

Master-Arbeit

SIMULATORISCHE AUSLEGUNG UND UNTERSUCHUNG DER RADIALLAGERUNG EINES TURBOLADERS

Verfasser

David Rauter, BSc

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz
in Zusammenarbeit mit BRP-Powertrain GmbH & Co KG**

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger

Externer Betreuer:

Dipl.-Ing Markus Hochmayr

Ing. Andreas Heider

Graz, September 2015

Vorwort

Diese Arbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit der BRP-Powertrain GmbH & Co KG.

An dieser Stelle möchte ich mich besonders bei Herrn Dipl.-Ing. Markus Hochmayr und Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger bedanken, die mir die Durchführung dieser Diplomarbeit ermöglichten, sowie bei meinem Betreuer von Seiten BRP-Powertrain Herrn Ing. Andreas Heider.

Des Weiteren bedanke ich mich beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eichseder Helmut, sowie bei allen Institutsmitarbeitern die mir bei auftretenden Fragen immer behilflich waren und mit Rat und Tat zur Seite standen.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern und meiner Freundin Eva für die Unterstützung während der gesamten Studienzeit.

Eidesstattliche Erklärung

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

David Rauter

Graz, September 2015

Englische Fassung:

Statutory decleration

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

David Rauter

Graz, September 2015

INHALT

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	III
KURZFASSUNG.....	VI
ABSTRACT	VII
1 EINLEITUNG.....	1
1.1 STAND DER TECHNIK.....	1
1.2 ZIELE DER ARBEIT	2
1.3 MOTIVATION	2
1.4 VORGEHENSWEISE.....	2
2 GRUNDLAGEN	4
2.1 AUFBAU TURBOLADER-RUMPFGRUPPE.....	4
2.1.1 Lagergehäuse.....	6
2.1.2 Radiallagerung.....	7
2.2 SYSTEMVERGLEICH AUSGEWÄHLTER TURBOLADER	9
2.2.1 Benchmarktabelle.....	9
2.2.2 Materialschnitt Lagergehäuse	11
2.2.3 Materialschliff Wellen- / Turbinenverbindung.....	12
3 THEORETISCHE GRUNDLAGEN DER SCHWIMMBUCHSEN-GLEITLAGER.....	15
3.1 REYNOLDS DIFFERENTIALGLEICHUNG	15
3.2 VERLUSTLEISTUNG.....	18
3.3 BUCHSENDREHZAHL (RSR – RING SPEED RATIO) BEI SCHWIMMBUCHSEN-LAGERN.....	19
3.4 SCHWINGUNGSVERHALTEN	22
4 AUSLEGUNG VON ROTIERENDEN SCHWIMMBUCHSENLAGER	27
4.1 FUNKTIONEN UND ANFORDERUNGEN.....	27
4.2 AUSLEGUNGSKRITERIEN.....	28
4.3 AUSLEGUNGSSYSTEMATIK	30
4.4 LINEARE BERECHNUNG	32
4.5 NICHTLINEARE BERECHNUNG	34
5 SIMULATION UND ERGEBNISSE.....	37
5.1 SIMULATIONSMODELL DYROBES© ROTOR.....	37
5.1.1 Lagermodell DyRoBeS© BePerf.....	39
5.2 ANNAHMEN UND RANDBEDINGUNGEN DER SIMULATION	42
5.3 LINEARISIERTE MODALANALYSE DES REFERENZTURBOLADERS	43
5.3.1 Ergebnisse der linearisierten Modalanalyse.....	43
5.4 NICHT – LINEARE HOCHLAUFSIMULATION DES REFERENZTURBOLADERS	45
5.4.1 Variationssystematik	47
5.4.2 Einfluss des inneren Lagerspieles auf das Systemverhalten	48
5.4.3 Einfluss des äußeren Lagerspieles auf das Systemverhalten	50
5.4.4 Einfluss der Öleintrittstemperatur auf das Systemverhalten.....	52
5.4.5 Systemverhalten bei Extremagerspielen	54
5.4.6 Bestimmen der maximalen Rotorauslenkung.....	56
5.4.7 Ermittlung der minimalen Schmierfilmdicke.....	58
5.4.8 Vergleich Simulation mit Messwerten aus der Literatur	61
5.4.9 Einflussgrößen der rotierenden Schwimmbuchsen-Lager	62
5.5 VARIATIONSBEISPIEL ZUM AUFZEIGEN VON VERBESSERUNGSPOTENTIALEN.....	64
6 MESSTECHNIK	70
6.1 KONSTRUKTIVE ADAPTION DES REFERENZTURBOLADERS.....	71
7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	73
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	74

TABELLENVERZEICHNIS	77
LITERATURVERZEICHNIS	78

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A_s	mm ²	Reibfläche
c_1	µm	Radiales Lagerspiel innen
c_2	µm	Radiales Lagerspiel außen
C	Ns/mm	Dämpfungsmatrix des Rotors
C_{xx}	Ns/mm	Linearisierter Dämpfungskoeffizient
D_b	mm	Lagergehäuse Bohrungsdurchmesser
D_i	mm	Lagerdurchmesser innen
D_m	mm	Mittlerer Lagerdurchmesser
D_s	mm	Wellendurchmesser
D_o	mm	Lagerdurchmesser außen
e	mm	Verschiebung
e_i	mm	Innere Auslenkung (Rotor / Buchse)
e_o	mm	Äußere Auslenkung (Buchse / Gehäuse)
E_{Lager}	J	Potentielle Schwingungsenergie
f	N	Vektor der äußeren Kräfte
F_r	N	Lagerkraft in radialer Richtung
F_t	N	Lagerkraft in tangentialer Richtung
F_{X1}	N	Lagerkraft in X ₁ -Richtung
F_{X2}	N	Lagerkraft in X ₂ -Richtung
g	N	Erdbeschleunigung
I	W/m ²	Schallintensität
K	N/mm	Kombinierte Steifigkeitsmatrix (Lager und Rotor)
K_{ges}	N/mm	Gemittelter Steifigkeitskoeffizient
K_{xx}	N/mm	Linearisierter Steifigkeitskoeffizient
h	mm	Schmierfilmdicke
h_{lim}	mm	Limitierte Schmierfilmdicke
h_{min}	mm	Minimale Schmierfilmdicke
I_p	kgm ²	Polares Trägheitsmoment
L_i	mm	Lagerbreite innen
L_o	mm	Lagerbreite außen
m	kg	Masse
M	kg	Massenmatrix
M	Nm	Drehmoment
M_i	Nm	Drehmoment
n	min ⁻¹	Rotor-Drehzahl
n_{krit}	min ⁻¹	Kritische Rotor-Drehzahl
P_f	Watt	Verlustleistung
p_i	bar	Druck in der Ölzuführungsstelle
p_o	bar	Druck im Ölablauf
R	mm	Radius
R_z	m	Oberflächenrauigkeit
t	s	Zeit
T_i	°C	Lokale Öltemperatur innerer Schmierfilm
T_o	°C	Lokale Öltemperatur äußerer Schmierfilm
U_i	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Welle

U_b	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Buchse
W	N	Statische Lagerbelastung
\mathbf{x}	mm	Vektor der Rotorbewegung
X_1	m	Koordinate
X_2	m	Koordinate
x, y, z	m	Koordinate

Griechische Formelzeichen

α	–	Wachstums-/ Abklingrate
γ	°	Whirl-Winkel
$\dot{\gamma}$	m/s	Whirl-Geschwindigkeit
ε	–	Relative Exzentrizität
$\dot{\varepsilon}$	–	Relative Exzentrizitätsbeschleunigung
η	N·s/m ²	(dynamische) Viskosität
λ_i	–	Relative Lagerbreite innen
λ_o	–	Relative Lagerbreite außen
λ	–	Komplexer Eigenwert
μ	–	Reibungskoeffizient
$\nu = \eta / \rho$	m ² /s	kinematische Zähigkeit, Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
φ	°	Unwuchtwinkel
Θ	°	Winkel
ψ_i	–	Relatives Lagerspiel innen
ψ_o	–	Relatives Lagerspiel außen
Ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit der Welle
$\Omega_{cr,1}$	min ⁻¹	Kritische Drehzahl erster Ordnung
Ω_R	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit des Lagerrings
ω	Hz	Whirl-Frequenz
ω_d	Hz	Eigenfrequenz des Systems

Operatoren und Bezeichnungen

∂	partielles Differential
$\dot{}$	zeitliche Ableitung

Weitere Indices und Abkürzungen

1	innen
2	außen
i	innen
o	außen
BePerf	Bearing steady state and dynamic Performance
BMx	Benchmarkturbolader (x...fortlaufende Nummer)
DyRoBeS	Dynamics of Rotor Bearing Systems
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transformation

HCF	High cycle fatigue
LET	Low-end torque
MKS	Mehrkörpersimulation
RSR	Ring Speed Ratio (Ring-Geschwindigkeitsverhältnis)

Kurzfassung

Moderne Turbolader im Automotive-Bereich stellen angesichts der wachsenden Anforderungen an die Effizienz- und Leistungssteigerung der Verbrennungskraftmaschine eine Herausforderung an deren Systementwicklung dar. Speziell der Rotorlagerung des Turboladers gilt es aufgrund der hohen geforderten Drehzahlen im Zuge der Auslegung und Entwicklung erhöhte Aufmerksamkeit zukommen zu lassen. Die Lagerung der Turbolader-Rotoren im Automotive-Bereich erfolgt zum größten Teil mittels schwimmenden Gleitlagerbuchsen, welche zufolge der geringen Herstellkosten und guten Dämpfungseigenschaften gegenüber Wälzlagern den Markt dominieren. Durch das stark nicht lineare Schwingungsverhalten der schwimmenden Lagerung kommt es zu rotordynamischen Instabilitäten, welche zu unterschiedlichen Schwingungsmoden mit hohen Auslenkungsamplituden führen. Um einen fehlerfreien Betrieb von Turbolader-Rumpfguppen-Neuentwicklungen zu gewährleisten, ist während der Konstruktion und Auslegung ein weitreichendes Verständnis des Schwingungsverhaltens der schwimmenden Buchsen-Lagerung notwendig.

Die Gliederung der Arbeit umfasst drei Teile, wobei zu Beginn eine detaillierte Beschreibung des Rumpfgruppenaufbaus sowie ein Systemvergleich ausgewählter Turbolader erfolgt, welcher als Gegenüberstellung der konstruktiven sowie geometrischen Ausführungen stattfindet und anhand einer Benchmarktabelle zusammengefasst wird.

Der zweite Teil beinhaltet die Entwicklung einer Auslegungssystematik für die Turbolader-Radiallagerung sowie den Aufbau eines Simulationsmodells zur Berechnung und Analyse des Schwingungsverhaltens. Dazu wird das Laufzeug des Turboladers basierend auf einem Mehrkörpersystem im Finite-Elemente Simulationsprogramm DyRoBeS© modelliert. Mittels linearer Modalanalysen und nichtlinearen Hochlaufsimulationen der Turboladerwelle werden Untersuchungen bezüglich der Stabilität und des Schwingungsverhaltens des Lagersystems durchgeführt. Durch Variationen der Lager- und Ölkonditionierungsparameter erfolgt eine Untersuchung des Schwingungsverhaltens bei unterschiedlichen Betriebskonfigurationen und eine Ableitung von Verbesserungspotentialen hinsichtlich des rotordynamischen Verhaltens wird vorgenommen. Spezielle Aufmerksamkeit kommt den minimalen und maximalen Lagerspielkonfigurationen zu, die aufgrund der zulässigen Fertigungstoleranzen entstehen und betreffend der ölfilminduzierten Instabilitäten untersucht werden.

Schlussendlich erfolgt im dritten Teil eine konstruktive Adaption einer geeigneten Messtechnik an das Verdichtergehäuse zur Erfassung der Wellenbewegung des Referenzturboladers.

Die aus dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse tragen zum grundlegenden Verständnis des stark nicht-linearen Schwingungsverhaltens des Rotor- / Lagersystems bei und zeigen Optimierungspotentiale auf, welche in die Entwicklung von Rumpfguppen mit einfließen.

Abstract

The system development of an automotive turbocharger is a major challenge due to increasing requirements on efficiency and performance of the internal combustion engine. Due to the high speed the rotor bearing of the turbocharger should be considered accurate. The shaft bearing of automotive turbochargers is largely realized through floating bush bearings, which dominate the market because of low production costs and good damping behaviour. Rotordynamic instability is caused by highly nonlinear vibrations of the floating ring bearings, which leads to different vibrational modes with high deflection amplitudes. To ensure non-destructive operation a deep understanding of the vibration behaviour of the floating bushing bearings is necessary for the construction and design of new turbocharger cartridges.

This thesis is structured in three parts. The first part concentrates on the detailed description and comparison of selected turbocharger cartridges. Therefore the structural and geometric designs are summarized based on a benchmark chart.

The second part includes the development of a design schematic for the radial floating bushing bearing and construction of a simulation model in order to calculate and analyse the vibration behaviour. The rotor assembly of the turbocharger is modeled as a multibody system in the finite element simulation program DyRoBeS©. Shaft studies of stability and vibration behaviour are performed using linear modal analysis and nonlinear run-up simulations of the turbocharger. The vibration behaviour is examined at different operating configurations by varying the bearing and oil conditioning parameters. Furthermore improvement potential with respect to rotor dynamic behaviour is presented. Particular attention is paid to minimal and maximal bearing clearance configurations, which are caused by permissible production tolerances. These bearing clearance configurations are examined for oil-film induced instabilities.

Another aim is defined by the structural adaptation of the reference turbocharger with a suitable measurement technology to detect the shaft vibrations.

The gained knowledge from this work contributes to the basic understanding of highly nonlinear behaviour of the turbocharger bearing system and indicates potential for optimization, what can be incorporated in during development of turbocharger cartridges.

1 Einleitung

Die Verbrennungskraftmaschine unterliegt einer stetigen Weiterentwicklung hinsichtlich Effizienz- und Leistungssteigerung sowie Emissionsminimierung. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, kommen unter anderem Turbolader zum Einsatz. Die Rotorlagerung eines Turboladers im Automotive-Bereich wird zum größten Teil durch eine schwimmende Lagerung mit stehender oder rotierender Lagerbuchse realisiert. Um ein gutes Beschleunigungsverhalten zu realisieren, werden die rotierenden Massen bzw. Massenträgheiten eines Turboladers gering gehalten. In den dadurch statisch gering belasteten schwimmenden Gleitlagern kommt es zu ölfilminduzierten subharmonischen Schwingungen welche Öl-Whip und Öl-Whirl genannt werden [1]. Thermodynamisch betrachtet sind bei einem Turbolader möglichst hohe Drehzahlen anzustreben, die sich aber in Verbindung mit den auftretenden Schwingungen als kritisch erweisen [22].

Zur Konstruktion und Auslegung einer Turbolader-Rumpffgruppe sind infolge der beschriebenen Schwingungen und der extremen Umgebungs- und Betriebsbedingungen intensive Kenntnisse und ein vertieftes Verständnis über den Aufbau und das Schwingungsverhalten notwendig.

Die Simulation als Entwicklungswerkzeug spricht in Bezug auf die Entwicklungszeit und Entwicklungskosten für sich. Durch die Möglichkeit der Variantenrechnung, betreffend der „einfachen“ Modifikation der Modellparameter im Vergleich zur kostenintensiven experimentellen Variantenuntersuchung, werden die Vorteile der Simulation ersichtlich. Dies ermöglicht eine Auslegung der Radiallagerung mit einer hohen Prototypenreife, wodurch Untersuchungen am Prüfstand reduziert, die Entwicklungszeit verringert und Kosten eingespart werden können.

1.1 Stand der Technik

Die Radiallagerung eines Turboladers im Automotive-Bereich für Ottomotoren erfolgt größtenteils mittels rotierender oder stehender Schwimmbuchsenlager. Die erwähnten Varianten bringen den Anforderungen entsprechend gute Stabilitätseigenschaften mit sich und stellen bezüglich der Fertigungskosten einen Kompromiss aus Wirtschaftlichkeit und Funktionsanforderung dar. Speziell aufgrund der geringeren Fertigungskosten gegenüber Wälzlagern dominieren schwimmende Gleitlagerbuchsen den Markt. Zur groben Vorauslegung der Turbolader Radiallagerung werden lineare Modalanalysen durchgeführt, wobei mit diesen die biegekritischen Drehzahlen bestimmt und untersucht werden. Da Turbolader-Rotoren mit Schwimmbuchsenlagerung ein stark nichtlineares Schwingungsverhalten aufweisen, werden zur detaillierten Auslegung der Radiallagerung nichtlineare Hochlaufberechnungen durchgeführt. Zur Simulation des rotordynamischen Verhaltens kommen MKS-Programme zum Einsatz, die die Reynoldsgleichungen in jedem Zeitschritt beim Hochlauf bis zur Betriebsdrehzahl mittels Finiter-Elemente-Methode lösen. Durch ein simultanes Lösen dieser Gleichung für jeden Schmierfilm, in Kombination mit der Newtonschen Bewegungsgleichung, kann die Wellenbewegung berechnet und analysiert werden, wobei modifizierte Wasserfalldiagramme und Orbit Darstellungen zum Einsatz kommen.

1.2 Ziele der Arbeit

Die vorliegende Arbeit lässt sich prinzipiell in drei Teile unterteilen. Zunächst erfolgt in Kapitel 2.1 eine detaillierte Beschreibung des Aufbaues der Rumpffgruppe eines Turboladers sowie ein Systemvergleich ausgewählter Turbolader, welcher als Gegenüberstellung der konstruktiven sowie geometrischen Ausführungen dargestellt wird.

Der zweite Teil umfasst die in Kapitel 4 beschriebene Entwicklung einer Auslegungssystematik für die Turbolader-Radiallagerung sowie die in Kapitel 5 angeführte Modellierung und den Aufbau eines MKS-Modells des Laufzeuges zur Berechnung und Analyse des Verhaltens des Systems. Durch Variationen der Lager- und Ölkonditionierungsparameter wird das Schwingungsverhalten bei unterschiedlichen Betriebskonfigurationen untersucht und einer rotordynamischen Analyse unterzogen. Speziell werden die durch die zulässigen Fertigungstoleranzen minimalen und maximalen Lagerspielkonfigurationen betrachtet und betreffend der ölfilminduzierten Instabilitäten untersucht. Durch weitere Parametervariationen werden Verbesserungspotentiale hinsichtlich des rotordynamischen Verhaltens aufgezeigt.

Schlussendlich erfolgt im dritten Teil in Kapitel 6 eine konstruktive Adaption einer geeigneten Messtechnik zur Erfassung der Wellenbewegung des Referenzturboladers.

1.3 Motivation

Hauptgrund der Untersuchung der Radiallagerung ist ein Projekt über die Entwicklung einer Turbolader-Rumpffgruppe. Da es sich bei der Radiallagerung eines Turboladers um ein komplexes schwingfähiges System innerhalb extremer Umgebungs- und Betriebsbedingungen bezüglich der Temperaturen und der Drehzahl handelt, sind intensive Untersuchungen zur Auslegung der Radiallagerung nötig, um ein Verständnis über die gezielte Systembeeinflussung zu bekommen. Durch die Entwicklung einer Turbolader-Rumpffgruppe entsteht die Möglichkeit der spezifischen Anpassung des Turboladers an den Motor, wodurch das Gesamtsystem leistungs- und funktionsoptimiert aufeinander abgestimmt werden kann.

1.4 Vorgehensweise

Zur Beschreibung des Referenzturboladers sowie zum Systemvergleich der ausgewählten Turbolader-Rumpffgruppen kommen Materialschnitte sowie Materialschliffe zum Einsatz. Die konstruktiven sowie geometrischen Ausführungen werden in einer Benchmarkliste zusammengefasst. Zum Vergleich der geometrischen Ausführungen der ausgewählten Rumpffgruppen untereinander kommen relative Vergleichskennzahlen zur Anwendung.

Anhand einer ausführlichen Literaturrecherche und veröffentlichten Forschungsergebnissen wird eine Auslegungssystematik zur Konstruktion einer Turbolader-Radiallagerung in rotierenden Schwimmbuchsenlagern entwickelt. Diese Systematik wird an einem im Zuge dieser Arbeit entstandenen Simulationsmodell der Turbolader-Radiallagerung angewendet. Dazu wird das Laufzeug eines Referenzturboladers mittels eines Mehrkörpersystems im Finite-Elemente Simulationsprogramm DyRoBeS© modelliert. Anhand linearer Modalanalysen und nichtlinearen Hochlaufsimulationen der Turboladerwelle werden Untersuchungen in Hinsicht auf die Stabilität und des Schwingungsverhaltens der Lagerung durchgeführt. Über die linearen Modalanalysen werden die biegekritischen Drehzahlen des Systems bestimmt, wobei diese Berechnungsmethode zur Grobauslegung des Systems dient.

Zur detaillierten Auslegung der Lagergeometrie wird das Rotormodell auf das nicht-lineare transiente Stabilitätsverhalten infolge subsynchroner und drehzahlsynchroner Schwingungen untersucht, welche durch externe Kräfte und Instabilitäten des Lagersystems verursacht werden. Die externen Kräfte setzen sich aus den Unwuchtkräften, den Dämpfungskräften der Kolbenringdichtungen und den aerodynamischen Kräften zusammen. Zur Analyse der Systemschwingungen und dem Bewegungsverhalten des Rotors werden die berechneten Ergebnisse in modifizierten Wasserfalldiagrammen und Orbit-Diagrammen dargestellt.

2 Grundlagen

Zur Reduktion des Kraftstoffverbrauches von Motoren bei gleichzeitig steigender Leistung kommt es zunehmend zu Downsizing in Kombination mit Hochlastkonzepten. Zur Steigerung des effektiven Mitteldruckes der Verbrennungskraftmaschine kommen unter anderem Turbolader zum Einsatz. Hierbei wird die Abgasenergie der Verbrennungskraftmaschine über das Turbinengehäuse einem Turbinenrad zugeführt, welches über eine Welle das Verdichterrad antreibt. Dieses wiederum saugt Frischluft an und verdichtet diese, um den Ladedruck und die Zylinderleistung des Motors zu erhöhen. Um ein hohes Druckverhältnis zu erzielen, werden Verdichter- und Turbinenräder bei Turboladern im Automotive-Bereich als Radialräder ausgeführt.

Zwischen Motor und Abgasturbolader besteht keine mechanische Verbindung, sowohl aber eine thermodynamische Kopplung. Der Turbolader wird alleinig durch die von der Verbrennungskraftmaschine abgegebenen Abgase angetrieben. Die Drehzahl des Turboladers wird demnach durch das Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter- und Turbinenrad eingestellt [23].

Thermodynamisch betrachtet strebt man bei thermischen Turbomaschinen, deren Gruppe auch der Turbolader angehört, hohe Drehzahlen an [5]. Aus mechanischer Sicht stellen die hohen Drehzahlen wegen der geringen Größe der Turbomaschine und der häufig geforderten Lastwechsel ein Problem bezüglich der auftretenden Schwingungen dar [12]. Zur Verbesserung der rotordynamischen Eigenschaften kommen zum größten Teil Schwimmbuchsen zur radialen Lagerung des Turbolader-Rotors zum Einsatz, wobei das Stabilitätsverhalten durch subharmonische Schwingungen gekennzeichnet ist.

