt 5,1 kN und greift auf der Drucklinie des Lagers ein. Aus dieser resultierenden Kraft werden im nächsten Abschnitt die maximalen axialen und radialen Kräfte bestimmt. Diese können mit den cos- und sin-Anteilen der resultierenden Kraft berechnet werden.

$$F_r = \frac{F}{\cos\alpha} = \frac{5074,58N}{\cos(25^\circ)} = 5599,18N \quad (\text{A.2a})$$

$$F_a = \frac{F}{\sin\alpha} = \frac{5074,58N}{\sin(25^\circ)} = 12007,5N \quad (\text{A.2b})$$

Setzt man diese Werte in die Lebensdauergleichung ein, erhält man folgendes Ergebnis:

$$P = 0,57 \cdot Fr + 0,93 \cdot Fa = 14358,5N \quad [5] \quad (\text{A.3a})$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = 101,6h \quad [5] \quad (\text{A.3b})$$

A.2.2. Abschätzung der Axialkraft auf das Turbopumpenlaufrad

Zur Abschätzung der auf das Laufrad wirkende Axialkraft wird wie in 2.2.1 beschrieben vorgegangen und die Werte der Sauerstoffturbopumpe des Vulcain2 Triebwerks aus [25] verwendet. Zunächst wird mit Gleichung A.6 die hydraulische Axialkraft bestimmt, welche auf ein unausgeglichenes Laufrad wirkt. 10 bis 20% davon entsprechen der hydraulischen Axialkraft des ausgeglichenen Laufrades [11].

$$F_{Hy_u} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{sp}^2 - d_D^2) \left(\Delta p_{La} - \frac{\rho}{2} \cdot k^2 \cdot u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{d_{sp}^2 + d_D^2}{2 \cdot d_2^2} \right) \right) \quad [11] \quad (\text{A.4})$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot (0,17m^2 - 0,07m^2) \left(120 \cdot 10^5 Pa - \frac{1140 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot 0,5^2 \cdot 141 \frac{m}{s} \cdot \left(1 - \frac{0,17^2 + 0,07^2}{2 \cdot 0,22^2} \right) \right) \quad (\text{A.5})$$

$$= 191439,5N \quad (\text{A.6})$$

$$F_{Hy_a} = 0,2 \cdot F_{Hy_u} = 38287,9N \quad [11] \quad (\text{A.7})$$

$$F_I = \rho \cdot Q \cdot (c_{1m} - c_{2m} \cdot \cos(\epsilon_2)) = 273,5 \frac{kg}{s} \cdot 25,14 \frac{m}{s} = 6875,8N \quad [11] \quad (A.8)$$

Da bei Radiallaufrädern ϵ_2 , 90° beträgt und somit $\cos\epsilon_2$ zu 0 wird, vereinfacht sich die Gleichung.

$$F_W = \frac{\pi}{4} \cdot d_D^2 \cdot (p_{amb} - p_1) = \frac{\pi}{4} \cdot 0,07^2 \cdot (55 \cdot 10^5 Pa - 35 \cdot 10^5 Pa) = 7697N \quad [11] \quad (A.9)$$

$$F_{ax} = F_{Hy} - F_I + F_W = 39109,1N \quad [11] \quad (A.10)$$

A.2.3. Abschätzung des Kühlmassenstroms

Zur Abschätzung des Kühlmassenstroms wird mit der Gleichung A.11g aus dem Schaeffler-Handbuch [7] die Verlustleistung, die durch Reibung im Lager verursacht wird, berechnet. Das dafür benötigte Gesamtreibmoment M_R setzt sich aus dem drehzahlabhängigem Reibmoment M_0 und dem lastabhängigen Reibmoment M_1 zusammen, wie es auch in Gleichung A.11f dargestellt ist [7]. M_0 und M_1 werden entsprechend Gleichung A.11a und A.11b berechnet. Der Beiwert f_0 ist dem Schaeffler-Handbuch [7] zu entnehmen und besitzt für Schrägkugellager den Wert 2. ν ist die kinematische Viskosität des Schmierstoffs. Da die hier zu untersuchenden Lager mit kryogenen Flüssigkeiten gekühlt werden und feststoffgeschmiert sind, wird für die kinematische Viskosität in Gleichung A.11a die kinematische Viskosität von LOx eingesetzt. Diese beträgt bei 90 K und einem Druck von 1 bar $1,73 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$. Die maximale Betriebsdrehzahl n für das Lager HCB7215-E-T-P4S beträgt 19 000 U/min und der gemittelte Durchmesser d_M 102,5 mm [8]. In Gleichung A.11b kann der Faktor f_1 mit der Gleichung A.11c und die dynamisch äquivalente Lagerbelastung mit Gleichung A.11e bestimmt werden [7]. Zur Berechnung von f_1 wird die statisch äquivalente Lagerbelastung mit Gleichung A.11d und der statischen Tragzahl C_0 aus dem Herstellerkatalog [8] entnommen [7]. Die Vorfaktoren zur Berechnung von P_0 werden ebenfalls dem Herstellerkatalog [8] entnommen. Die statische Tragzahl C_0 beträgt für das hier verwendete Lager 40,5 kN [8]. Zur Berechnung des Kühlmassenstroms wird die Verlustleistung mit 2 multipliziert, da zwei Prüflager im CSBT montiert werden und beide gekühlt werden sollen. In die Gleichung A.11h zur Berechnung des Kühlmassenstroms geht neben der berechneten Verlustleistung Q , die Wärmekapazität der Kühlflüssigkeit

und das vom Kühlmedium aufgenommene Temperaturdelta ΔT ein [26]. Die Wärmekapazität bei Temperaturänderung unter konstantem Druck cp von LOx beträgt $1699 \frac{J}{kg \cdot K}$ bei einer Temperatur von 90 K und einem Druck von 1 bar. Für das Temperaturdelta ΔT wird für eine konservative Abschätzung 1 K eingesetzt.

$$M_0 = f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7} = 101,94 Nmm \quad [7] \quad (A.11a)$$

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_M = 948,24 Nmm \quad [7] \quad (A.11b)$$

$$f_1 = 0,001 \cdot \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0,33} = 0,00057 \quad [7] \quad (A.11c)$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + 0,38 \cdot F_a = 7360 N \quad [8] \quad (A.11d)$$

$$P_1 = 1,4 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r = 16240 N \quad [7] \quad (A.11e)$$

$$M_R = M_0 + M_1 = 1050,18 Nmm \quad [7] \quad (A.11f)$$

$$\dot{Q} = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot (M_R) = 2090 W \quad [7] \quad (A.11g)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{cp \cdot \Delta T} = 2,46 \frac{kg}{s} \quad [26] \quad (A.11h)$$

A.3. Auswahl Kaufteile

Die für den CSBT benötigten Kaufteile werden in der Tabelle A.2 aufgeführt.

Komponente	Hersteller	Stück
Elektrischer Antrieb	GMN	1
Flexible Wellenkupplung \varnothing 12 mm	R+W Antriebselemente	2
Starre Wellenkupplung \varnothing 20 mm	Mikkey Pulley	2
Drehmomentmesswelle	HBM	1
Stützlager	Schaeffler	12
Fervorgespannte dyn. Dichtung	Hänsler	2
Hydraulikzylinder	Yale	2
Rohrverschraubungen	Swagelok	
Drehzahlsensor	Avibia	1
Kraftmessdose	Megatron	2
Beschleunigungssensor	Avibia	2
Wellenversatzsensor	Keyence	2
Kraftmessdose	Megatron	2

Tabelle A.2.: Kaufteile