2.1 Aufbau Turbolader-Rumpgruppe

Die Rumpgruppe des Turboladers besteht aus dem Lagergehäuse, dem Turbolader-Laufzeug und der Axiallagerung. Das Turbolader-Laufzeug setzt sich aus dem Verdichter- und Turbinenrad, der gemeinsamen Welle, der Wellenmutter, den Kolbenringen, der Radiallagerung sowie den Anlaufscheiben der Axiallagerung zusammen. Das Lagergehäuse nimmt die Lagerung der Läuferwelle in radialer sowie in axialer Richtung auf, wobei diese im betrachteten Fall zwischen dem Verdichter- und Turbinenrad liegt. Abbildung 2-1 zeigt einen Schnitt durch den Referenzturbolader, der im Laufe der vorliegenden Arbeit untersucht und analysiert wird. Die Ölversorgung der Lagerstellen erfolgt über einen Druckölanschluss und weiterführend über im Lagergehäuse angebrachte Bohrungen. Der Ölablauf erfolgt über einen drucklosen Abfluss in die Ölwanne des Motors. Die Abdichtung des Lagergehäuses und die Befestigung des Axiallagers erfolgt verdichterseitig über einen Lagergehäusedeckel. Die Abdichtung zwischen Welle und Lagergehäuse bzw. Lagergehäusedeckel wird mittels Kolbenringen realisiert, wobei diese in der stehenden Systemkomponente fest verspannt sind. Aufgrund der einwirkenden Abgaswärme wird zur Kühlung der Rumpgruppe turbinenseitig ein Wasserkühlkanal im Lagergehäuse eingegossen.

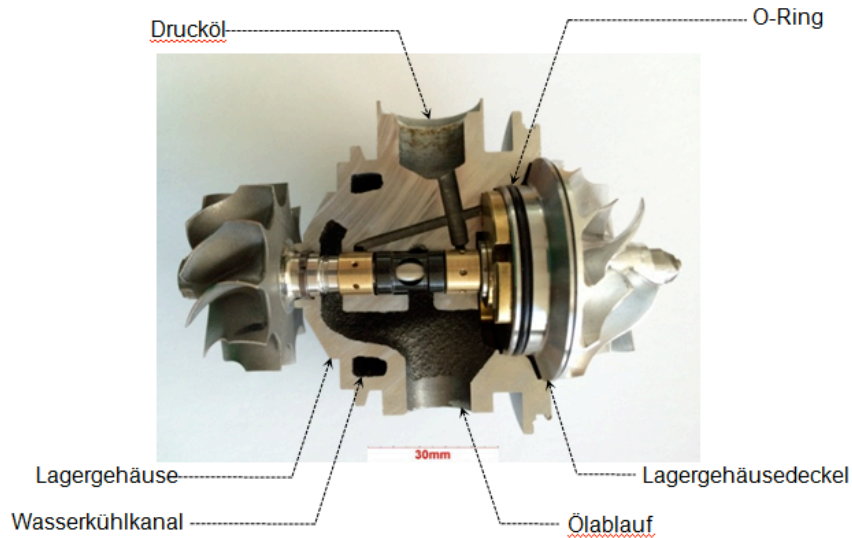


Abbildung 2-1 Schnitt durch Referenzturbolader-Rumpfungruppe

Abbildung 2-2 zeigt das CAD modellierte Laufzeug des Referenzturboladers. Die Befestigung des Verdichterrades auf der Turbolader-Welle erfolgt über die Wellenmutter, welche eine reibschlüssige Verbindung zwischen den Bauteilen herstellt. Die Dichtungsbuchse, welche ebenfalls über die Wellenmutter reibschlüssig mit der Welle verbunden wird, trägt die verdichterseitigen Kolbenringe. Das Axiallager, welches durch den Lagergehäusedeckel im Lagergehäuse befestigt wird, läuft zwischen zwei Anlaufscheiben, wobei eine der beiden Bestandteil der Dichtungsbuchse ist. Dadurch wird auch die axiale Position des Läufers definiert. Zwischen der rechten Anlaufscheibe und der turbinenseitigen Wellenschulter sind die Radiallager angeordnet, wobei sie axial durch eine Distanzbuchse positioniert sind. Das Turbinenrad ist fix mit der Welle verbunden, wobei unterschiedliche Schweißtechnologien (Reibschweißen, Elektronenstrahlschweißen, Laserschweißen, etc.) zur Anwendung kommen.

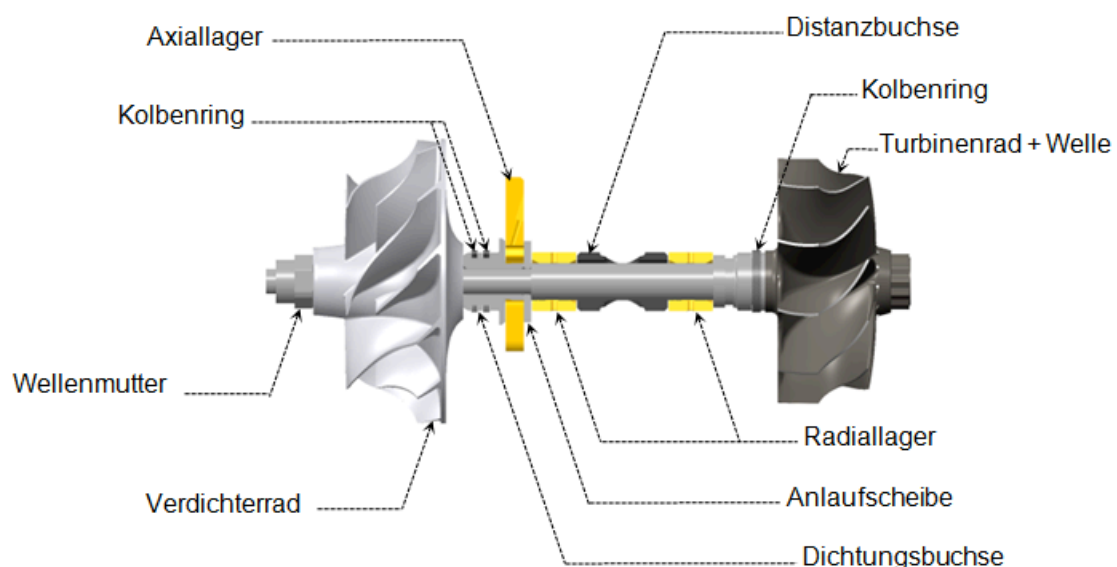


Abbildung 2-2 CAD modelliertes Laufzeug des Referenzturboladers

2.1.1 Lagergehäuse

Die Aufgabe des Lagergehäuses ist es, die Lagerung des Turbolader-Laufzeuges aufzunehmen, die Lagerstellen mit Öl zu versorgen und gegebenenfalls einen Wasserkühlkanal zu führen. Die Abdichtung zwischen Läufer und Gehäuse erfolgt nahezu ausschließlich über verdichter- und turbinenseitig angebrachte Kolbenringe. Die Anzahl der Kolbenringe hängt von der geforderten Dichtheit des Lagergehäuses und des zulässigen Blow-By ab. Zur Erfüllung der heutigen Emissionsvorschriften kommen meist zwei Kolbenringe je Seite zum Einsatz. Diese werden im Lagergehäuse fest verspannt, wellenseitig laufen sie in dafür vorgesehenen Nuten. Das Gesamtsystem Welle, Kolbenring und Gehäuse stellt eine Art Labyrinthdichtung dar, die aufgrund des konstruktiven Aufbaus immer einen Spalt zwischen den Dichtungskomponenten aufweist und somit ein gewisser Leckagemassenstrom nicht vermieden werden kann.

Zur Verringerung des turbinenseitigen Wärmeeintrages wird ein Hitzeschild zwischen Turbinenrad und Lagergehäuse eingesetzt, wodurch der Kontakt zwischen dem heißen Abgas und dem Lagergehäuse zum größten Teil verhindert werden soll. Um den Wärmeeintrag in die wärmetechnisch höher belastete turbinenseitige Radiallagerstelle zu verringern, wird der Lagersitz konstruktiv dementsprechend angeordnet, dass die Wärmeleitwege so groß wie möglich ausfallen. Dazu wird ein Kühlkanal im Lagergehäuse zwischen Wärmeeintragsstelle und Lagersitz eingesetzt. Durch diese Vorkehrungen wird die Gefahr der Öl-Verkokung in den Lagerstellen verringert, welche zu Festkörperreibung und vorzeitigem Ausfall der Lagerung führt.

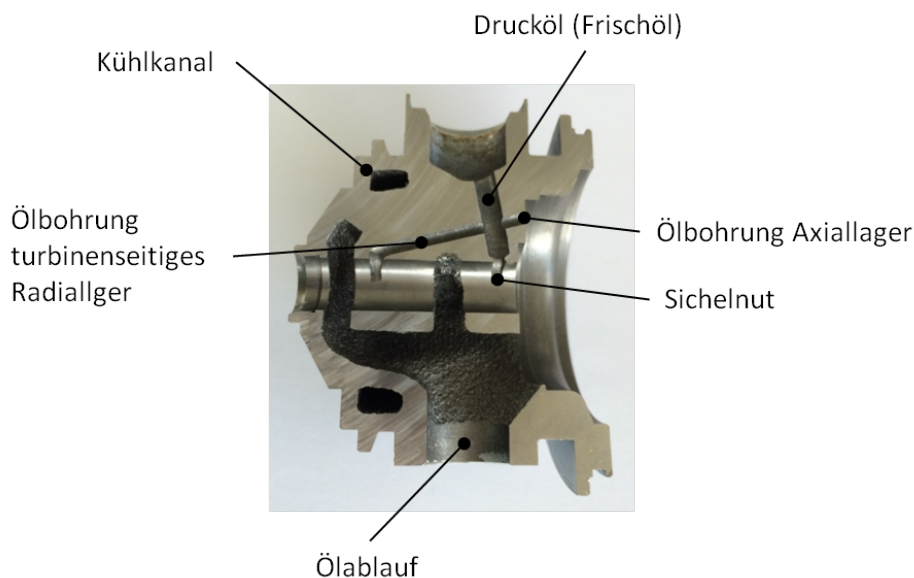


Abbildung 2-3 Schnitt Lagergehäuse Referenzlader

Wie in Abbildung 2-3 gezeigt, erfolgt die Ölversorgung der Lagerstellen über Bohrungen im Gehäuse. Zum raschen Aufbau eines Schmierfilmes und um den Durchflusswiderstand an der Ölaustrittsstelle in den Radiallagerstellen zu verringern, werden Sichelnuten im Gehäuse angebracht [26]. Um eine drucklose Abfuhr des Öls zu gewährleisten, muss der Öl-Ablauf konstruktiv durch einen größeren Querschnitt realisiert werden.

2.1.2 Radiallagerung

Die Radiallagerung von Turboladern im Automotive-Bereich für Ottomotoren wird zum größten Teil durch stehende oder rotierende Schwimmbuchsen-Gleitlager realisiert, wobei es sich beim Referenzturbolader um die Letztere handelt. Diese konstruktive Ausführung stellt hinsichtlich Robustheit gegenüber Ölqualität, Betriebsstabilität, Unwucht, Umgebungsbedingungen und Wirtschaftlichkeit einen guten Kompromiss dar [2]. Der Vollständigkeit halber wird die stehende Schwimmbuchsen-Gleitlagerung in Tabelle 2-1 der rotierenden Lagerung anhand der Vor- und Nachteile gegenübergestellt.

Tabelle 2-1 Vergleich rotierende und stehende Schwimmbuchsen-Gleitlager [11]

Gleitlagerung mit zwei drehenden Buchsen „Full – Floating“	Gleitlagerung mit feststehender Buchse „Semi – Floating“
<p>Vorteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Einfacher Aufbau / Fertigung - Geringe Kosten - Reibungsreduzierung - Gutes Dämpfungsverhalten <p>Nachteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Hoher Öldurchfluss / -verbrauch - Axiallager notwendig - Geringe Notlaufeigenschaften - Erhöhter Aufwand Ölversorgung - Teilevielfalt (Klassieren) 	<p>Vorteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Geringer Öldurchfluss - Sehr gutes Dämpfungsverhalten - Kombination mit Axiallager - Geringere Baulänge der Rumpffgruppe <p>Nachteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Geringe Notlaufeigenschaften - Hohe Reibung - Fertigungskomplexität - Schlechter Wirkungsgrad

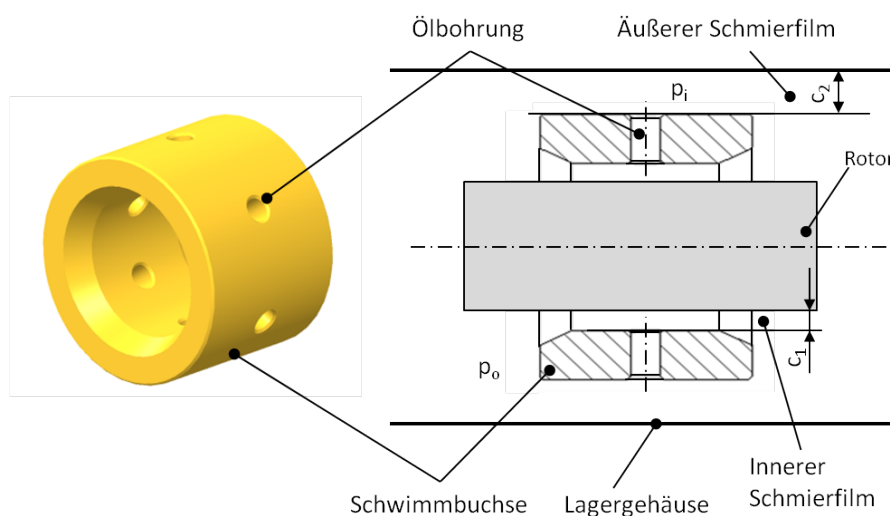
Bei Turbolader für Dieselmotoren gibt es in der Serienanwendung vereinzelt Typen mit Wälzlagerkartuschen mit einem Squeeze-Film-Dämpfer. Diese zeigen Vorteile bezüglich der Reibleistung und des Beschleunigungsverhaltens speziell bei geringen Drehzahlen (Low-end torque – LET), jedoch überwiegt der Nachteil der derzeit noch hohen Kosten der Wälzlagerkartuschen [21]. Weitere Nachteile der Wälzlagerung stellen die auftretenden Geräusche durch höhere harmonische Schwingungen und modulierte Seitenbandfrequenzen sowie der zusätzlich benötigte Squeeze-Film-Dämpfer aufgrund der hohen Steifigkeit der Wälzlagerung dar. Die prinzipiellen Unterschiede der Lagercharakteristik zwischen rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagern und Wälzlagern werden in nachfolgender Tabelle 2-2 zusammengefasst.

In weiterer Folge wird die rotierende Schwimmbuchsen-Lagerung des Referenzturboladers betrachtet. Der prinzipielle Aufbau ist durch zwei über Ölbohrungen gekoppelte hydrodynamische Schmierfilme, wobei sich der innere Schmierfilm zwischen Rotor und Schwimmbuchse und der äußere zwischen Schwimmbuchse und Lagergehäuse ausbildet, gekennzeichnet.

Tabelle 2-2 Lagercharakteristik rotierender Schwimmbuchsen-Lager und Wälzlagern [21]

Charakteristik	Rotierende Schwimmbuchsen-Lager	Wälzlager mit Squeeze-Film Dämpfer
Funktion	radiale Lagerung	radiale und axiale Lagerung
Belastungsrichtung	radial	radial und axial
Baugröße	kleiner Außendurchmesser	Außendurchmesser ca. 2 x größer
Reibung	- LET: <u>groß</u> $\rightarrow \mu = 10^{-2} \dots 10^{-1}$ - hohe Drehzahl.: klein $\rightarrow \mu = 10^{-3}$	- LET: <u>klein</u> $\rightarrow \mu = 10^{-3} \dots 10^{-2}$ - hohe Drehzahl: klein $\rightarrow \mu = 10^{-3}$
Dämpfung	hoch \rightarrow zwei Schmierfilme	gering \rightarrow zusätzl. Squeeze-Film Dämpfer notwendig
Geräusch	leise: Unwucht Konstant-Ton (innerer Oil-whirl)	laut: Unwucht, höhere Harmonische Seitenbänder \rightarrow Frequenzmodulation
Lebensdauer	unlimitiert	Limitiert durch Schwingfestigkeit (HCF)
Kosten	niedrig	(sehr) hoch

Aufgrund der hohen Drehzahlen bis zu 240.000min^{-1} ergibt sich ein großer Geschwindigkeitsgradient zwischen Rotor und Lagergehäuse, was zu hohen Scherkräften im Schmierfilm und damit verbunden zu erhöhter Reibung in den Lagerstellen führt. Durch den in Abbildung 2-4 gezeigten Aufbau lässt sich der Geschwindigkeitsgradient in den einzelnen Schmierfilmen durch die rotierende Schwimmbuchse verringern. Dadurch wird einerseits die Reibung reduziert, was sich bei geringen Drehzahlen positiv auf das Ansprechverhalten auswirkt, andererseits werden auftretende Schwingungen und Geräusche reduziert. Der innere Schmierfilm wird auf die Tragfähigkeit bezüglich der einwirkenden Kräfte ausgelegt. Um die Lagersteifigkeit den Anforderungen entsprechend groß auszuführen, wird das innere radiale Lagerspiel c_1 mit ca. $10\mu\text{m}$ ausgeführt. Im Gegensatz dazu wird der äußere Schmierfilm mit einem radialen Lagerspiel c_2 von ca. $35\mu\text{m}$ auf Dämpfung ausgelegt, um die auftretenden Schwingungen zu verringern bzw. zu unterdrücken [21].

**Abbildung 2-4** Prinzipieller Aufbau rotierende Schwimmbuchsen-Lagerung

Die Ölzuführung erfolgt wie bereits erwähnt über Bohrungen im Lagergehäuse, wobei im äußeren Schmierfilm an der Zuführungsstelle der Druck p_i wirkt. Über die am Umfang verteilten Ölbohrungen wird der innere Schmierfilm mit Öl versorgt. Der Druck p_i wird in axialer Richtung auf den Öldruck p_o abgebaut, welcher im Ölablauf der Rumpfgruppe herrscht. Der Öldurchfluss stellt sich aufgrund der Drücke p_i und p_o , der Rotor- und Buchsendrehzahl und der Ölzufusstemperatur ein. Die Drehzahl der Schwimmbuchsenlager stellt sich durch die in den Schmierfilmen wirkenden Schubspannungen ein [17].

2.2 Systemvergleich ausgewählter Turbolader

Der Systemvergleich der ausgewählten Turbolader erfolgt anhand einer Analyse der konstruktiven Ausführungen sowie der geometrischen Abmessungen. Die daraus resultierenden Erkenntnisse und Berechnungen werden in einer Benchmarktabelle zusammengefasst. Des Weiteren werden Materialschnitte und Materialschliffe der Referenzrumpfgruppe und dessen äußerlich betrachtet baugleichen Abbildes eines weiteren Herstellers angefertigt und gegenübergestellt.

In den nachfolgenden Analysen und Erörterungen werden die ausgewählten Turbolader als „BMx“ bezeichnet, wobei „BM“ Benchmark bedeutet und „x“ eine fortlaufende Nummer darstellt. Der Referenzturboader trägt hierbei den Namen BM1, das äußerlich betrachtete baugleiche Abbild wird mit BM5 betitelt.

2.2.1 Benchmarktabelle

Einen Teil des Systemvergleichs stellt die Erstellung einer Benchmarktabelle dar, in welcher die Abmessungen, die konstruktive Ausführung wie Schaufelanzahl, Lagerausführung, Abdichtung etc. der ausgewählten Turboladerrumpfgruppen festgehalten und gegenübergestellt werden. Zum Vergleich der geometrischen Parameter werden die in Tabelle 2-3 dargestellten dimensionslosen Kennzahlen nach Gleichung (2.1) und (2.2) berechnet. In Abbildung 2-5 wird zur Zuordnung der geometrischen Größen eine Skizze einer rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerstelle gezeigt.

$$\psi_{1[\%]} = \frac{D_i - D_s}{D_s} * 10^3 \qquad \psi_{2[\%]} = \frac{D_b - D_o}{D_o} * 10^3 \qquad (2.1)$$

$$\lambda_i = \frac{L_i}{D_i} \qquad \lambda_o = \frac{L_o}{D_o} \qquad (2.2)$$

Tabelle 2-3 Dimensionslose Vergleichskennzahlen

Parameter	Bezeichnung	Einheit
Durchmesserverhältnis	D_o/D_i	[-]
Längenverhältnis	L_o/L_i	[-]
Lagerspielverhältnis	c_2/c_1	[-]
Relatives Lagerspiel Außen; Innen	$\psi_2; \psi_1$	[%]
Relative Lagerbreite Außen; Innen	$\lambda_o; \lambda_i$	[%]

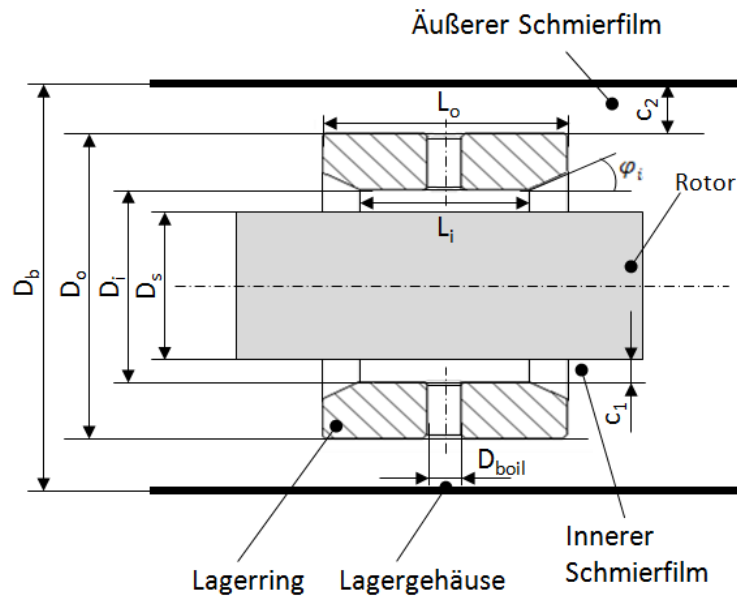


Abbildung 2-5 Skizze einer rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerstelle

Einen Auszug aus der Benchmarktabelle der geometrischen Abmessungen zeigt Tabelle 2-4, wobei die Wertebereiche der dimensionslosen Vergleichskennwerte des Benchmarkladers innerhalb dessen Fertigungstoleranzgrenzen und die der vermessenen Benchmarklader (BM2 – BM10) zusammengefasst und gegenübergestellt werden.

Tabelle 2-4 Auszug aus der Benchmarktabelle

Parameter	Wertebereich der Benchmarklader	Wertebereich BM1 (Toleranzgrenzen)
D_o/D_i	1,58...1,82	1,583...1,586
L_o/L_i	1,5...1,9	(1,5)
c_2/c_1	2,4...4,6	2,68...3,75
ψ_2	5,5...8‰	6,29...7,87‰
ψ_1	2,4...3,7‰	2,66...4,67‰
λ_o	0,6...0,7	(0,75)
λ_i	0,56...0,78	(0,79)

Das innere relative Lagerspiel der BM1 Rumpffgruppe liegt laut zulässiger Fertigungstoleranzgrenze zwischen 2,66 und 4,67‰. Der Wertebereich der weiteren vermessenen Benchmarklader liegt zwischen 2,4 und 3,7‰. Nachfolgende Simulation unter Kapitel 5 zeigen, dass aus großen inneren Lagerspielen hohe Schwingungsamplituden im inneren Schmierfilm resultieren, welche sich negativ auf das akustische Verhalten des Turboladers auswirken. Das relative innere Lagerspiel sollte demnach zur Erstausslegung Werte um 3‰ annehmen, was sich durch den ermittelten Wertebereich der vermessenen Benchmarklader bestätigt.

Das relative äußere Lagerspiel wird bezüglich der erforderlichen Dämpfung des Systems ausgelegt und nimmt Werte zwischen 5,5 und 8‰ an. Hierbei liegt der Wertebereich des Referenzturboladers BM1 aufgrund der gegebenen zulässigen Toleranzgrenzen zwischen 6,29 und 7,87‰, wobei dies innerhalb des Bereiches der vermessenen Rumpffgruppen liegt und

somit eine gute Übereinstimmung zeigt.

Die weiteren Vergleichskennzahlen zeigen Ähnlichkeiten in ihren Größenordnungen und stellen gute Anhaltswerte zur Radiallagerauslegung dar. Da das Radiallagersystem ausgeführt als Schwimmbuchsen-Lagerung ein stark nicht-lineares Systemverhalten aufweist, sind zur Auslegung anlehnd an die ermittelten Wertebereiche intensive simulatorische und experimentelle Untersuchungen nötig.

2.2.2 Materialschnitt Lagergehäuse

Mittels Materialschnitten wird der innere Aufbau des Lagergehäuses der Referenzrumpfgruppe BM1 mit dem der Rumpfgruppe BM5 verglichen. Da die beiden Rumpfgruppen die gleichen Anschlussmaße besitzen, sind diese gegeneinander austauschbar. Wie in Abbildung 2-6 festzustellen, lassen sich im Inneren markante Unterschiede beim Systemaufbau und der Gusskonstruktion des Lagergehäuses feststellen.

Die axiale Positionierung der Radiallagerbuchsen erfolgt bei der BM1-Rumpfgruppe über eine Abstandsbuchse und im Gegensatz dazu bei der BM5-Rumpfgruppe innenseitig über Sicherungsringe.

Die Ölversorgung der Lagerstellen sollte über die Ölbohrungen dementsprechend gestaltet werden, damit ein größerer Teil des Frischöles zur Kühlung und Schmierung des Axiallagers zur Verfügung steht, da es das höher belastete Bauteil darstellt [11]. Bei der BM5 Rumpfgruppe wird im Gegensatz zur BM1 Rumpfgruppe mittels eines größeren Bohrungsdurchmessers zur Versorgung des Axiallagers mit Frisch-Öl darauf geachtet.

Einen kritischen Bereich im Turbolader-Lagergehäuse stellt die turbinenseitige Kolbenringabdichtung aufgrund der hohen herrschenden Temperaturen dar, da aufgrund der konstruktiven Ausführung das ohnehin schon erhitzte axial austretende Öl aus der turbinenseitigen Lagerstelle direkt zur heißen Abdichtungsstelle gelangt und es zur Verkokung und daraus folgend zu erhöhter Reibung zwischen Gehäuse und Rotor kommen kann. Neben der Gefahr des Verkokens kommt es durch das turbinenseitige axial ablaufende Öl aufgrund der Undichtheit gegeben durch die Labyrinthdichtung zu einer ständigen Leckage und damit zu erhöhtem Ölaustritt. Die turbinenseitige Lagerstelle sollte demnach so gestaltet werden, dass der axiale Ölabbfluss Richtung Turbine minimiert wird. Bei der Betrachtung der Rumpfgruppenschnitte wird ersichtlich, dass die turbinenseitige Lagerstelle der BM1-Rumpfgruppe unnötigerweise breit ausgeführt ist. Dies stellt einen erhöhten Durchflusswiderstand nach innen dar und das Öl neigt dazu Richtung Turbine abzufließen. Bei der BM5-Rumpfgruppe wirken sich die Sicherungsringe an der Innenseite ebenfalls negativ auf den Ölfluss aus, da diese gleichermaßen einen Durchflusswiderstand darstellen. Eine Kombination dieser beiden Varianten stellt somit bezüglich des Ölabbflusses eine gute Lösung dar, wobei die Position der Radiallager durch eine Abstandsbuchse dargestellt wird und die turbinenseitige Lagerstelle dementsprechend schmal ausgeführt wird.

Durch den Materialschnitt wird ein Qualitätsproblem aufgezeigt, da sich im schmalen Raum zwischen den Lagerstellen Rückstände des Gusskerns befinden. Ein Lösen von Kernrückständen während des Betriebes führt zu einem hohen Verschleiß der Radiallagerung sowie zu einem möglichen Ausfall der Rumpfgruppe.

Bei der Betrachtung des Wasserkühlkanals ist zu erwähnen, dass eckige Konturen bei der Gusskonstruktion prinzipiell zu vermeiden sind, da diese Bereiche kritisch gegenüber Rissen zu betrachten sind. Um die Temperaturbelastung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle zu verringern, wird der Wasserkühlkanal so konstruiert, dass der Wärmeeintrag so gering wie

möglich ausfällt. Dabei wird der Wärmeübertragungsweg so groß wie möglich gestaltet, damit ein Großteil der Wärmeenergie vom Kühlwasser aufgenommen wird. Die BM5-Rumpffgruppe zeigt eine akzeptable Konstruktion des Wasserkernes, da dieser eine große Wärmeübergangsoberfläche ins Wasser repräsentiert und der Wärmeübertragungsweg maximiert wird. Die Wasserkernkonstruktion der BM1-Rumpffgruppe weist jedoch noch Optimierungspotential auf, da der Wasserkern zu hoch positioniert ist und die eingetragene Wärmeenergie somit direkt in die Radiallagerstelle fließt.

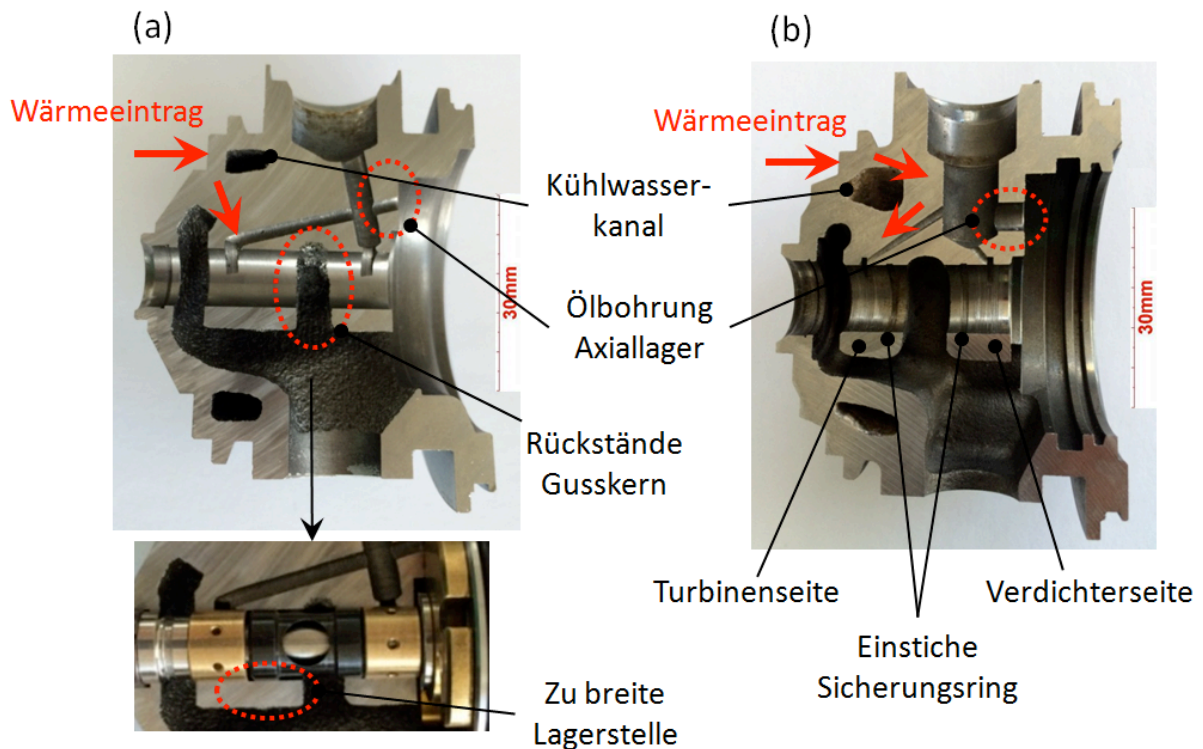


Abbildung 2-6 Materialschlitze der Lagergehäuse
(a) Referenzlader BM1; (b) BM5

2.2.3 Materialschliff Wellen- / Turbinenverbindung

Zur Untersuchung welche Verbindungstechniken zwischen Turbine und Welle zum Einsatz kommen, werden Materialschlitze angefertigt. Hierbei werden die Schweißverbindungen des Referenzladers BM1, die des äußerliche betrachteten baugleichen Abbilds BM5 und die der Rumpffgruppe BM2 in Abbildung 2-7 gegenübergestellt.

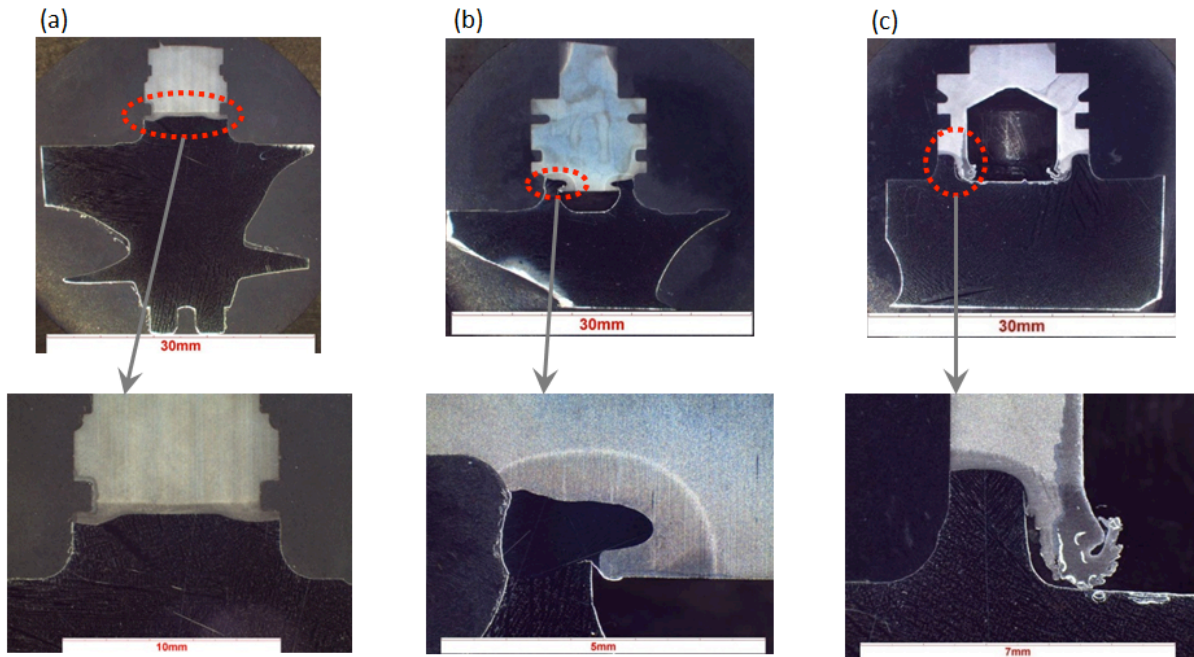


Abbildung 2-7 Materialschliffe der Turbinen-/Wellen-Verbindungsstelle
(a) BM1; (b) BM5; (c) BM2

Bei der in Abbildung 2-7 (a) und (c) Verbindungstechnologie handelt es sich um eine Reibschweißverbindung. Die Verbindung des BM5 Laders in (b) wurde mittels dem Elektronen- oder Laserstrahlschweißverfahren hergestellt. Eine Zusammenfassung der prinzipiellen Vor- und Nachteile der genannten Schweißverbindungstechnologien zeigt Tabelle 2-5.

Tabelle 2-5 Vor-/ und Nachteile Schweißverbindungstechnologien [14]

Reibschweißen	Elektronen-/ Laserstrahlschweißen
<p>Vorteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Verzugsarmut durch symmetrische Einspannung - Hohe Festigkeit - Keine Zusatz- oder Hilfsstoffe nötig - Kein Anfallen von Schlacken oder Gasen die sich einlagern können <p>Nachteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Wulstbildung (Nachbearbeitung) 	<p>Vorteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Schweißen unterschiedlichster Materialien möglich - Geringer thermischer Verzug - Keine Nachbearbeitung nötig <p>Nachteile:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Kosten

Ein großer Nachteil der Reibschweißverbindung stellt die entstehende Wulst dar. Um die Unwucht, welche durch diese entsteht, zu reduzieren, muss die Schweißnaht in diesem Bereich durch Überschleifen oder Überdrehen nachbearbeitet werden.

Ein markanter Unterschied zwischen BM1 und BM5 bzw. BM2 ist die Freistellung im inneren der Welle im Bereich der Fügestelle. Durch die konstruktive Reduzierung der Übergangsfläche zwischen Turbine und Welle wird der Wärmeeintrag in die Welle verringert, was einen großen Vorteil bezüglich der Lagerbelastung mit sich bringt. Zusätzlich wird durch die Freistellung das Gewicht bzw. das Trägheitsmoment der Welle herabgesetzt, wodurch sich einerseits das Beschleunigungsverhalten verbessert und andererseits sich der Schwerpunkt Richtung Verdichter so verschiebt, dass beide Lager gleichmäßiger belastet werden. Die Kombination Reibschweißen und Freistellung der Welle bringt den Nachteil mit sich, dass die Wulst, welche durch den Reibschweißprozess entsteht, in der Freistellung nicht nachbearbeitet werden kann und daraus eine erhöhte Unwucht der Komponente resultiert.

Neben den Materialschliffen der Wellen- und Turbinenverbindung werden zur Analyse bezüglich der Wärmebehandlung der rotorseitigen Lagerstellen Längsschliffe der Wellen des Referenzturboladers BM1 und des Turboladers BM5 angefertigt und in Abbildung 2-8 dargestellt. Im Gegensatz zur Welle des Referenzturboladers BM1 wird die Welle des Turboladers BM5 im Bereich der Radiallager induktivgehärtet, wodurch die Verschleißfestigkeit des Läufers erhöht wird.

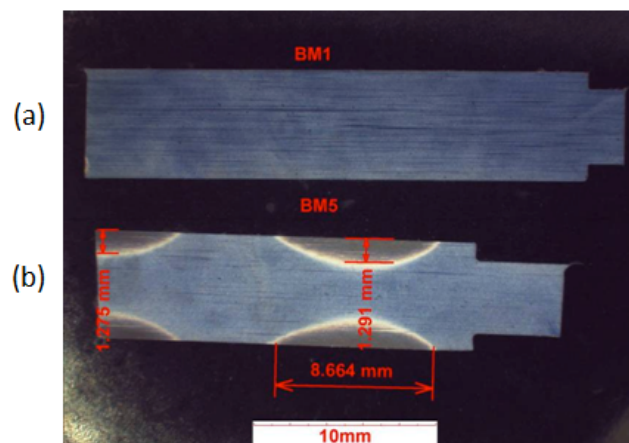


Abbildung 2-8 Materialschliffe der Wellen
(a) BM1; (b) BM5

Die Analyse der mechanischen Eigenschaften der betrachteten Wellenmaterialien ergibt eine Kernfestigkeit von 1344MPa bei der nicht gehärteten BM1-Welle und 1145MPa bei der gehärteten BM5-Welle. Aus der Härteprüfung der wärmebehandelten Lagerstellen der BM5-Welle resultiert ein Härtewert nach Vickers von 676HV10.

3 Theoretische Grundlagen der Schwimmbuchsen-Gleitlager

In Turboladern im Automotive-Bereich kommt zum größten Teil die Technologie der Schwimmbuchsen-Gleitlager zum Einsatz. Prinzipiell gibt es zwei unterschiedliche Ausführungsformen, jene mit rotierenden Lagerbuchsen und jene mit stehender Buchse. Die Gemeinsamkeit beider Varianten ist die konstruktive Ausführung eines inneren und eines äußeren Schmierfilmes. Die in dieser Arbeit untersuchte Lagerung besitzt rotierende Schwimmbuchsen. Die technischen Vorteile der konstruktiven Ausführung eines inneren und eines äußeren Schmierfilmes mit rotierender Schwimmbuchse sind die Verringerung der Reibleistung, die Verbesserung des transienten Beschleunigungsverhaltens und die Dämpfung auftretender Schwingungen. Bei der Schwimmbuchsen-Lagerung handelt es sich um ein System, welches eine starke Nichtlinearität aufweist. Durch das geringe Gewicht des Läufers wird das Lagersystem statisch gering vorbelastet, wodurch neben den drehzahlsynchronen Schwingungen zusätzlich subharmonische Schwingungen (Oil-Whirl) auftreten [6]. Das nachfolgende Kapitel beschäftigt sich mit den theoretischen Berechnungsgrundlagen und dem prinzipiellen Schwingungsverhalten der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung.

3.1 Reynolds Differentialgleichung

Zur Berechnung der Druckverteilung innerhalb eines endlich breiten Gleitlagers kommt die Reynoldssche-Differentialgleichung (3.1) zur Anwendung. Das Funktionsprinzip des radialen Gleitlagers wird in Abbildung 3-1 gezeigt. Es entsteht eine keilförmige Druckverteilung im Schmierfilm (siehe Abbildung 3-2) zwischen Welle und der Lagerbuchse bzw. zwischen Lagerbuchse und Lagergehäuse. Die nachfolgende Erörterung beschränkt sich auf den Schmierfilm zwischen Welle und Lagerbuchse, wobei \vec{U}_j die Wellengeschwindigkeit und \vec{U}_b die Geschwindigkeit des Lagerringes darstellt. Der Druck im Schmierfilm steigt aufgrund des zusammenlaufenden Keiles zwischen Welle und Lagerring zunehmend an bis er sein Maximum kurz vor $\theta = \pi$ erreicht. Bei $h = h_{\min}$ bzw. $\theta = \pi$ wird die höchste lokale Geschwindigkeit im Schmierfilm erreicht. Dadurch sinkt der Druck kurz nach $\theta = \pi$ auf sein Minimum ab [21]. Aufgrund des plötzlichen Druckabfalles kann es zu Kavitation im Öl kommen, wodurch die Schädigung der Komponenten begünstigt wird. Die maximale Schmierfilmdicke wird bei $\theta = 0; 2\pi$ erreicht wo der Zuführöldruck p_1 herrscht.

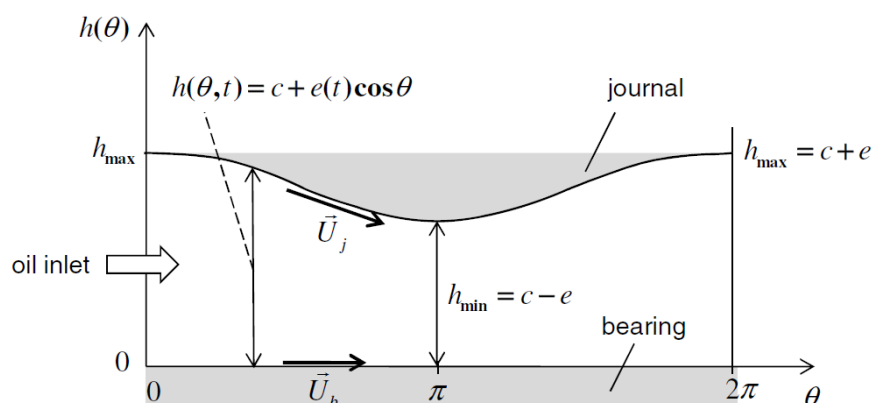


Abbildung 3-1 Eben abgewinkeltes Radiallager [21]

Bei der Reynoldsschen-Differentialgleichung (siehe Gleichung (3.1)) handelt es sich um eine Kombination aus einer vereinfachten Form der Navier-Stokes-Gleichung und der Kontinuitätsgleichung. Sie beschreibt den Druck p als Funktion der Ortskoordinate x und z bei gegebener Schmierfilmdicke h [9].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left[(U_j + U_b) \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (3.1)$$

Zur Berechnung zylindrischer Gleitlager wird die Reynoldssche Differentialgleichung mit der relativen Exzentrizität ε , dem Winkel θ und geometrischen Zusammenhängen in Zylinderkoordinaten umgeformt (siehe Abbildung 3-2 und Abbildung 3-3).

Die relative Exzentrizität ε berechnet sich nach Gleichung (3.2), wobei e die relative Verschiebung der Welle zur Buchse und c das Lagerspiel darstellt.

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (3.2)$$

Abbildung 3-2 zeigt den öldruckinduzierten Lagerkraftvektor \vec{F}_B welcher auf die Turboladerwelle im statischen Gleichgewicht im Winkel α entgegengesetzt zum externen Kräftevektor \vec{F}_J wirkt. Dieser setzt sich aus den Unwuchtkräften, den Dämpfungskräften der Labyrinthdichtungen und den aerodynamischen Kräften im Turbinen- und Verdichterrad zusammen.

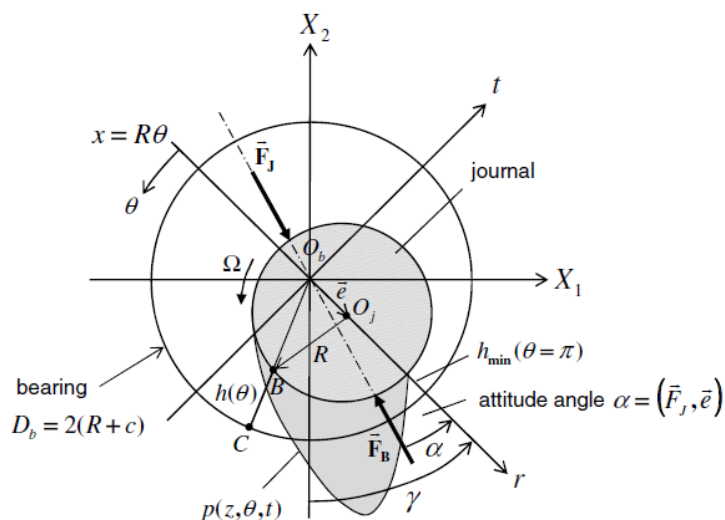


Abbildung 3-2 Lagerkraftvektor \vec{F}_B auf Welle [21]

Der geometrische Zusammenhang der Ortskoordinate x und dem Winkel θ ergibt sich nach Gleichung (3.3).

$$x = R * \theta \quad (3.3)$$

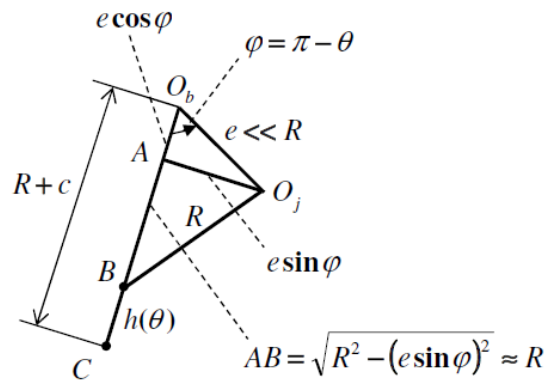


Abbildung 3-3 Geometrische Zusammenhänge der Öl-Film Dicke [21]

Die Schmierfilmdicke $h(\theta, t)$ lässt sich unter Berücksichtigung der geometrischen Zusammenhänge aus Abbildung 3-3 nach Gleichung (3.4) beschreiben.

$$h(\theta, t) = c + e(t) * \cos(\theta) \quad (3.4)$$

Die zeitliche Änderung der Schmierfilmdicke (siehe Gleichung (3.5)) ergibt sich durch Ableitung der Gleichung (3.4).

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{e} * \cos(\theta) = c * \dot{\varepsilon} * \cos(\theta) \quad (3.5)$$

Unter Berücksichtigung der eingeführten Größen und geometrischen Zusammenhängen ergibt sich die Reynoldssche-Differentialgleichung in Zylinderkoordinaten nach Gleichung (3.6).

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left((1 + \varepsilon * \cos(\theta))^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left((1 + \varepsilon * \cos(\theta))^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ & = -6\eta \left(\frac{R}{c} \right)^2 [(\Omega - 2\dot{\gamma}) * \varepsilon * \sin(\theta) - 2 * \dot{\varepsilon} * \cos(\theta)] \end{aligned} \quad (3.6)$$

Hierbei ist

R der Wellendurchmesser,
 Ω die Winkelgeschwindigkeit der Welle,
 $\dot{\gamma}$ die Whirl-Geschwindigkeit und
 $\dot{\varepsilon}$ die zeitliche Änderung der relativen Exzentrizität.

Die Druckentwicklung im inneren Schmierfilm in Umfangsrichtung θ und in Breitenrichtung z des Radiallagers wird durch die Differentialgleichung (3.6) beschrieben [18], wobei folgende Randbedingungen gelten:

- Einlassöldruck $p(\theta = 0, z) = p(\theta = 2\pi, z) = p_i$
- Auslassöldruck $p(\theta, z = -L/2) = p(\theta, z = +L/2) = p_o$

Unter der Annahme der Kurzlagertheorie $L/D \leq 1$ lässt sich die Reynoldssche-Differentialgleichung so weit vereinfachen, dass eine numerische Lösung in jedem Zeitschritt erfolgen kann [21]. Die Kurzlagertheorie besagt, dass der Druckgradient in Umfangsrichtung Θ viel kleiner als jener in Axialrichtung z ist, wodurch der erste Term der linken Seite der Reynoldsschen-Differentialgleichung (Gleichung (3.6)) vernachlässigt werden kann.

Unter Berücksichtigung der Spaltfunktion aus Gleichung (3.4) und der Annahme der Kurzlagertheorie, folgt nach der Vereinfachung und Lösen der Gleichung (3.6) die Druckverteilung im Schmierpalt nach Gleichung (3.7).

$$p(\Theta, z) = p_0 + \frac{3\eta}{c^2(1 + \varepsilon * \cos(\Theta))^3} \begin{pmatrix} (\Omega - 2\dot{\gamma}) * \varepsilon * \sin(\Theta) \\ -2 * \dot{\varepsilon} * \cos(\Theta) \end{pmatrix} \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right) \quad (3.7)$$

Durch Integration der Druckverteilung über die Wellenoberfläche lassen sich die Lagerkräfte F_r und F_t im rotierenden Koordinatensystem (r, t) berechnen.

Zur weiterfolgenden Berechnung der Newtonschen Bewegungsgleichung werden die Lagerkräfte im Inertialsystem (X_1, X_2) (siehe Abbildung 3-2) benötigt. Dazu lässt sich über den Whirl-Winkel der resultierende Lagerkraftvektor \vec{F}_B über Koordinatentransformation ins Inertial-Koordinatensystem überführen (siehe Gleichung (3.8)).

$$\begin{cases} F_{X_1} = +F_r * \sin(\gamma) + F_t * \cos(\gamma) \equiv f_1(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, \gamma, \dot{\gamma}, \Omega) \\ F_{X_2} = -F_r * \cos(\gamma) + F_t * \sin(\gamma) \equiv f_2(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, \gamma, \dot{\gamma}, \Omega) \end{cases} \quad (3.8)$$

3.2 Verlustleistung

Zur Berechnung der Reibleistung im inneren Schmierfilm, welche durch den Geschwindigkeitsgradienten im Schmierfilm entsteht, lässt sich folgende Gleichung (3.9) anschreiben [21].

$$P_f = F_f U_j = U_j \int_A \tau dA = \eta_i \frac{\partial U}{\partial h} A_s U_j \approx \eta_i \frac{U_j}{h} A_s U_j \quad (3.9)$$

Wobei

η_i die dynamische Viskosität,
 $\partial U / \partial h$ den Geschwindigkeitsgradienten,
 h die Schmierfilmdicke,
 A_s die Oberfläche im Gleitlager und
 U_j die Wellengeschwindigkeit ist.

Zur Reduktion der Reibung kommt die rotierende Schwimmbuchse zum Einsatz. Dadurch wird der Geschwindigkeitsgradient im Schmierfilm verringert. Die reduzierte Reibleistung P_f^* lässt sich nach Gleichung (3.10) berechnen.

$$P_f^* \approx \eta_i \frac{(U_j - U_R)}{h} A_s U_j \quad (3.10)$$

Wobei U_R die Ring- bzw. Schwimmbuchsen-geschwindigkeit darstellt. Es herrscht somit die Relativgeschwindigkeit U_j weniger U_R zwischen Welle und Lagerring, welche zur Reduktion der Reibung im Schmierfilm führt.

3.3 Buchsendrehzahl (RSR – Ring Speed Ratio) bei Schwimmbuchsen-Lagern

Wie in Kapitel 3.2 erwähnt, wird durch den verringerten Geschwindigkeitsgradienten die aufgrund der Scherspannungen auftretende Reibleistung im Schmierfilm reduziert. Dadurch wird das transiente Beschleunigungsverhalten des Turbolader-Läufers verbessert. Besonders im unteren Drehzahlbereich kommt dieser Effekt stark zum Tragen, da sich die Ring-Geschwindigkeit in diesem Bereich nur geringfügig verringert (siehe Abbildung 3-5). Eines der Hauptprobleme zur Analyse und Berechnung der Schwimmbuchsen-Lagerung ist die Ermittlung bzw. Berechnung der genannten Ring-Geschwindigkeit bzw. Buchsendrehzahl. Theoretisch können Werte bis zur halben Wellengeschwindigkeit erreicht werden, diese treten in der Praxis jedoch nicht auf [9].

Zur Kopplung der Reynoldsschen-Differentialgleichungen des inneren und äußeren Schmierfilmes wird die Buchsendrehzahl benötigt. Diese lässt sich im Gleichgewichtszustand des Systems über die Momenten-Bilanz nach Gleichung (3.11) berechnen. Dies sagt aus, dass die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\Theta}$ im Gleichgewichtsfall konstant ist und somit die Winkelbeschleunigung $\ddot{\Theta}$ des Lagerrings gleich Null ist.

Um diese Forderung zu erfüllen muss das äußere aufgrund der Scherspannungen angreifende Moment gleich groß wie das innere sein.

$$\sum M = M_i + M_o = I_p \ddot{\Theta} = 0 \quad (3.11)$$

I_p entspricht dem polaren Massenträgheitsmoment des Turbolader-Läufers.

Die Berechnung des Momentes erfolgt nach Gleichung (3.12) über die Scherspannung im Schmierfilm und durch Integration über die Lageroberfläche.

$$M = R \int_A \tau dA = R \int_A \eta \frac{\partial U}{\partial h} dA = \frac{2\pi\eta R^3 L \Omega}{c} \quad (3.12)$$

Abbildung 3-4 zeigt die Schnitte der rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerung, woraus sich die in den Gleichungen verwendeten Variablen zuordnen lassen. Die radialen Lagerspiele c_1 (inneres) und c_2 (äußeres) berechnen sich nach Gleichung (3.13) und (3.14).

$$c_1 = \frac{D_i - D_s}{2} \quad (3.13)$$

$$c_2 = \frac{D_b - D_o}{2} \quad (3.14)$$

Hierbei ist

D_s der Wellendurchmesser,

D_i der innere Lagerdurchmesser,

D_o der äußere Lagerdurchmesser und

D_b der Gehäuse-Bohrungsdurchmesser.

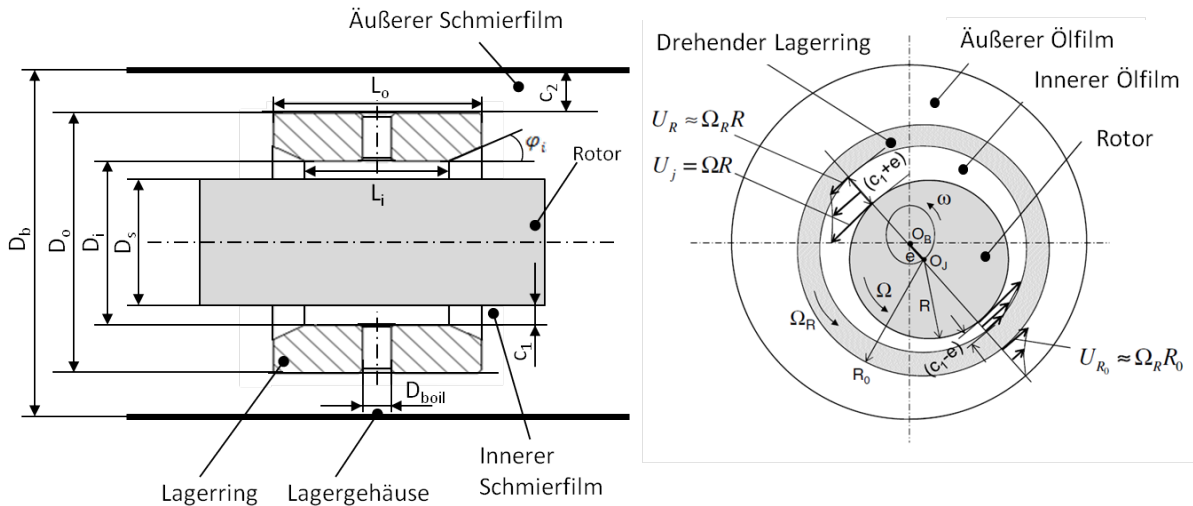


Abbildung 3-4 Schnitte der rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerung [21]

Der Turbolader-Läufer rotiert mit der Winkelgeschwindigkeit Ω , die Schwimmbuchse mit Ω_R . Die Umfangsgeschwindigkeit U_i im inneren Schmierfilm ergibt sich nach Gleichung (3.15) durch die Summe der Winkelgeschwindigkeit von Läufer und Ring und des Wellendurchmessers. Diese Berechnung setzt die Bedingung voraus, dass das innere radiale Lagerspiel c_1 viel kleiner als der Wellenradius R_s ist.

$$U_i = R_s \Omega + R_i \Omega_R \cong R_s (\Omega + \Omega_R) = R_i (\Omega + \Omega_R) \text{ wenn } c_1 \ll R_s \quad (3.15)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit U_o im äußeren Schmierfilm ergibt sich nach Gleichung (3.16).

$$U_o = R_o \Omega_R \quad (3.16)$$

Die angreifenden Reibmomente durch die Scherspannungen lassen sich durch Kombination der Gleichungen (3.12) und (3.15) nach Gleichung (3.17) für das Innere und durch Kombination von Gleichung (3.12) und (3.16) nach Gleichung (3.18) für das Äußere berechnen.

$$M_i = \frac{2\pi\eta_i R_i^3 L_i (\Omega - \Omega_R)}{c_1} \quad (3.17)$$

$$M_o = \frac{2\pi\eta_o R_o^3 L_o (\Omega_R)}{c_2} \quad (3.18)$$

Unter Annahme, dass Welle und Ring bei hohen Drehzahlen nahezu konzentrisch [4] spricht die Exzentrizitätsverhältnisse sehr klein bzw. Null sind, lässt sich durch Einsetzen der zuvor berechneten inneren und äußeren Momente (Gleichung (3.17) und (3.18)) in die Momentenbilanz (Gleichung (3.11)) das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis (RSR – Ring speed ratio) im Gleichgewichtsfall nach Gleichung (3.19) ermitteln.

$$RSR_{\text{steady}} \equiv \frac{\Omega_R}{\Omega} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\eta_o(T_o)}{\eta_i(T_i)}\right) \left(\frac{L_o}{L_i}\right) \left(\frac{c_1}{c_2}\right) \left(\frac{R_o}{R_i}\right)^3} \quad (3.19)$$

Hierbei ist,

η_i, η_o die dynamische Viskosität des inneren und äußeren Schmierfilmes,
 L_i, L_o die innere und äußere Breite der Schwimmbuchse,
 c_1, c_2 das innere und äußere radiale Lagerspiel und
 R_i, R_o der innere und äußere Buchsenradius.

Aus Gleichung (3.19) lässt sich die Ringgeschwindigkeit Ω_R berechnen, wodurch sich die Reynoldsschen-Differentialgleichungen für den inneren und äußeren Schmierfilm koppeln und lösen lassen [4].

Den mittels dem Programm DyRoBeS© BePerf berechneten Verlauf des Ring-Geschwindigkeitsverhältnisses über der Drehzahl für unterschiedliche Öltemperaturen zeigt Abbildung 3-5. Da das innere radiale Lagerspiel ca. drei bis vier Mal kleiner als das äußere ist (siehe Kapitel 2.1.2), erhöht sich die lokale Öltemperatur aufgrund der Reibung im inneren Schmierfilm schneller und zu höheren Werten als die im Äußeren. Je höher die Drehzahl, desto stärker wirkt sich dieser Effekt aus.

Da die dynamische Viskosität umgekehrt proportional von der Temperatur abhängig ist, und durch die erwähnte Temperaturerhöhung die innere Viskosität geringere Werte als die Äußere ($\eta_o(T_o) > \eta_i(T_i)$) annimmt, sinkt das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis mit steigender Drehzahl. Die lokale Öltemperatur in den Schmierfilmen hängt rein von der auftretenden Reibung aufgrund der Scherspannungen ab. Der Wärmeeintrag in das Öl über das Gehäuse durch das heiße Abgas wird in dieser Berechnung nicht berücksichtigt.

Das nicht-lineare Verhalten der Ölviskosität über der Temperatur spiegelt sich im nicht-linearen Verhalten der RSR-Verläufe wider. Bei hohen Öleintrittstemperaturen ändert sich die dynamische Ölviskosität im inneren und äußeren Schmierfilm nicht mehr so stark, womit sich das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis bei Drehzahlerhöhung nicht stark verändert. Während bei einer Öltemperatur von 30°C das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis von knapp 0,4 auf 0,05 absinkt, ändert es sich bei 150°C von 0,4 auf 0,32. Bei geringen Öltemperaturen erhöht sich die Lagerreibung aufgrund der größeren Scherspannungen, dadurch erhöht sich speziell im inneren Schmierfilm die lokale Öltemperatur und das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis sinkt mit steigender Drehzahl.

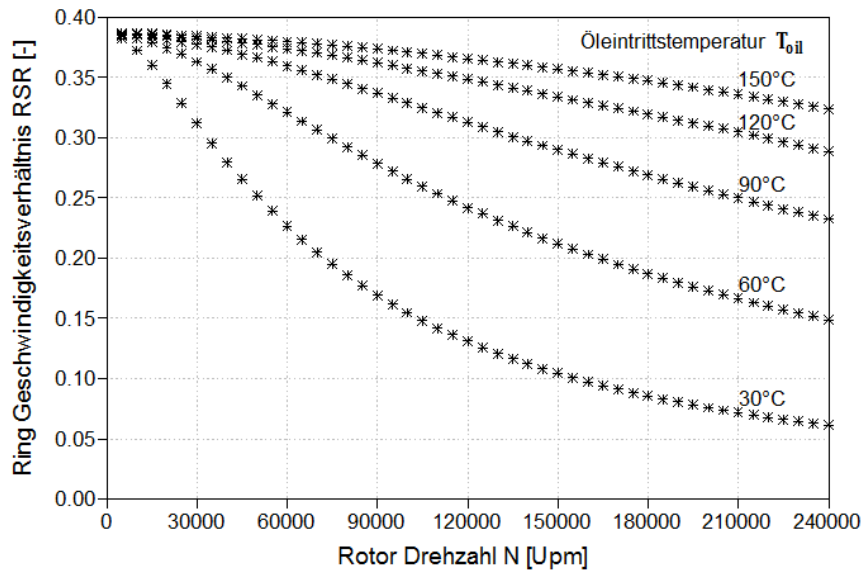


Abbildung 3-5 Berechnetes Ringgeschwindigkeitsverhältnis RSR über Rotordrehzahl

3.4 Schwingungsverhalten

Das Schwingungsverhalten des Rotorsystems von Turboladern mit Schwimmbuchsen-Gleitlagern ist durch starke Nichtlinearitäten geprägt. Neben drehzahlsynchronen Schwingungen, verursacht durch die Unwucht des Läufers, treten subsynchrone Schwingungen auf. Diese werden Öl-Whirl und Öl-Whip genannt und treten aufgrund der Druckschwankungen in den Schmierfilmen und der geringen statischen Vorlast (geringes Läufergewicht) auf [6], [17]. Zur grafischen Abbildung der auftretenden Rotorschwingungen kommen Wasserfalldiagramme zum Einsatz. Hierbei wird die Schwingfrequenz über der Drehzahl mit der Schwingungsamplitude als Parameter aufgetragen. Abbildung 3-6 zeigt ein typisches Wasserfalldiagramm aus der Literatur eines Turbolader-Läufers mit rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagern.

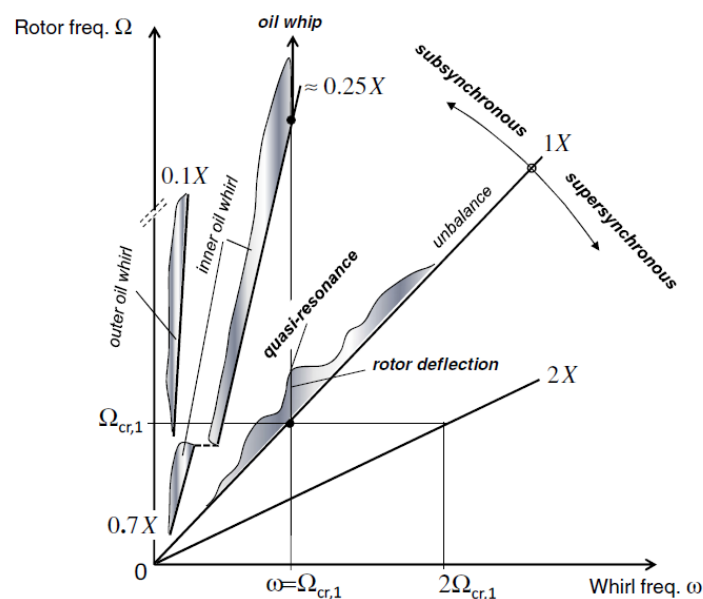


Abbildung 3-6 Typisches Wasserfalldiagramm eines Turbolader-Läufers [21]

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 3-7 ein Wasserfalldiagramm aus einer Berechnung aus der nachfolgenden Simulation des modellierten Referenzturboladers. Hierbei lassen sich Gemeinsamkeiten zwischen den in der Literatur veröffentlichten und den simulierten Ergebnissen finden.

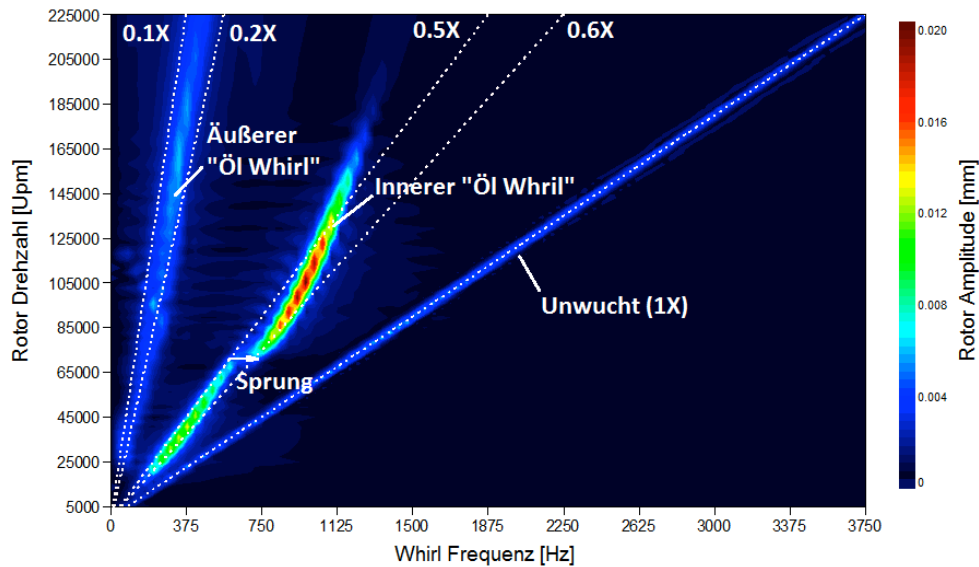


Abbildung 3-7 Wasserfalldiagramm aus der nachfolgenden Simulation des modellierten Referenzturboladers

Zur Vereinfachung der Spektrum Analyse wird das Wasserfalldiagramm in ein modifiziertes Wasserfalldiagramm umgerechnet. Dabei wird auf der Ordinate die Frequenzordnung w/Ω der Whirl-Schwingungen, auf der Abszisse die Rotordrehzahl und als Parameter die Schwingungsamplitude aufgetragen. Abbildung 3-8 zeigt eine Skizze eines modifizierten Wasserfalldiagramms eines Turboladers mit rotierenden Schwimmbuchsen aus der Literatur. Um wiederum einen Vergleich anstellen zu können, wird in Abbildung 3-9 ein modifiziertes Wasserfalldiagramm einer Hochlaufsimulation des Referenzturboladermodells gezeigt.

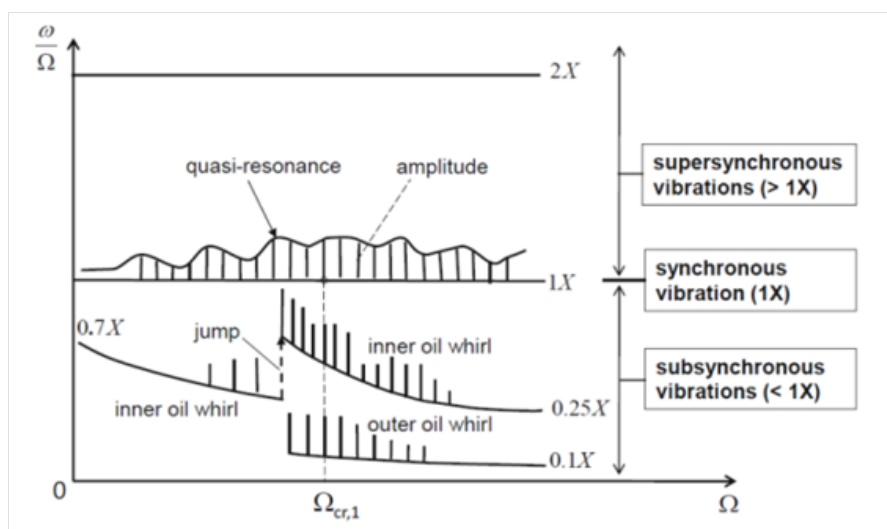


Abbildung 3-8 Skizze eines modifizierten Wasserfalldiagramms aus der Literatur [21]

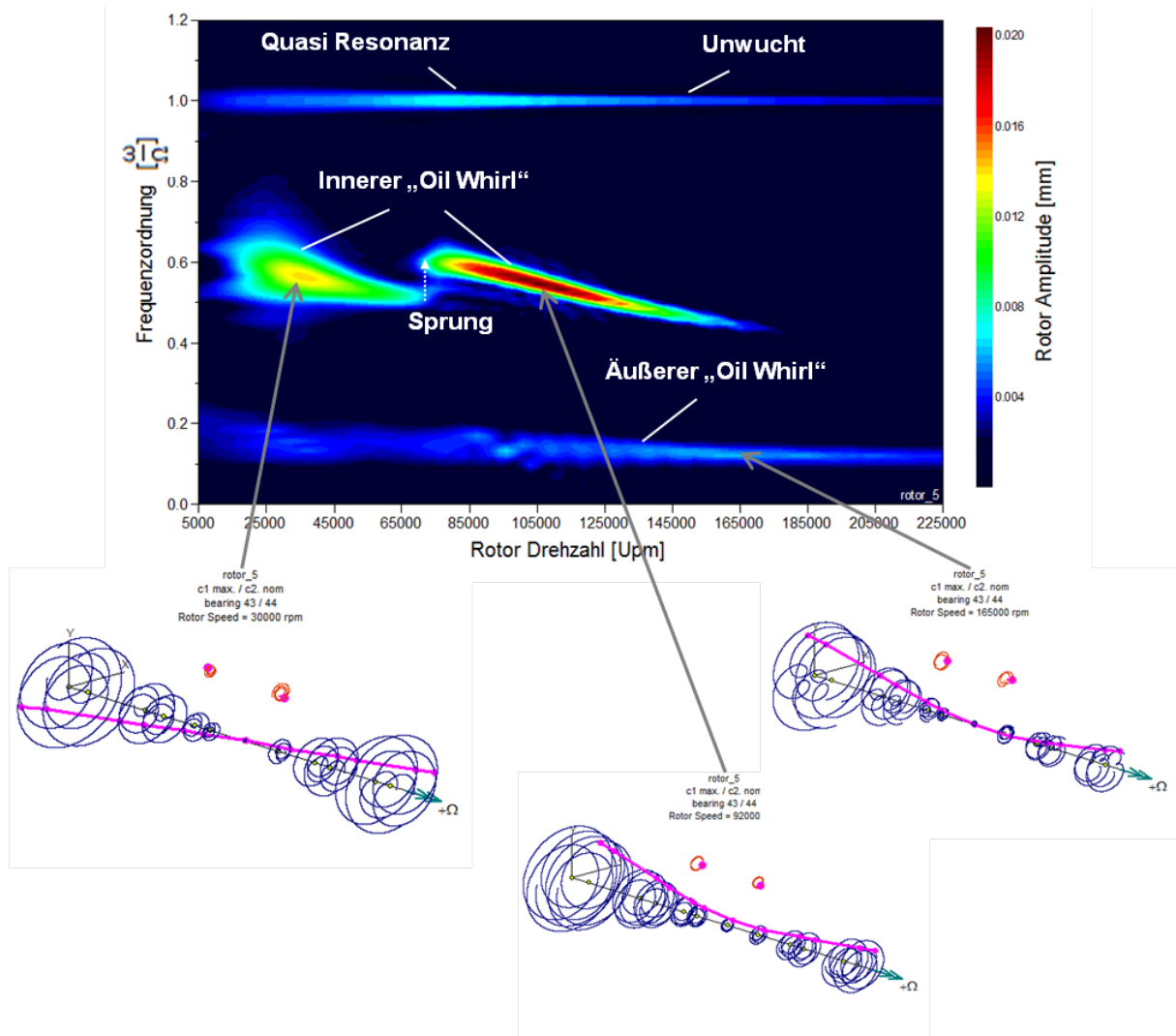


Abbildung 3-9 Modifiziertes Wasserfalldiagramm und Rotorbewegung aus der Simulation

Der in Abbildung 3-9 dargestellte Turbolader-Hochlauf zeigt, dass ab einer Rotor-Drehzahl von 15.000 min^{-1} zunächst der innere Schmierfilm seine Stabilität verliert. Dadurch entstehen subsynchrone Schwingungen im inneren Schmierfilm (Innerer „Oil Whirl“), wobei die Frequenzordnung von 0,6 auf 0,5 bis zum Frequenzsprung, welcher charakteristisch für gering belastete Turboladerrotoren in rotierenden Schwimmbuchsenlagern ist, abfällt. Durch den genannten Sprung kommt es zu einer Änderung der Rotorbewegung wobei sich die Umlaufform des Rotors von einer Konischen in eine Zylindrische ändert. Je höher die Rotor Unwucht desto früher tritt dieser Sprung im Inneren Öl-Whirl auf [21]. Aufgrund des Frequenzsprungs der Frequenzordnung von 0,5 auf 0,6 erhöht sich das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis. Durch die weitere Erhöhung der Drehzahl sinkt, wie in Abbildung 3-5 gezeigt, das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis aufgrund der steigenden lokalen Öl-Temperatur im inneren Schmierfilm bis zu einer Frequenzordnung von 0,25 ab, bis die Schwingungen im inneren Schmierfilm vollständig abklingen. Durch die konstruktive Ausführung des äußeren Schmierfilmes werden die entstehenden Instabilitäten im inneren Schmierfilm soweit gedämpft, dass es bei einer auftretenden Resonanz nicht zur unendlichen Auslenkung und Zerstörung des Lagersystems kommt. Bei Erreichen der Systemeigenfrequenz kommt es zur sogenannten Quasi-Resonanz. Dabei stabilisiert sich der

Läufer nach einer Einschwingphase im limitierten Auslenkungsradius. In Abbildung 3-10 wird dies anhand der Wellenverlagerungsbahn in der turbinenseitigen Radiallagerstelle gezeigt, wobei hier die Rotorbewegung relativ zum Lagergehäuse betrachtet wird.

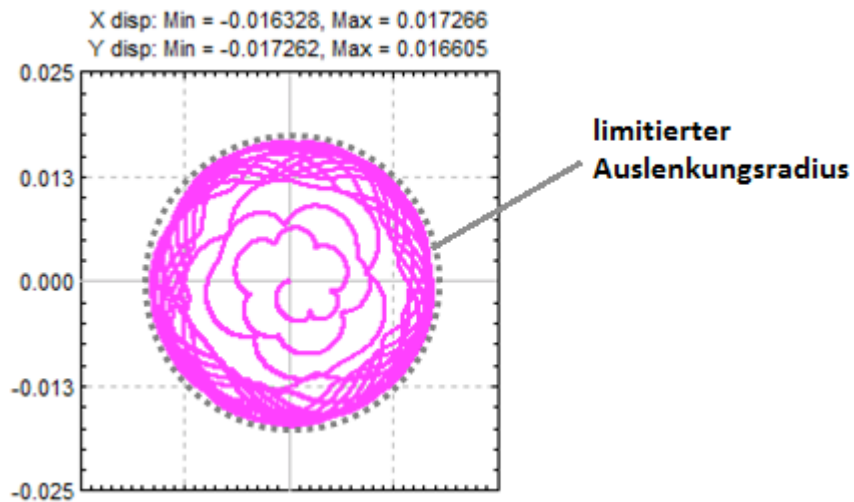


Abbildung 3-10 Berechnete Wellenverlagerungsbahn in der turbinenseitigen Lagerstelle mit limitiertem Auslenkungsradius

Bei weiterer Erhöhung der Drehzahl treten subsynchrone Schwingungen im äußeren Schmierfilm auf, wobei diese Instabilitäten vom inneren Schmierfilm abgedämpft werden. Die Frequenzordnung ändert sich mit steigender Drehzahl aufgrund der geringeren lokalen Temperaturerhöhung im äußeren Schmierfilm nur geringfügig und nimmt Werte zwischen der 0,2-fachen und 0,1-fachen Drehfrequenz an.

Durch die gegenseitige Dämpfung der Schmierfilme kommt es beim in Abbildung 3-9 gezeigten Schwingungsverhalten zu keiner absoluten Instabilität im betrachteten Drehzahlbereich. In der Literatur wird die absolute Instabilität durch das gleichzeitige Auftreten von hohen Schwingungsamplituden im inneren und äußeren Schmierfilm bezeichnet [17]. Beim Auftreten dieses Verhaltens kommt es zum Öl-Whip, wobei die Schwingungsamplituden nicht mehr vom limitierten Auslenkungsradius sondern nur mehr vom Lagerspiel begrenzt werden und es dadurch zur Berührung der Systemkomponenten kommt. Die absolute Instabilität lässt sich im Wasserfalldiagramm (siehe Abbildung 3-6) dadurch erkennen, dass die Whirl-/Whip-Frequenz trotz steigender Rotor-Drehzahl konstant bleibt[5].

Das in Abbildung 3-9 angeführte Beispiel dient zur prinzipiellen Erklärung des Schwingungsverhaltens. Es gibt in Abhängigkeit der Rotor-/ Lagerparameterkombination (Masse, Öldruck, Öltemperatur, Abmessungen, Unwucht...) eine Vielzahl an Schwingungsszenarien. Exemplarisch werden in Abbildung 3-11 einige dieser Szenarien dargestellt. Hierbei stellen Sub1 und Sub2 den inneren Öl-Whirl und Sub3 den äußeren Öl-Whirl dar.

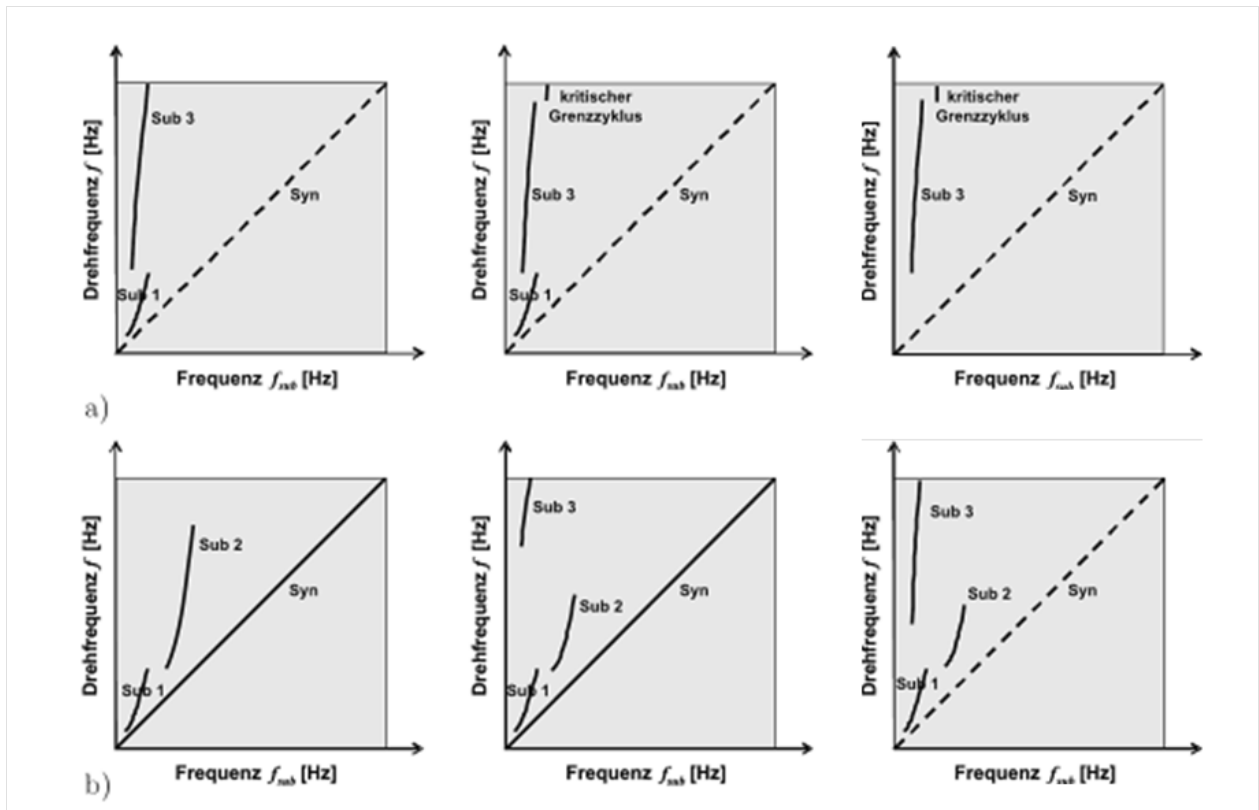


Abbildung 3-11 Typische beim Hochlauf auftretende Schwingungsszenarien [1]

Bei mittel bis hoch belasteten Turboladerrotoren lassen sich die in Abbildung 3-11 a) gezeigten Schwingungsszenarien wieder finden. Das Verhalten zeichnet sich dadurch aus, dass die erste Subsynchron direkt in die dritte subsynchrone Schwingung übergeht, wobei es zu keinem Frequenzsprung von erster auf zweite Subsynchron im inneren Schmierfilm kommt. Bei hohen Drehzahlen ändert sich der limitierte Auslenkungsradius der dritten Subsynchronen in einen kritischen Grenzyklus, welcher nicht mehr durch den inneren Schmierfilm abgedämpft wird und es zum Aufschwingen des Systems mit nicht tolerierbaren Schwingungsamplituden kommt [1]. Ein Betrieb des Turboladers in diesem Zyklus ist zu vermeiden, da es zu sehr hohem Verschleiß durch Misch- bzw. Festkörperreibung und in weiterer Folge zu einer Zerstörung des Rotor-/Lagersystems kommt.

In Abbildung 3-11 b) werden typische Schwingungsszenarien niedrig belasteter Rotoren gezeigt, wie sie auch in den nachfolgenden Simulationen der Referenzrumpfguppe wieder zu finden sind. Dabei tritt im inneren Schmierfilm jeweils der charakteristische Sprung der Whirl-Frequenz auf, wodurch sich die Umlaufform des Rotors von einer konischen in eine zylindrische ändert. Durch die Dämpfung des äußeren Schmierfilmes klingen die Schwingungen im inneren Schmierfilm wieder ab und es kann bei weiterer Drehzahlerhöhung zu subsynchronen Schwingungen (Sub3) im äußeren Ölfilm kommen, welche durch den inneren Schmierfilm gedämpft werden. Bei gering belasteten Rotoren liegt die nicht-lineare kritische Drehzahl meist über der Betriebsdrehzahl des Turboladers und es kommt nicht zum Übergang der dritten Subsynchronen in den kritischen Grenzyklus [1].

4 Auslegung von rotierenden Schwimmbuchsenlager

Das Hauptaugenmerk in der Auslegung der rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerung liegt in der Betrachtung des rotordynamischen Verhaltens. Das Ziel ist die Kenntnis der instabilen Bereiche und die Verringerung der auftretenden Schwingungen. Zur Auslegung der Hauptabmessungen des Laufzeugs kommen linearisierte Modalanalysen zum Einsatz. Die Feingeometrie der schwimmenden Lagerung wird anhand nicht linearer Hochlaufsimulationen des Gesamtsystems bestimmt [2]. Es wird in weiterer Folge auf die Kriterien und die Systematik, welche zur Auslegung rotierender Schwimmbuchsen-Gleitlager entwickelt werden, sowie auf die prinzipielle Berechnung der linearen und nicht-linearen Systembetrachtung eingegangen.

4.1 Funktionen und Anforderungen

Die an die Radiallagerung des Turboladers gestellten Anforderungen werden in Abbildung 4-1 dargestellt. Die Hauptfunktion der Radiallagerung ist die Führung des Turbolader-Läufers mit Verdichter- und Turbinenrad in einem entsprechenden Lagergehäuse. Dabei muss die Sicherstellung der rotordynamischen Stabilität gewährleistet sein. Demnach darf innerhalb der Fertigungstoleranzen und unterschiedlichen Betriebsbedingungen durch entsprechende Gestaltung des Lagersystems die maximal zulässige Rotorauslenkung aufgrund der auftretenden Instabilitäten nicht überschritten werden. Des Weiteren soll ein Betrieb mit geringer Geräuschentwicklung durch die auftretenden Schwingungen möglich sein, indem die Schwingungsamplituden in den kritischen hörbaren Frequenzbereichen gering gehalten werden. Die durch die Scherspannungen auftretende Reibung in den Lagerstellen soll durch die Schwimmbuchsen-Gleitlagerung minimiert werden, um die lokalen Öltemperaturen gering zu halten und ein Verkoken der Lagerstellen zu vermeiden. Durch eine geringere Reibung in den Lagerstellen wird zusätzlich das Ansprechverhalten des Turboladers speziell im unteren Drehzahlbereich verbessert. Einer der wichtigsten Punkte bei der Entwicklung von Radiallager für Turbolader sind die Produktionskosten, wobei diese durch die einfache Herstellbarkeit der Systemkomponenten der Schwimmbuchsenlagerung gering gehalten werden können. Die Produktionskosten hängen zum größten Teil von den geforderten Fertigungstoleranzen ab, wobei bei Turboladern dieser Größenordnung Fertigungstoleranzen von $6\mu\text{m}$ pro Systemkomponente gewählt werden [21]. Bei einem nominalen inneren radialen Lagerspiel bezogen auf den Radius von $11\mu\text{m}$ ergibt eine Durchmesser-Fertigungstoleranzbreite von $6\mu\text{m}$ pro Komponente ein minimales inneres Lagerspiel von $8\mu\text{m}$ und ein maximales inneres Lagerspiel von $14\mu\text{m}$. Durch das geringe innere Lagerspiel erhöht sich dieses innerhalb der Fertigungstoleranzbreite um 75%, was, wie in Kapitel 5.4.2 gezeigt, ein sehr unterschiedliches Schwingungsverhalten mit sich bringt. Um dieser Problematik entgegenzuwirken, werden in der Praxis die Lagerkomponenten klassiert. Sprich man paart die Komponenten so miteinander, dass sich das Toleranzfeld des betrachteten Lagerspieles auf die Hälfte verringert. Dadurch werden einerseits die Produktionskosten gesenkt und andererseits ein sicherer Betrieb gewährleistet, womit die gewünschte Haltbarkeit innerhalb der gestellten Anforderungen erreicht wird. Die Beschränkung der Rotorauslenkung hat neben den Produktionskosten eine hohe Priorität, da eine Misch- bzw. Festkörperreibung aufgrund der herrschenden Drehzahlen unbedingt zu vermeiden ist. Eine weitere Verringerung der Stückkosten bringt eine Vereinheitlichung der Radiallagerung für unterschiedliche Turbinen- und Verdichterkombinationen → Plattformstrategie.

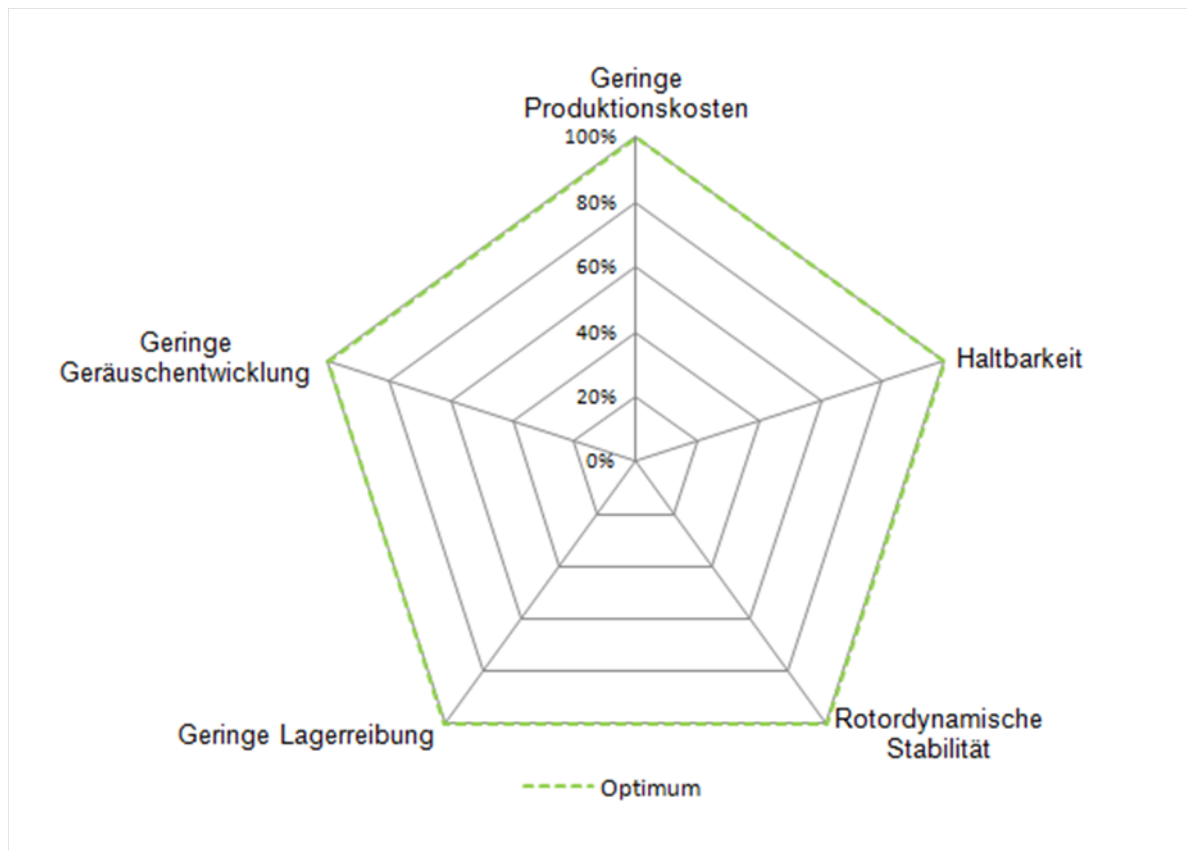


Abbildung 4-1 Anforderungen an die Turbolader-Radiallagerung

Die in Abbildung 4-1 gezeigten Funktionen und Anforderungen können durch die gegenseitige Beeinflussung und Gegensätze in der Realität nicht zu jeweils 100% erfüllt werden. Es muss eine individuelle Bewertung der Funktionen und Anforderungen für die benötigte Anwendung erfolgen.

4.2 Auslegungskriterien

Zur Auslegung der Radiallagerung von Turboladern im Automotive-Bereich finden nachfolgende Auslegungskriterien in der Praxis ihre Anwendungen. Die zur Ausarbeitung und Entwicklung der Kriterien benötigten Werte und Gleichungen wurden aus der Literatur sowie aus internen Berichten entnommen. Die folgenden Kriterien beziehen sich auf die Auslegung einer rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung:

- Die Grobauslegung der Hauptabmessungen des Lagersystems erfolgt anhand linearisierter Modalanalysen des Laufzeugs [2]. Dazu wird ein Simulationsmodell mit linearisierten Lagersteifigkeiten aufgebaut und auf dessen lineare Stabilität untersucht. Rotierende Schwimmbuchsen-Gleitlager weisen typischerweise drei zu untersuchende Eigenmoden auf. Die ersten zwei Moden sind Starrkörper-Moden, wobei der erste eine konische und der zweite eine zylindrische Umlaufform darstellt. Bei der 3ten Eigenform handelt es sich um einen kritisch zu betrachtenden Biegemode. Zur Analyse wird die Energieverteilung in den Lagerstellen untersucht (siehe Kapitel 5.3).
- Aufgrund der betriebsbedingten hohen Drehzahlen sind Misch- bzw. Festkörperreibung unbedingt zu vermeiden. Dies würde andernfalls zu sehr hohem

Verschleiß und Ausfall des Lagersystems führen. Durch die systembedingten Schwingungen der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung kommt es zur Rotorauslenkung. Zur Vermeidung von Berührungen zwischen den Lagerkomponenten muss die Auslenkung theoretisch immer kleiner als die Summe aus innerem und äußerem Lagerspiel sein. Da bei der Auslegung in der Simulation Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden, wird ein Sicherheitsfaktor berücksichtigt, wobei unter einer Rotor Drehzahl von 100.000min^{-1} die Schwingungsamplitude maximal 45% und über 150.000min^{-1} maximal 30% des Gesamtlagerspiels betragen darf [15].

- Da sich die rotierende Gleitlagerbuchse innerhalb des inneren und äußeren Lagerspieles radial frei bewegen kann, muss ein weiteres Kriterium zur Vermeidung von Festkörperkontakt erfüllt werden. Die minimale Schmierfilmdicke des inneren bzw. des äußeren Schmierfilmes darf demnach nicht geringer als die jeweilige limitierte Schmierfilmdicke sein. Diese lässt sich nach der empirischen Gleichung (4.1) aus DIN 31653 [7] berechnen.

$$h_{\min} \geq h_{\text{lim}} = 1,25 * \sqrt{\frac{D_m R_z}{3 * 10^3}} \quad (4.1)$$

Hierbei ist

h_{\min} die minimal auftretende Schmierfilmdicke,

h_{lim} die limitierte Schmierfilmdicke

D_m der mittlere Lagerdurchmesser in Meter und

R_z die kombinierte mittlere Oberflächenrauigkeit in Meter.

Die mittlere Oberflächenrauigkeit berechnet sich nach Gleichung (4.2) über die Oberflächenrauigkeiten der Lagerpartner.

$$R_z = \sqrt{R_{z\text{Welle/Buchse}}^2 + R_{z\text{Buchse/Gehäuse}}^2} \quad (4.2)$$

Solange also der limitierte Auslenkungsradius kleiner als die Summe der beiden Lagerspiele ist und die beiden minimal auftretenden Schmierfilmdicken größer als die limitierten Schmierfilmdicken sind, kommt es zu keiner Festkörperreibung.

- Des Weiteren sind bei Turboladern im Automotive-Bereich solche Instabilitäten von großer Bedeutung, welche sich auf das akustische Verhalten auswirken [17]. Die auftretenden subsynchronen sowie synchronen Schwingungen bei Turboladern liegen innerhalb des Hörbereiches (40Hz – 20kHz) des menschlichen Gehörs. Da die Schallintensität quadratisch proportional zur Whirl-Frequenz ist ($I \sim \omega^2$), werden die inneren höherfrequenten Schwingungen vom menschlichen Gehör lauter wahrgenommen als die Äußeren. Die selbsterregten Schwingungen im inneren Schmierfilm treten in einem schmalen Frequenzband zwischen 600 und 1000Hz auf. Aufgrund des breiten Drehfrequenzbereiches von 0 bis 4000Hz im Verhältnis zum schmalen Frequenzbereich der erwähnten Schwingungen werden diese als Quasi-Konstant bezeichnet [20]. Der dadurch entstehende Konstant-Ton wird als störend empfunden und muss bei der Auslegung der Lagerung berücksichtigt werden, indem Schwingungen im inneren Schmierfilm gering zu halten bzw. zu vermeiden sind.

4.3 Auslegungssystematik

Zur Auslegung der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung wird mit den in Kapitel 4.2 angeführten Auslegungskriterien die in Abbildung 4-2 dargestellte Auslegungssystematik entwickelt. Die Simulation des Turbolader-Laufzeuges erfolgt mit dem Programmpaket DyRoBeS©, wobei die Lagerparameterberechnung mit dem Programmteil DyRoBeS© BePerf und die Modalanalysen und rotordynamischen Berechnungen mit dem Programmteil DyRoBeS© Rotor erfolgt. Mit den in Abbildung 4-2 angeführten Eingangsgrößen wie geometrische Abmessungen, Ölparameter, statische Lagerbelastung etc. wird ein Simulationsmodell der Radiallagerung des Referenzturboladers in BePerf aufgebaut. Die daraus berechneten Parameter dienen als Eingangsdaten für die lineare und nicht-lineare Rotormodellierung und Berechnung. Des Weiteren lassen sich durch den implementierten Post-Prozessor von DyRoBeS© BePerf die Druckprofile, Verlustleistungen, Temperaturerhöhung, Ring-Geschwindigkeitsverhältnis etc. im statischen Gleichgewicht darstellen.

Die Auslegung der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung erfolgt in erster Linie anhand linearisierter Modalanalysen zur Berechnung der Hauptabmessungen. Darunter versteht man die grobe Laufzeuggeometrie wie den Lagerabstand, Wellendurchmesser, Verdichter- und Turbinenabstand sowie die axiale Position der Kolbenringe. Als Eingangsparameter dienen die aus der Lagerberechnung ermittelten linearisierten Steifigkeits- und Dämpfungsparameter. Die Ergebnisse aus der linearen Berechnung sind die Eigenformen und die Energieverteilung des modellierten Wellen-/Lagersystems. Daraus lässt sich die erste biegekritische Drehzahl und die Energieaufnahme der Lagerung bestimmen und analysieren.

Zur detaillierten Auslegung der Feingeometrie kommen nicht-lineare Hochlaufsimulationen zum Einsatz. Dazu wird das Laufzeug als Mehrkörper-Modell abgebildet, mittels Finiterelemente-Methode unter Berücksichtigung der starken Nicht-Linearität der Schwimmbuchsen-Lagerung berechnet und analysiert. Die Eingangsdaten aus dem Lagermodell sind das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis und die Ölviskosität, welche abhängig von der Temperatur und der Drehzahl sind. Diese beiden Parameter stellen das Koppelglied zwischen innerem und äußerem Schmierfilm dar. Um die Rotorschwingungen und die auftretenden Instabilitäten über den gesamten Drehzahlbereich abzubilden und zu analysieren, werden Hochläufe vom Stillstand bis zur Grenzdrehzahl durchgeführt. Mittels dem Post-Prozessor werden die Wellenbewegung im Wasserfalldiagramm und die Wellenverlagerungsbahn im X-/Y-Orbit dargestellt. Zur einfacheren Analyse werden die ermittelten Wasserfalldiagramme modifiziert, wobei statt der Whirl-Frequenz die Frequenzordnung der auftretenden Schwingungen über der Drehzahl aufgetragen werden. Zur Ermittlung der maximalen relativen Gesamttorauslenkung über der Drehzahl werden im Programm Uni-Plot die Daten zusammengefasst, gefiltert und dargestellt.

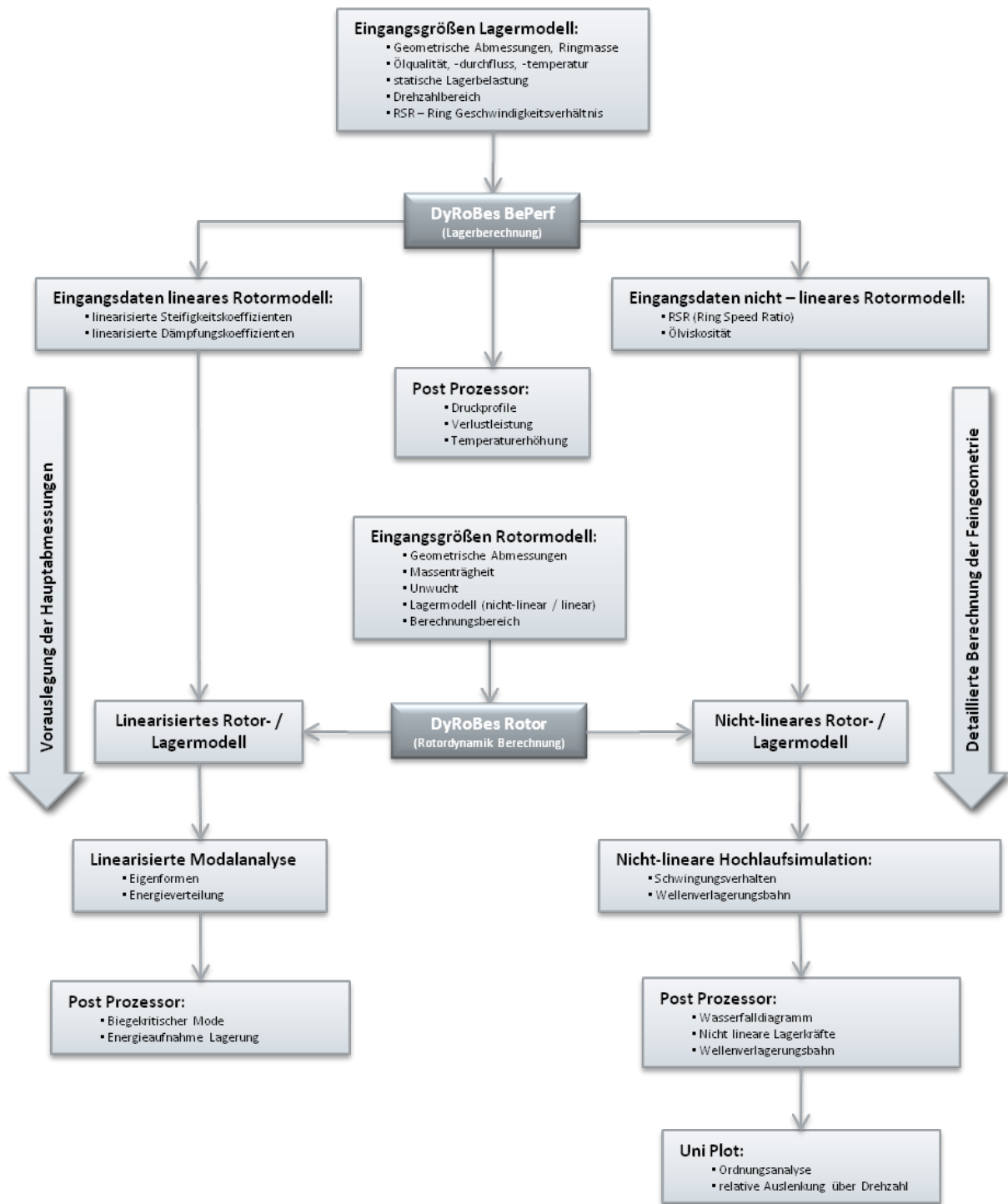


Abbildung 4-2 Auslegungssystematik für rotierende Schwimmbuchsen-Gleitlager

4.4 Lineare Berechnung

Die lineare rotordynamische Analyse dient der Vorauslegung der Hauptabmessungen des Turbolader-Laufzeuges, wobei die Erkenntnisse daraus die kritischen Geschwindigkeiten, die Eigenformen des Rotors und die Energieverteilung im Rotor-/Lager-System sind. Die Resultate der linearen Berechnung bzw. Analyse gelten nur für folgende Annahmen:

- Gültigkeit nur für kleine Auslenkung um die Gleichgewichtsposition
- Linearisierte Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten aus DyRoBeS© BePerf
- Unendliche Auslenkung im Resonanzfall

Zur linearen Modalanalyse werden die auf den Rotor wirkenden nicht-linearen Lagerkräfte durch linearisierte Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten nach Gleichung (4.3)

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

und

$$\begin{bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ W \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

abgebildet.

Hierbei entspricht

K_{xx} , K_{xy} , K_{yx} , K_{yy} der linearisierten Lagersteifigkeit,

C_{xx} , C_{xy} , C_{yx} , C_{yy} der linearisierten Lagerdämpfung und

W der statischen Belastung durch das Rotorgewicht in Y-Richtung.

Die acht linearisierten Dämpfungs- und Steifigkeitsparameter werden im Programmteil DyRoBeS© BePerf berechnet.

Zur vereinfachten Erläuterung der linearen Berechnung wird der in Abbildung 4-3 Laval Rotor und freigeschnittene Scheibe [19] dargestellte Laval Rotor betrachtet.

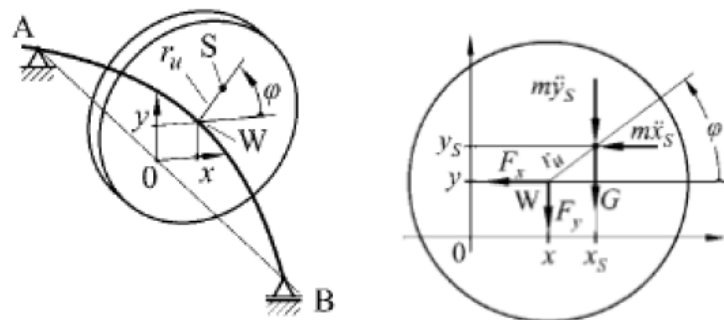


Abbildung 4-3 Laval Rotor und freigeschnittene Scheibe [19]

Das Kräftegleichgewicht in x und y Richtung (Gleichung (4.5) und (4.6)) für den in Abbildung 4-3 Laval Rotor und freigeschnittene Scheibe [19] gezeigten ungedämpften Rotor lautet:

$$m\ddot{x}_s = -F_x \quad (4.5)$$

$$m\ddot{y}_s = -F_y - m * g \quad (4.6)$$

Die Schwerpunktskoordinaten aus Abbildung 4-3 lassen sich durch Gleichung (4.7) und (4.8) berechnen.

$$x_s = x + r_u * \cos\varphi \quad (4.7)$$

$$y_s = y + r_u * \sin\varphi \quad (4.8)$$

Durch zwei maliges Ableiten der Schwerpunktskoordinaten und Betrachtung des Systems im stationären Betrieb d.h.: $\dot{\varphi} = \Omega = \text{konst.}$, ergeben sich durch Einsetzen der Gleichungen (4.3), (4.7) und (4.8) in die Kräftegleichgewichte aus Gleichung (4.5) und (4.6) die Bewegungsgleichungen nach Gleichung (4.9)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (4.9)$$

Hierbei ist

\mathbf{M} = (N x N) die Massenmatrix des Turboladerrotors,

\mathbf{C} = (N x N) die Dämpfungsmatrix des Rotors,

\mathbf{K} = (N x N) die kombinierte Steifigkeitsmatrix aus Lager und Rotor,

$\mathbf{f}(t)$ = (N x 1) der Vektor der äußeren Kräfte (Unwucht, statische Kraft) und

$\mathbf{x}(t)$ = (N x 1) der Vektor der Rotorbewegung.

Die Bewegungsgleichung zweiter Ordnung lässt sich durch Substitution zu einer Differentialgleichung erster Ordnung umformen und durch den Exponentialansatz lösen. Daraus resultieren die Eigenformen und Eigenwerte des Systems, wobei der komplexe Eigenwert (siehe Gleichung (4.10)) aus einem Real- und einem Imaginärteil besteht.

$$\lambda = \alpha \pm j\omega_d \quad (4.10)$$

Dabei entspricht

α der Wachstums / Abkling Rate und

ω_d der Eigenfrequenz bzw. der gedämpften natürlichen Frequenz des Systems.

Zur Ermittlung der kritischen Geschwindigkeiten (Resonanzfrequenzen) wird das Campbell-Diagramm herangezogen. Abbildung 4-4 zeigt ein typisches Campbell Diagramm, in welchem die Eigenfrequenz über der Rotor-Drehzahl aufgetragen und die Ermittlung der ersten kritischen Frequenz dargestellt wird. Der Schnittpunkt der ersten Eigenfrequenzlinie ω_1 mit der ersten Drehfrequenzordnung $\omega = \Omega$ ergibt die kritische Geschwindigkeit $\Omega_{cr,1}$ erster Ordnung der ersten Eigenform.

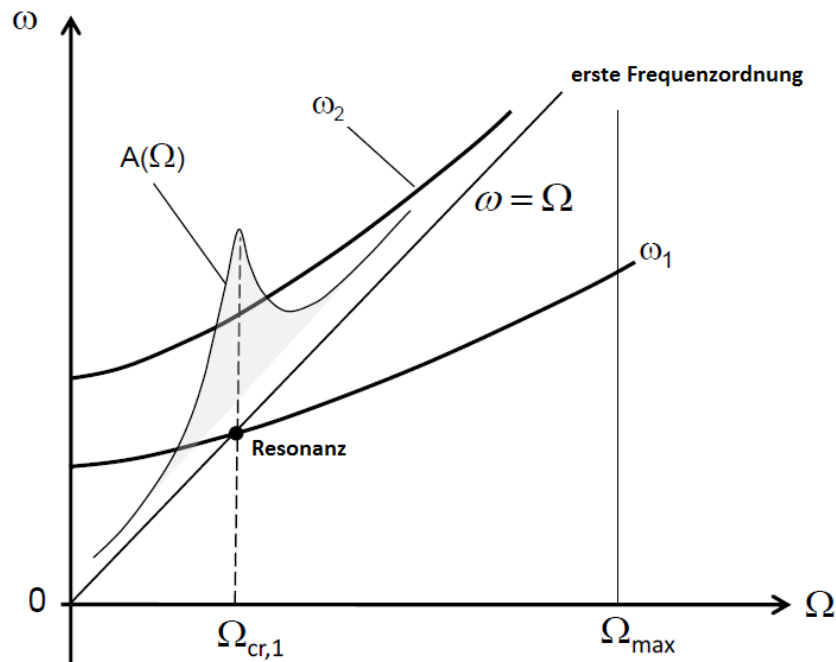


Abbildung 4-4 Campbell Diagramm

Turbolader im Automotive-Bereich werden so ausgelegt, dass die erste biegekritische Drehzahl nach Möglichkeit über der maximalen Betriebsdrehzahl bzw. so hoch wie möglich liegt [21]. Konstruktionsbedingt liegt die biegekritische Drehzahl jedoch meist innerhalb des Betriebsbereiches. Das System muss demnach so ausgelegt werden, dass die Lagerung einen Großteil der potentiellen Schwingungsenergie aufnimmt, um die auftretende Instabilität zu kontrollieren.

Bei der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung handelt es sich um ein stark nicht-lineares System. Zum grundlegenden Verständnis und trotz der getroffenen Annahmen und Vereinfachungen stellt die lineare Modalanalyse jedoch ein schnelles hilfreiches Berechnungswerkzeug zur Vorauslegung der Hauptabmessungen dar. Die lineare Modalanalyse des Simulationsmodells des Referenzturboladers wird in Kapitel 5.3 gezeigt.

4.5 Nichtlineare Berechnung

Zur detaillierten Lagerauslegung kommen nicht-lineare Hochlaufsimulationen zur Anwendung. Die Berechnung erfolgt unter Berücksichtigung der nicht-linearen Lagerkräfte. Zum Unterschied zur linearen Berechnung erfolgt bei der nicht-linearen Berechnung ein simultanes Lösen der vier Reynoldsschen-Differentialgleichungen der Schmierfilme und der zwei Bewegungsgleichungen in x- und y-Richtung, wobei es sich um ein sehr zeitaufwändiges Verfahren handelt. Das Simulationsmodell wird so vereinfacht und es wird eine entsprechende Zeitdiskretisierung gewählt, dass ein Turboladerhochlauf von $5.000 - 225.000 \text{ min}^{-1}$ eine Simulationszeit von in etwa drei Stunden in Anspruch nimmt. Die Systematik, welche der nicht-linearen Berechnung zu Grunde liegt, wird in Abbildung 4-5 gezeigt. Durch die nicht-lineare Analyse ist es möglich das rotordynamische Verhalten über den gesamten Betriebsbereich darzustellen. Die Ergebnisse daraus gelten im Gegensatz zur linearen Modalanalyse, welche nur für kleine Auslenkungen gilt, auch für große Auslenkungen des Rotors. Eine Bestimmung der kritischen Geschwindigkeiten mittels der nicht-linearen Analyse stellt sich als unvorteilhaft dar. Diese Analysen bleiben der linearen

Modalanalyse vorbehalten.

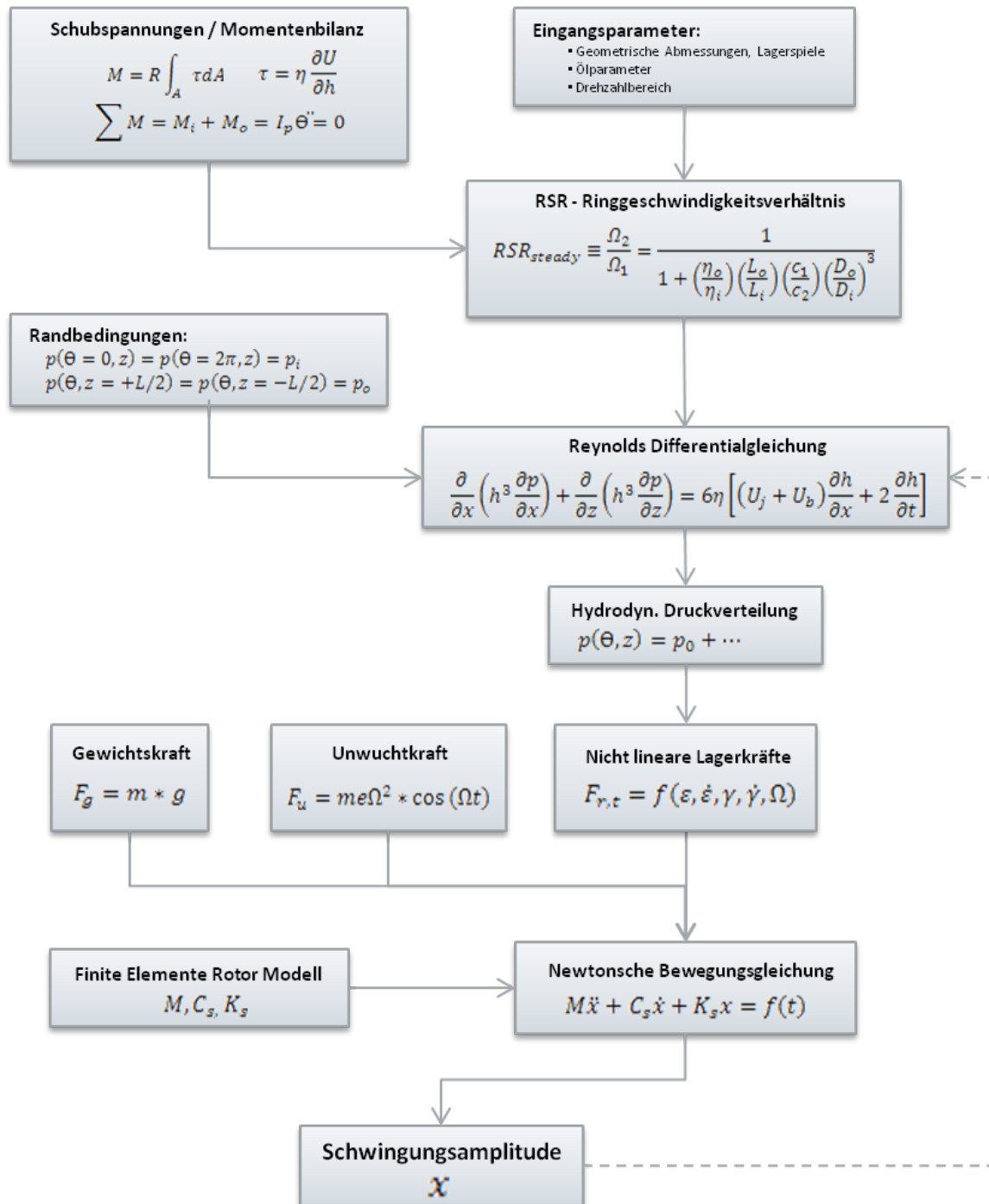


Abbildung 4-5 Nicht-lineare Berechnungssystematik

Der Koppelparameter zwischen dem inneren und dem äußerem Schmierfilm der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung stellt das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis dar. Dieses lässt sich wie in Kapitel 3.3 gezeigt über die Schubspannungen in den Schmierfilmen und dem Momentengleichgewicht um die Lagerbuchse bestimmen. Die Reynoldsschen-Differentialgleichungen lassen sich in Kombination mit der berechneten Ringgeschwindigkeit, den in Kapitel 3.1 genannten Randbedingungen für den Öldruck und

unter Annahme der Kurzlagertheorie für alle vier Schmierfilme simultan lösen. Die daraus resultierende Druckverteilung abhängig vom Lagerumschließungswinkel und der axialen Ausbreitung lässt sich über die Schmierfilmoberfläche integrieren woraus die nicht-linearen Lagerkräfte folgen. Diese Kräfte sind nicht-linear abhängig von der Wellen-Exzentrizität, der Exzentrizitätsbeschleunigung, dem Whirl-Winkel, der Whirl-Geschwindigkeit und der Rotor-Drehzahl. Eine Separierung der Lagerkräfte in Steifigkeits- und Dämpfungskomponente wie bei der linearen Rotordynamik ist aufgrund der genannten zeitlichen Abhängigkeiten nicht möglich. Durch die nicht-linearen Lagerkräfte wird das Bewegungsgleichungssystem ebenfalls stark nicht linear. Aus der iterativen Lösung des Systems resultieren unter Beachtung der statischen Belastung, Unwuchtkräfte, der nicht-linearen Lagerkräfte und der Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten des Rotors aus der Finite-Elemente Analyse (FEA) die Schwingungsamplitude in x- und y-Richtung. Zur Analyse werden die Schwingungsamplituden einer Fast Fourier Transformation unterzogen, um sie in einem Wasserfalldiagramm des berechneten Turbolader-Hochlaufes darzustellen.

5 Simulation und Ergebnisse

Zur Berechnung des rotordynamischen Verhaltens kommt das Finite Elemente basierende Mehrkörper-Simulationsprogramm DyRoBeS© zum Einsatz. Dieses beinhaltet die Programmpakete DyRoBeS© BePerf und DyRoBeS© Rotor, wobei das erste zur Berechnung der acht linearisierten Lagerkoeffizienten im statischen Zustand dient. Die Berechnung erfolgt iterativ bis das Konvergenzkriterium erfüllt ist. Wird der statische Gleichgewichtszustand erreicht, können unterschiedliche Lagerparameter wie maximal auftretender Druck im Schmierfilm, minimale Schmierfilmdicke, Reibleistung etc. mittels dem integrierten Post-Prozessor ermittelt und dargestellt werden. Durch Importieren der acht Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten in das Programmpaket DyRoBeS© Rotor lässt sich der modellierte Turboladerrotor einer linearisierten Modalanalyse unterziehen, welche zur Vorauslegung der Hauptabmessungen dient.

Da es sich bei der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung um ein nicht-lineares System handelt, erfolgt die detaillierte Berechnung der Feingeometrie mittels nicht-linearer Hochlaufsimulationen. Dazu werden wiederum die zwei genannten Programmpakete herangezogen, wobei im Paket „BePerf“ das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis und die Ölviskosität abhängig von der Temperatur und der Rotor-Drehzahl berechnet werden. Diese dienen als Eingangsparameter für das nicht-lineare Rotor-/Lagermodell welches im Programmpaket „Rotor“ modelliert wird. Durch die genannten nicht-linearen Hochlaufsimulationen lassen sich die auftretenden Schwingungen durch simultanes Lösen der Reynoldsschen Differentialgleichungen der vier Schmierfilme und der zwei Bewegungsgleichungen in x- und y-Richtung berechnen [4]. Der implementierte Post-Prozessor ermöglicht die Analyse des rotordynamischen Verhaltens anhand von Wasserfalldiagrammen. Zur Analyse des Bewegungsverhaltens wird der Rotor in Orbit-Darstellungen relativ zur Lagerbuchse bzw. zum Lagergehäuse betrachtet.

5.1 Simulationsmodell DyRoBeS© Rotor

Der Turbolader besteht im Prinzip aus einem Verdichter und einer Turbine. Dabei rotieren die Laufräder auf einer gemeinsamen Welle auf welcher sie befestigt sind. Die Lagerung der Welle erfolgt über zwei, zwischen den Laufrädern angeordneten, frei rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagern, welche die Welle im Lagergehäuse führen. Die Welle und die Innenseite der Schwimmbuchse bilden das innere hydrodynamische Gleitlager, die Außenseite der Buchse und das Lagergehäuse das Äußere.

Zur rotordynamischen Analyse der Läufer-schwingungen wird die in Kapitel 1 konstruktiv untersuchte Rumpfgruppe des Referenz-Turboladers im Mehrkörper-Simulationsprogramm DyRoBeS© Rotor modelliert (siehe Abbildung 5-1).

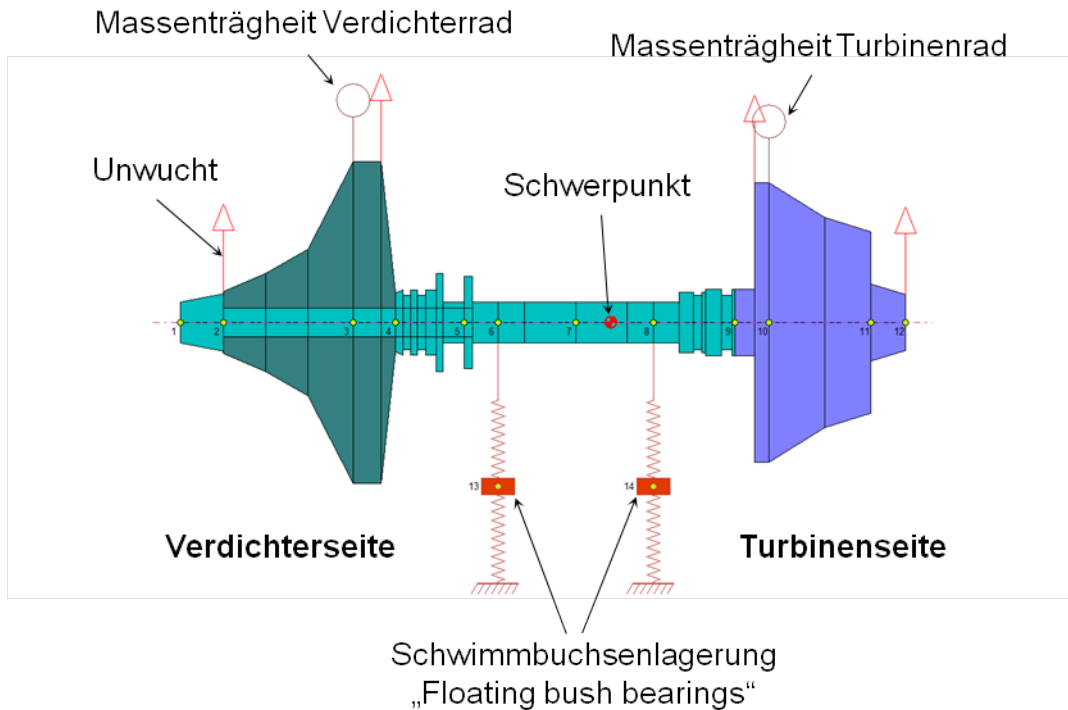


Abbildung 5-1 FEM Turbolader-Modell mit rotierender Schwimmbuchsen-Gleitlagerung

Hierbei wird der Läufer mittels der Finiten Elemente Methode anhand der Abmessungen des zu untersuchenden Referenzladers diskretisiert. Dazu wird der Wellenschaft mit 12 Massen-Knotenpunkten, welche über elastische Segmente miteinander verbunden sind, modelliert. Die Verbindungssegmente werden selbst noch durch Sub-Segmente unterteilt. Dies erhöht die Genauigkeit bei der Berechnung, wobei Sub-Segmente weniger Rechenaufwand mit sich bringen als zusätzliche Massen-Knotenpunkte [3]. Es ist jedoch nicht möglich Lagerstellen und Scheiben an Subelementen zu platzieren. Die Anlaufscheiben der Axiallagerung und die Dichtungsbuchse werden als starr mit der Welle verbundene Elemente abgebildet.

Zur Berechnung der Wellensteifigkeit müssen zunächst die verwendeten Materialien mittels der zugehörigen Dichte, dem Elastizitätsmodul (E-Modul) und dem Schubmodul (G-Modul) definiert werden (siehe Abbildung 5-2), wobei der Wellenschaft als Kohlenstoffstahl, das Verdichterrad als Aluminium und das Turbinenrad als Hochtemperaturwerkstoff Inconel 713C modelliert werden.

Units/Description	Material	Shaft Elements	Disks	Unbalance	Bearings	Supports	Foundation	User's Elements
Material No.: 1		Material: Steel		Select				
	Mass Density	Elastic Modulus	Shear Modulus	Comments				
1	7850	205000	80000	Steel				
2	2768	72400	27218	Aluminium				
3	7913	262000	99560	Inconel 713C				
4	1	262000	99560	Massless Inconel 713				
5	1	72400	27218	Massless Aluminium				
6								

Abbildung 5-2 Materialdaten

Die Laufräder werden geometrisch als steif mit der Welle verbundene „Dummy“-Segmente ohne Masse dargestellt. Die Modellierung erfolgt anhand der wirkenden Trägheitsmomente und Massen, welche in den jeweiligen Schwerpunkt angebracht werden. Die dazu benötigten Daten stammen aus den CAD-Daten der Laufräder. Einen Ausschnitt der Dateneingabe der Laufräder zeigt Abbildung 5-3.

The column width can be adjusted by drag the header's boundary										Import *.xls
	Type	Stn	Mass	Dia.Inertia	Polar Inertia	SkewX	SkewY	Length	ID	OD
1	Rigid	3	0.026	2.359E-06	3.273E-06	0	0	0	0	0
2	Rigid	10	0.058	4.0942E-06	5.2077E-06	0	0	0	0	0
3										

Abbildung 5-3 Modellierungsdaten der Laufräder

Die Laufräder werden als Starrkörper angenommen, wobei die Masse des Verdichterrades 26g und die des Turbinenrades 58g beträgt. Die Flächenträgheitsmomente der Laufräder werden in kgmm^2 angegeben und betragen für das Verdichterrad:

- Axiales Flächenträgheitsmoment: 2,359 kgmm^2
- Polares Flächenträgheitsmoment 3,273 kgmm^2

und für das Turbinenrad:

- Axiales Flächenträgheitsmoment: 4,0942 kgmm^2
- Polares Flächenträgheitsmoment 5,2077 kgmm^2 .

Die auf das System wirkenden Unwuchtkräfte werden als Vektoren an insgesamt vier Ebenen angebracht. Die zulässigen maximalen Unwuchten liegen bei Turboladern dieser Größenordnung bei 0,1mm pro Laufrad [21]. Pro Ebene werden also jeweils links und rechts der Laufräder 0,05mm Unwucht aufgebracht. Variationssimulationen zeigen, dass sich eine Phasenverschiebung von 180° zwischen Verdichter und Turbinenrad am stärksten auf die auftretenden Schwingungen auswirken. Alle in weiterer Folge gezeigten und analysierten Simulationsergebnisse werden unter Berücksichtigung dieser Phasenverschiebung berechnet. Zu beachten ist, dass der Schwerpunkt des Laufzeuges näher an der turbinenseitigen Lagerstelle liegt, wodurch dieses höher belastet wird.

Zur Beschreibung der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung dienen von DyRoBeS vorgefertigte Lagerelemente. Diese modellieren zwei in Serie geschaltete hydrodynamische Gleitlager und ein Massenelement, welches die Schwimmbuchsenmasse darstellt. Als Grundlage zur Beschreibung der hydrodynamischen Lager dient die unter Kapitel 3.1 beschriebene Reynoldssche Differentialgleichung. Bei der linearen Modalanalyse werden die Steifigkeitskoeffizienten im Programm DyRoBeS© BePerf berechnet und in die Rotorberechnung übergeben. Die nicht-lineare Berechnung erfordert durch die gegenseitige Beeinflussung von Rotor und Lagerung ein simultanes Lösen der Newtonschen Bewegungsgleichung und der vier Reynoldsschen Differentialgleichungen.

5.1.1 Lagermodell DyRoBeS© BePerf

Die Modellierung der Lagerung zur Berechnung der für die lineare Modalanalyse sowie für die nicht-lineare Hochlaufsimulation benötigten Lagerparameter erfolgt im Programmteil DyRoBeS© BePerf. Die Parametrisierung des in Abbildung 5-4 dargestellten Lagermodells

ist für die zwei zuvor erwähnten Berechnungsmethoden nur einmal nötig, da für beide Berechnungen das gleiche Simulationsmodell herangezogen wird. Der Unterschied liegt in den berechneten Übergabeparametern für die rotordynamische Analyse in DyRoBeS© Rotor. Dazu werden zur linearen Modalanalyse die linearisierten Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten berechnet und in einer Datei zur Übergabe an das Programmpaket „Rotor“ abgespeichert. Zur nicht-linearen Hochlaufsimulation werden als Übergabeparameter das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis sowie die temperaturabhängigen Ölviskositäten im inneren und äußeren Schmierfilm in einer separaten Übergabedatei gespeichert.

Die rotierende Schwimmbuchsen-Gleitlagerung wird durch eine Serienschaltung zweier hydrodynamischer Gleitlager dargestellt. Der innere Schmierfilm besitzt zwei rotierende Oberflächen, da sich einerseits die Welle und andererseits aber auch die Schwimmbuchse mit der über das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis berechneten Geschwindigkeit drehen. Der äußere Schmierfilm besitzt als rotierende Oberfläche die Außenseite der Schwimmbuchse und als Stehende die Oberfläche der Lagergehäuse-Bohrung.

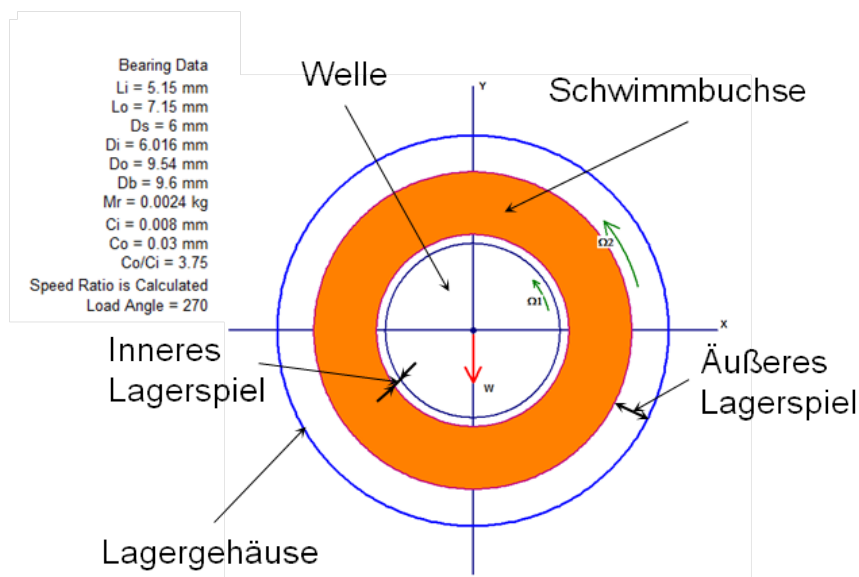


Abbildung 5-4 Simulationsmodell der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung

Nachfolgende Abbildung 5-6 zeigt die Parametrisierung der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung. Hierbei wird zunächst das Koordinatensystem gewählt, dieses muss mit dem im Programmteil „Rotor“ Gewähltem übereinstimmen. Die weiteren Eingabeparameter bestehen aus

- den geometrischen Abmessungen
- der statischen Lagerbelastung sowie deren Koordinatenrichtung (aus DyRoBeS© Rotor)
- und dem zu berechnenden Drehzahlbereich bzw. Drehzahlschritt.

Des Weiteren wird die Temperaturabhängigkeit der Ölviskosität und des Ring-Geschwindigkeitsverhältnisses angegeben. In der vorliegenden Berechnung wird die temperaturabhängige kinematische Viskosität, welche in Abbildung 5-5 gezeigt wird, anhand des vorliegenden Öldatenblattes (siehe Tabelle 5-1) durch eine programminterne Berechnung bestimmt.

Tabelle 5-1 Auszug aus technischen Datenblatt BRP SEMI-SYNTHETIC 5W40

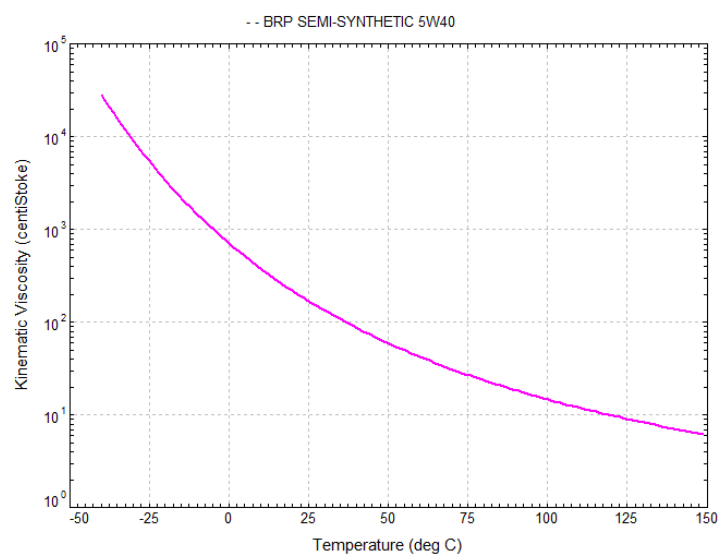
Eigenschaft	Wert
Kinematische Viskosität @ 100°C	14,8 cSt
Kinematische Viskosität @ 40°C	87,8 cSt
Viscositäts Index	177
Spezifische Dichte @ 15,6°C	0,853 g/cm ³
Flammpunkt	209°C
Pour Point	-42°C

Die dynamische und die kinematische Ölviskosität hängen nach Gleichung über die temperaturabhängige spezifische Dichte zusammen.

$$\eta = \nu * \rho \quad (5.1)$$

Wobei

η die dynamische Viskosität,
 ν die kinematische Viskosität und
 ρ die spezifische Dichte ist.

**Abbildung 5-5** Kinematische Ölviskosität über der Temperatur

Das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis wird wie in Kapitel 3.3 erläutert über das Momenten-Gleichgewicht durch die wirkenden Scherspannungen in den Schmierfilmen berechnet. Die weiteren Eingabeparameter sind die Öltemperatur, der Öldurchfluss und der Anteil der Wärme, welche durch das Öl abtransportiert wird. Im Allgemeinen kann davon ausgegangen werden, dass zwischen 50 und 80% der Wärme, welche durch die auftretenden Scherkräfte verursacht wird, durch das Öl abtransportiert wird [3]. Der verbleibende Teil der entstehenden Wärme wird über das Lagergehäuse abgeleitet.

Comment: bearing_60

Coordinates: Standard Coordinates (X:Y) Load Angle: 270 degree

Convert Units: Metric K and C Coordinate Angle: 0 degree

Shaft Diameter Ds: 5.999 (mm) Bearing Load = $W0 + W1 \times \text{RPM} + W2 \times \text{RPM}^2 - (N)$

Bearing Diameter Db: 11.002 (mm) W0: 0.7464 W1: 0 W2: 0

Floating Ring Data

Mass mr: 0.00355 (kg) Rotor Speeds (RPM) Additional Speeds

Inner Length Li: 3.98 (mm) Start: 5000 End: 225000 Inc.: 2500

Outer Length Lo: 7.003 (mm) Analysis: 1 - Heat Balance

Inner Diameter Di: 6.016 (mm) Ring Speed: Calculated from Torque Balance

Outer Diameter Do: 10.932 (mm) Lubricant: BRP SEMI-SYNTHETIC 5W40

Inlet Temperature: 120 (degC) Supply Flow: 0.2032 (lpm)

Heat Carry Away: 80 %

$Ci= 0.0085, Co= 0.035, Co/Ci= 4.1176, Ro/Ri= 1.8223, \text{Estimated Speed Ratio}= 0.2050$

New Open Save Save As Run Close

Abbildung 5-6 Parametrisierung der rotierenden Schwimmbuchsenlagerung

5.2 Annahmen und Randbedingungen der Simulation

Bei der in den voran gegangenen Kapiteln beschriebenen Modellierung des Turboladers-Laufzeuges in DyRoBeS© werden aufgrund der unzureichenden mathematischen Abbildungsmöglichkeiten einzelner Einflussfaktoren nachfolgende Annahmen getroffen und Randbedingungen festgelegt.

- Nichtberücksichtigung von Form- bzw. Lagetoleranzen und Abweichungen
- Lagerspielveränderung durch Materialausdehnung aufgrund der Temperatur
- Einphasiges Schmiermittel (keine Partikel, keine Kavitation)
- Oberflächenrauigkeit der Systemkomponenten
- Lokale Öltemperaturen im Schmierfilm
- Ölzufuss- und Abflussgeometrie
- Ölbohrungen in Schwimmbuchsen

Beim unter Abbildung 5-1 gezeigten Laufzeugmodell werden die Dämpfung durch die Kolbenringe und die aerodynamische Lagerung durch die Umströmung der Schaufelräder nicht berücksichtigt. Diese beeinflussen jedoch die Whirl-Frequenz sowie die Amplitude der auftretenden Schwingungen wie vorliegende Veröffentlichungen zeigen [6], [9]. Für erste Berechnungen werden jedoch die genannten Einflussfaktoren nicht berücksichtigt, um die zu variierenden Parameter in Grenzen zu halten und das prinzipielle Verhalten des Turbolader-Laufzeugs zu untersuchen.

5.3 Linearisierte Modalanalyse des Referenzturboladers

In der Praxis wird die linearisierte Modalanalyse zur Vorauslegung der Hauptabmessungen des Rotorsystems herangezogen [2]. Abbildung 5-7 zeigt einen Ausschnitt des modellierten Rotors mit linearisierten Lagerstellen.

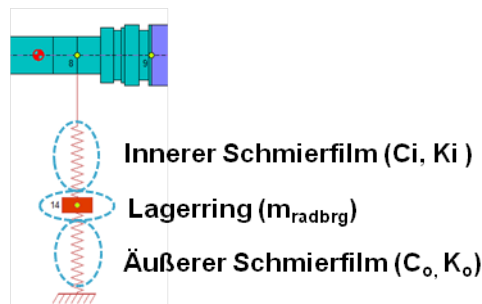


Abbildung 5-7 Rotormodellausschnitt mit linearisierter Lagerung

Hierbei wird die innere sowie die äußere hydrodynamische Lagerung mittels der linearisierten drehzahlabhängigen Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten modelliert, welche mittels dem Simulationspaket DyRoBeS© BePerf berechnet werden. Der Lagerring wird als Massenpunkt mit der entsprechenden Ringmasse in DyRoBeS© Rotor angegeben.

Die Erkenntnisse aus der linearen Modalanalyse sind die kritischen Geschwindigkeiten mit den zugehörigen Eigenformen sowie die Verteilung der auftretenden Schwingungsenergie im System. Die Analyse wird durch folgende Eigenschaften gekennzeichnet:

- Unendliche Auslenkung im Resonanzfall
- Gültigkeit für kleine Auslenkungen um das statische Gleichgewicht
- Linearisierte Lagerkoeffizienten

Zur Berechnung der Eigenformen des ungedämpften Systems werden die drehzahlabhängigen Steifigkeitskoeffizienten K_{xx} in x - und K_{yy} y -Richtung aus der Lagerberechnung nach Gleichung (5.2) gemittelt. Es wird somit für die Berechnung davon ausgegangen, dass in x - und in y -Richtung der gleiche Steifigkeitskoeffizient wirkt.

$$K_{\text{ges}} = \frac{K_{xx} + K_{yy}}{2} \quad (5.2)$$

5.3.1 Ergebnisse der linearisierten Modalanalyse

Nachfolgend werden die Ergebnisse aus der linearen rotordynamischen Berechnung des Referenzturboladerlaufzeugs gezeigt. Abbildung 5-8 zeigt die erste Eigenform und die dazugehörige potentielle Schwingungsenergieverteilung des modellierten Systems.

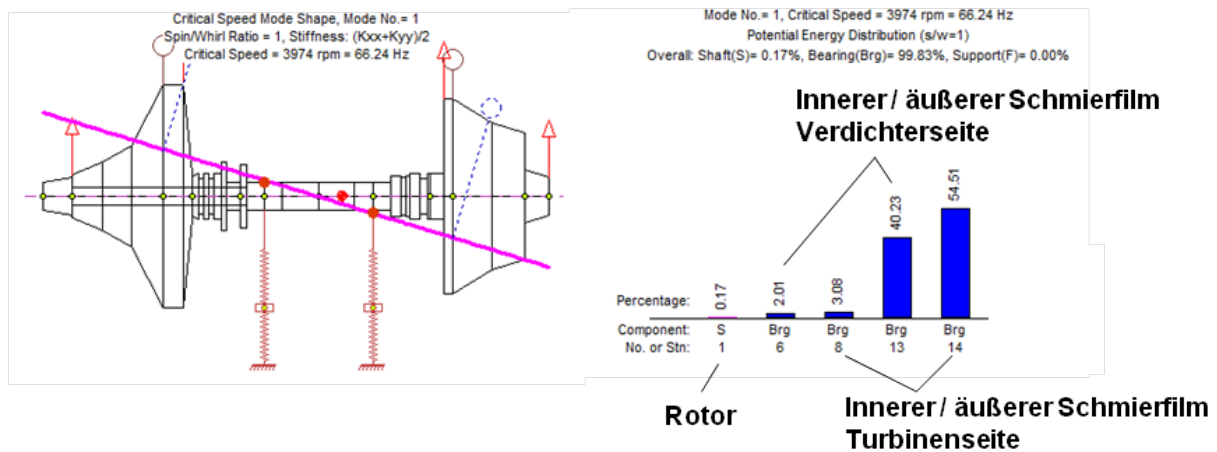


Abbildung 5-8 Erste Eigenform und dazugehörige potentielle Energieverteilung

Bei der ersten Eigenform welche bei einer Rotordrehzahl von 3.974min^{-1} auftritt, handelt es sich um einen Starrkörper-Mode mit konischer Umlaufform. Dabei rotiert das Verdichter- und Turbinenrad um 180° außer Phase im Lagergehäuse. Bei der ersten Eigenform nimmt die Lagerung nahezu die vollständige potentielle Schwingungsenergie des Systems auf, wobei 57,6% auf die turbinenseitige und 42,2% auf die verdichterseitige Lagerstelle entfallen. Die turbinenseitige Verlagerung lässt sich durch das höhere Gewicht des Turbinenrades bzw. durch den zur Turbine näheren Schwerpunkt des Läufers erklären. Die erste Eigenform mit konischer Umlaufform wird somit durch die Lagerung stabilisiert, da nahezu die ganze Energie von dieser aufgenommen wird.

Abbildung 5-9 zeigt die zweite Eigenform und die dazugehörige potentielle Energieverteilung. In diesem Mode tritt eine zylindrische Umlaufform mit gleicher Phase zwischen Verdichter und Turbinenrad bei einer Drehzahl von 9.995min^{-1} auf. Eine leichte Biegung des Rotors verursacht eine rotorseitige Energieaufnahme von 1,8%.

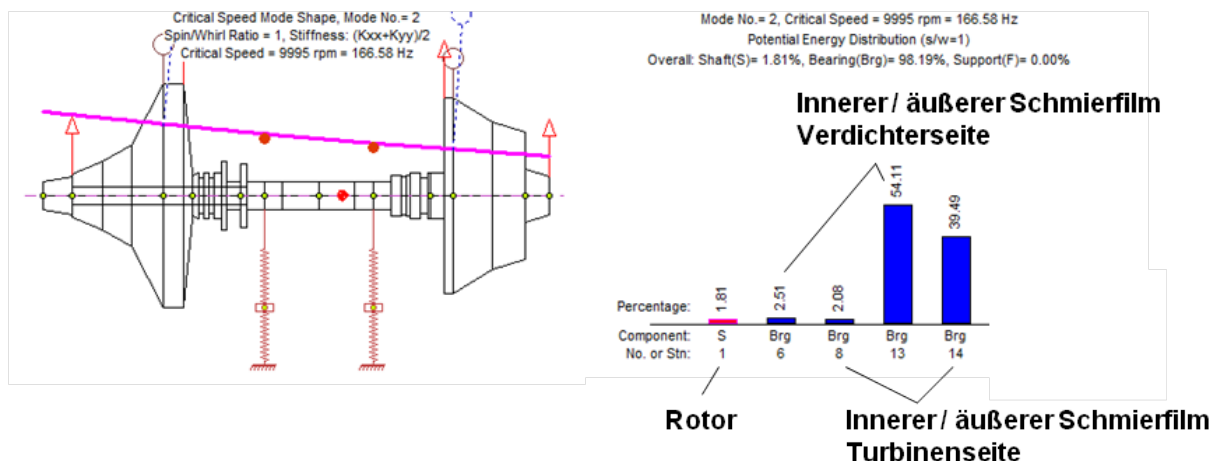


Abbildung 5-9 Zweite Eigenform und dazugehörige potentielle Energieverteilung

In diesem Mode wird der Großteil der Energie (ca. 56,6%) von der verdichterseitigen Lagerung aufgenommen. Auf die turbinenseitige Lagerung entfallen ungefähr 42,6%. Der auftretende Mode wird somit von beiden Lagerstellen kontrolliert. Im Gegensatz zur

konischen Umlaufform wirken sich Unwucht und selbsterregte Schwingungen im Allgemeinen gering auf den zylindrischen Mode aus [10].

Abbildung 5-10 zeigt die dritte Eigenform des modellierten Turbolader-Rotors. Hierbei handelt es sich um die erste biegekritische Form, die mit den berechneten linearisierten Lagersteifigkeiten bei einer Drehzahl von 169.736 min^{-1} auftritt. Dieser Mode ist der kritisch zu betrachtende Mode bei Turbolader-Laufzeugen, da durch die Biegung der Welle ein Großteil der Schwingungsenergie von der Welle aufgenommen wird. Dadurch haben die Lagerstellen einen geringen Einfluss, um die auftretenden Schwingungen zu stabilisieren. Das Turbolader-Laufzeug sollte so vorausgelegt werden, dass die biegekritische Frequenz nach Möglichkeit außerhalb des Betriebsbereiches liegt [10], [21]. Konstruktionsbedingt liegt bei Turboladern dieser Größenordnung mit rotierenden Schwimmbuchsen diese meist innerhalb. Dadurch ist eine zusätzliche Dämpfung nötig, um die auftretenden Amplituden im Resonanzfall so klein wie möglich zu halten. Dies wird durch die konstruktive Ausführung der Schwimmbuchsen-Gleitlagerung verwirklicht.

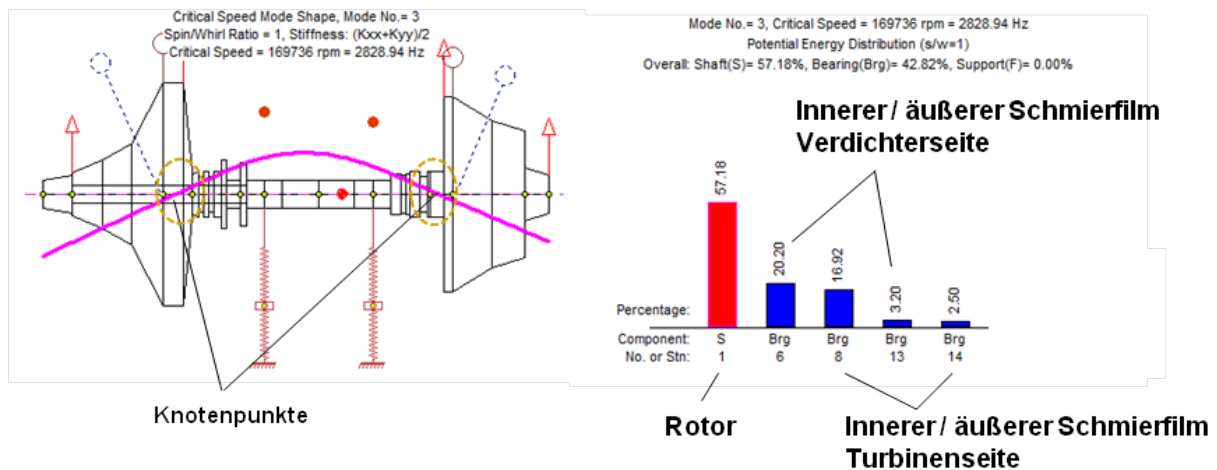


Abbildung 5-10 Erste biegekritische Eigenform und dazugehörige potentielle Energieverteilung

Beim betrachteten Turbolader-Läufer werden 57% potentiell Energie von der Welle aufgenommen. Von den restlichen 43% entfallen 23% auf die verdichterseitige und 20% auf die turbinenseitige Lagerstelle. Die Knotenpunkte der Biegung liegen somit nicht direkt in den Lagerstellen wodurch genügend Energie zur Kontrolle der auftretenden Schwingungen in der Lagerung umgesetzt wird. Die Vorauslegung des modellierten Laufzeuges erscheint nach der linearen Modalanalyse als akzeptabel.

5.4 Nicht – lineare Hochlaufsimulation des Referenzturboladers

Zur detaillierten Auslegung der Lagerfeingeometrie kommen nicht lineare Hochlaufsimulationen zum Einsatz. Dazu wird die Lagerung des in Kapitel 5.1 dargestellten Rotormodells durch im Programm vorgefertigte nicht-lineare Lagerelemente dargestellt. Die Schwingungsamplitudenberechnung erfolgt durch simultanes Lösen der Bewegungsgleichungen des Rotors und der vier Reynoldsschen-Differentialgleichung der hydrodynamischen Lagerstellen.

Abbildung 5-11 zeigt einen Ausschnitt des Rotormodells des turbinenseitigen Lagermodells.

Der innere sowie äußere Schmierfilm wird durch die Berechnung der nicht linearen Lagerkräfte, welche sich in Rotationskräfte und Dämpfungskräfte aufteilen lassen. Dabei werden die Ersteren durch die Rotordrehzahl Ω , die temperaturabhängige Ölviskosität η , die Exzentrizität ε und dem Whirl-Winkel γ beeinflusst. Die dämpfenden Lagerkräfte werden durch die Exzentrizitätsbeschleunigung $\dot{\varepsilon}$ und der Whirl-Geschwindigkeit $\dot{\gamma}$ verursacht [21].

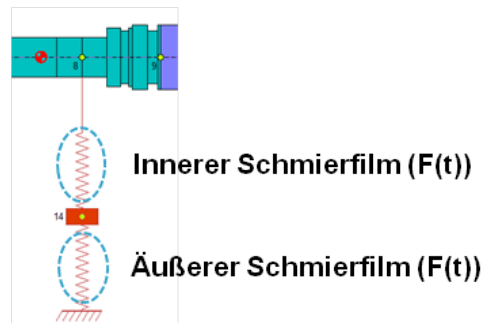


Abbildung 5-11 Rotormodellausschnitt mit nicht-linearer Schwimmbuchsen-Gleitlagerung

Die Berechnung der nicht-linearen Problemstellung erfolgt mit dem Programmteil DyRoBeS© Rotor anhand von Transienten Analysen im Zeitbereich. Zur Integration kommt die Wilson-Theta Methode zur Anwendung, da sie ein gutes Konvergenzverhalten aufweist [3]. Durch die Funktion „Time Transient Analysis – Time Domain“ kann eine gewünschte Drehzahl berechnet werden. Die Funktion „Time Transient Analysis – Frequency Domain“ ermöglicht die Berechnung eines vollständigen Turboladerhochlaufes. Die nachfolgenden Ergebnisse wurden Anhand dieser Funktion in einem Drehzahlbereich zwischen 5.000 und 225.000min^{-1} mit einer Schrittweite von 5.000min^{-1} berechnet. Die obere Grenze des Drehzahlbereiches ergibt sich durch die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Durchmesser (46mm) des Verdichterrades von $\sim 540\text{m/s}$, wobei dieser Wert [24] durch den verwendeten Werkstoff begrenzt ist.

Wie in Kapitel 3.4 erläutert, kommen in der Praxis zur Analyse des Schwingungsverhaltens von Turbolader-Rotoren modifizierte Wasserfalldiagramme zur Anwendung. Auf der Ordinate wird die Frequenzordnung der Whirl-Schwingungen und auf der Abszisse die Rotordrehzahl aufgetragen. Als Parameter werden die Schwingungsamplituden anhand eines Farbspektrums dargestellt.

Abbildung 5-12 zeigt das modifizierte Wasserfalldiagramm der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei mittleren Lagerspielen ($c_1 = 11\mu\text{m}$; $c_2 = 33,75\mu\text{m}$). Bei einer Drehzahl von 65.000min^{-1} tritt ein Sprung zu einer höheren Frequenzordnung im inneren Öl-Whirl auf, wobei sich die Rotorbewegung von einer konischen in eine zylindrische Umlaufform ändert. Die Frequenzordnung des inneren Öl-Whirls sinkt aufgrund der steigenden lokalen Öltemperaturen mit steigender Rotordrehzahl (siehe Kapitel 3.4). Die inneren Schwingungen klingen im betrachteten Fall bei einer Drehzahl von 112.000min^{-1} wieder ab, da sie vom äußeren Schmierfilm abgedämpft werden.

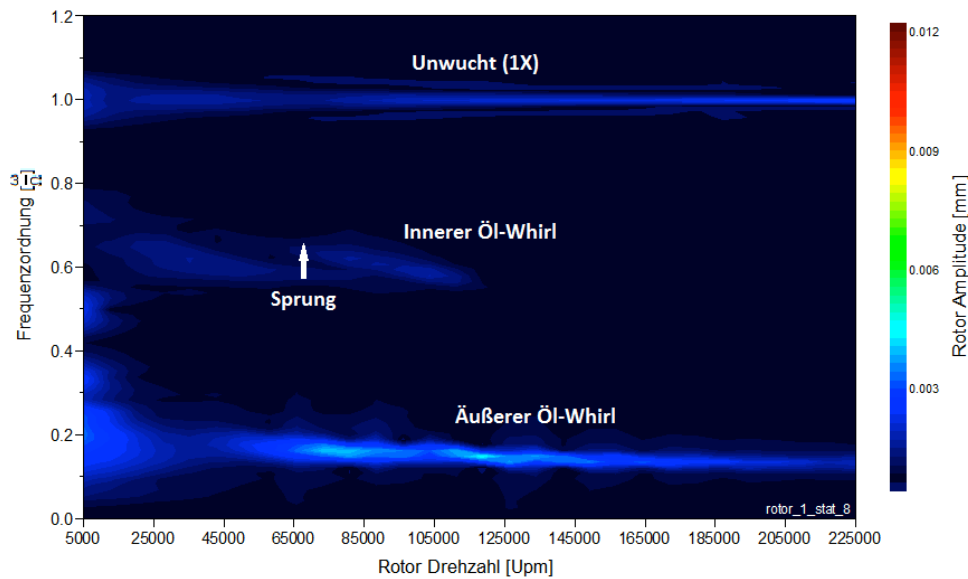


Abbildung 5-12 Modifiziertes Wasserfalldiagramm der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei mittleren Lagerspielen
 $c_1 = 11\mu\text{m}$; $c_2 = 33,75\mu\text{m}$

Der äußere Öl-Whirl tritt bei einer Rotordrehzahl von 65.000min^{-1} mit einer Frequenzordnung der 0,17fachen Drehfrequenz und einer Schwingungsamplitude von $5\mu\text{m}$ auf. Diese Schwingungen klingen bei einer Rotordrehzahl von 145.000min^{-1} wieder nahezu ab und das System läuft bis zur maximalen Drehzahl von 225.000min^{-1} stabil weiter.

5.4.1 Variationssystematik

Um die grundlegende Beeinflussung des Schwingungsverhaltens aufgrund der Lagerparameter zu ermitteln, erfolgt zunächst die Simulation des Referenzladermodells unter Variation des inneren und des äußeren Lagerspieles innerhalb der zulässigen Fertigungstoleranzen. Dazu wird jeweils ein Geometrieparameter variiert, wobei die weiteren Parameter festgehalten werden. Einen Überblick über die berechneten Parametervariationen zeigt die Variationssystematik aus Abbildung 5-13.

Neben den Geometrievariationen innerhalb der zulässigen Fertigungstoleranzen, wobei

- „min.“ das minimal zulässige,
- „max.“ das maximale zulässige und
- „mittel“ das aus den Toleranzgrenzen berechnete mittlere Lagerspiel ist,

werden weitere Berechnungen unter Variation der Öleintrittstemperatur durchgeführt. Dazu wird die Öltemperatur verdichterseitig von 50° bis 130°C und turbinenseitig von 60° bis 140°C erhöht. Zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen werden Variationen des Bohrungsdurchmessers des Lagergehäuses, des äußeren Lagerspieles und des Lagerabstandes durchgeführt.

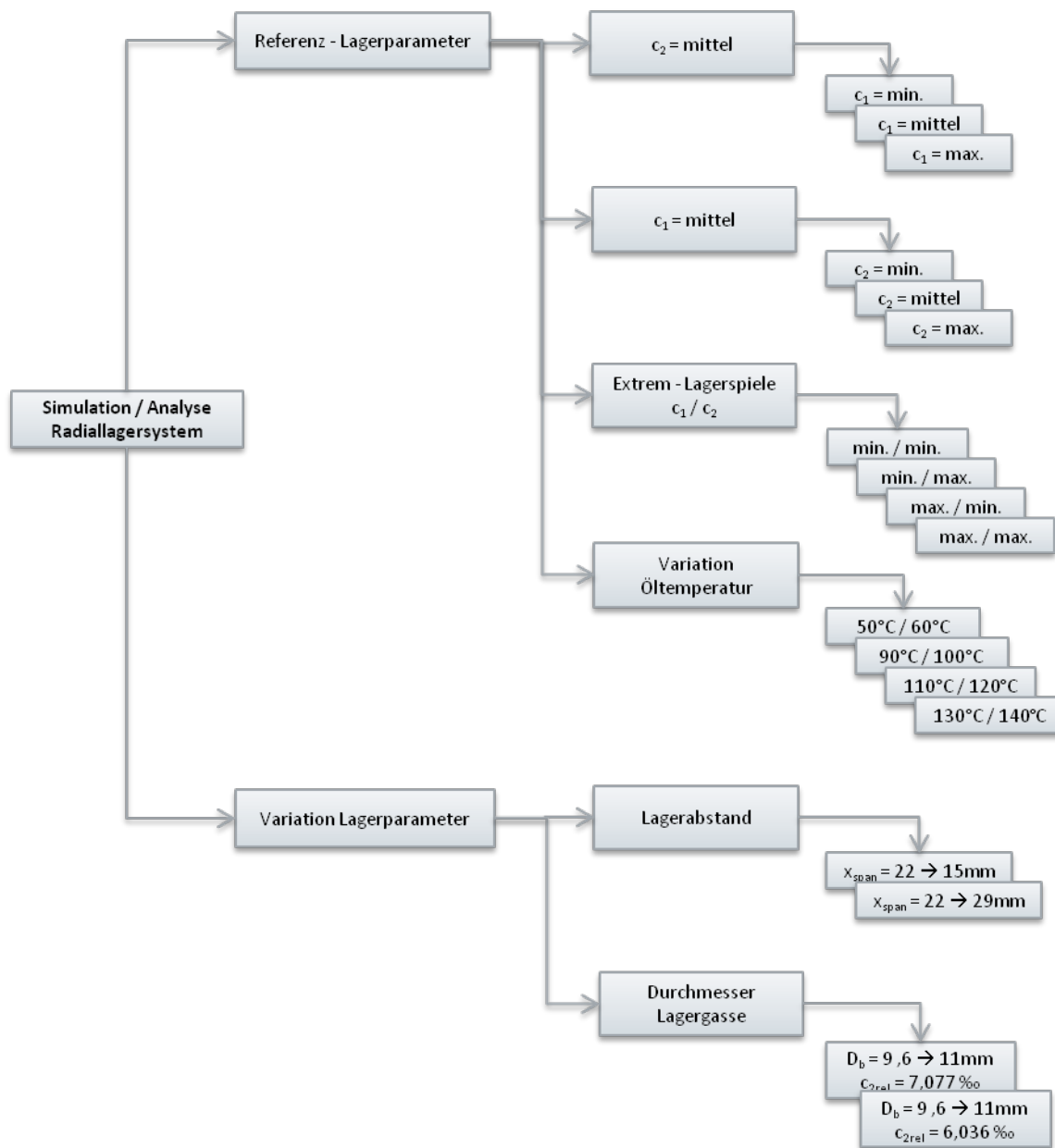


Abbildung 5-13 Variationssystematik der nicht-linearen Hochlaufsimulation

Die nachfolgenden dargestellten Variantenuntersuchungen zeigen das Schwingungsverhalten des Rotors an der turbinenseitigen Radiallagerstelle. Es darf jedoch aufgrund der starken Nichtlinearität nicht davon ausgegangen werden, dass sich in der verdichterseitigen Lagerstelle das gleiche Schwingungsverhalten einstellt. Zur Auslegung der Läuferlagerung sind somit immer beide Lagerstellen separat zu betrachten.

5.4.2 Einfluss des inneren Lagerspiels auf das Systemverhalten

Aufgrund von Fertigungstoleranzen, Fliehkräftaufweitung des Lagerringes und durch kurze Festkörperreibung beim Beschleunigen von Stillstand weg, ändert sich das innere Lagerspiel abweichend von dessen Auslegungsgröße. Die nachfolgende Analyse zeigt die Beeinflussung des Schwingungsverhaltens durch die Variation des inneren Lagerspiels innerhalb der zulässigen Toleranzen. Tabelle 5-2 zeigt die Simulationsparameter bei variablem inneren und

konstantem äußeren Lagerspiel.

Tabelle 5-2 Simulationsparameter mit variablem inneren Lagerspiel

Parameter	Bezeichnung	Wert
Inneres Lagerspiel	c_1	8 μm ; 14 μm
Äußeres Lagerspiel	c_2	33,75 μm
Wellendurchmesser	D_s	6mm; 5,994mm
Lagergehäuse-Bohrungsdurchmesser	D_b	9,6045mm
Relatives inneres Lagerspiel	ψ_1	2,667; 4,671
Relatives äußeres Lagerspiel	ψ_2	7,078
Öleintrittstemperatur	$T_{\text{öl,turb}}$	100°C

Abbildung 5-14 zeigt die modifizierten Wasserfalldiagramme der berechneten Turboladerhochläufe der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variablem inneren Lagerspiel bis 225.000 min^{-1} . Die Variation des inneren Lagerspiels innerhalb der zulässigen Fertigungstoleranz zeigt, dass das Schwingungsverhalten zwischen minimalen (a) und maximalen (b) Lagerspiel stark unterschiedlich ausfällt.

Eine Fertigungstoleranzbreite von 6 μm pro Komponente bedeutet ausgehend vom minimalen inneren Lagerspiel von 8 μm eine Erhöhung des Lagerspaltes um 75%, wodurch das stark unterschiedliche Verhalten begründet werden kann. Während beim in (a) gezeigten minimalen Lagerspiel von 8 μm die Schwingungen im inneren Schmierfilm nahezu vollständig unterdrückt werden, treten diese beim maximalen Lagerspiel (b) von 14 μm verstärkt auf. Bei einer Rotordrehzahl von 70.000 min^{-1} kommt es zum Frequenzsprung, wobei sich die Umlaufform des Rotors von der konischen in die zylindrische ändert. Dadurch erhöht sich die Frequenzordnung des inneren Öl-Whirls von 0,5 auf 0,6 und verringert sich mit steigender Drehzahl bis zum 0,4fachen der Drehfrequenz. Gegensätzliches Verhalten zeigen die Schwingungen im äußeren Schmierfilm. Diese treten beim minimalen inneren Lagerspiel mit einer maximalen Schwingungsamplitude von 12 μm auf. Beim maximalen inneren Lagerspiel werden die Schwingungen im äußeren Schmierfilm durch die hohe dämpfende Wirkung des dicken inneren Schmierfilmes stark abgedämpft. Hierbei wird die maximale Schwingungsamplitude von 12 μm auf 2 μm reduziert.

Akustisch betrachtet stellen die äußeren Schwingungen trotz der größeren Amplitude ein geringes Problem dar, da die Schallintensität quadratisch von der Whirl-Frequenz abhängt. Die inneren Schwingungen verursachen hingegen mit einer Whirl-Frequenz zwischen 600Hz und 1kHz den bei Turboladern im Automotive-Bereich unerwünschten Konstant-Ton. Dieser kann durch die Reduzierung des inneren Lagerspieles verringert werden. Die Maßnahme bringt jedoch den Nachteil der erhöhten Reibung im inneren Schmierfilm und damit verbunden die Erhöhung der lokalen Öltemperatur mit sich. Daraus resultiert eine Verringerung der Ölviskosität, wodurch die Dämpfungseigenschaft des Öls im inneren Schmierfilm reduziert wird und es zu Instabilitäten und Festkörperreibung kommen kann. Ein weiterer Nachteil der starken Öltemperaturzunahme ist die Gefahr der Öl-Verkokung in den Lagerstellen was wiederum zu Instabilitäten und erhöhter Reibung in den Lagerstellen führt.

Durch das innere Lagerspiel können somit die Schwingungen im inneren Schmierfilm stark beeinflusst werden. Während bei einem kleinen Lagerspiel die Schwingungen reduziert werden, erhöht sich die lokale Öltemperatur wodurch es zu Siedepunkt-Überschreitungen im Öl und zu Verkoken der Lagerstellen kommen kann. Des Weiteren ist ein geringeres

Lagerspiel sehr kritisch gegenüber im Öl befindliche Schmutzpartikel zu betrachten.

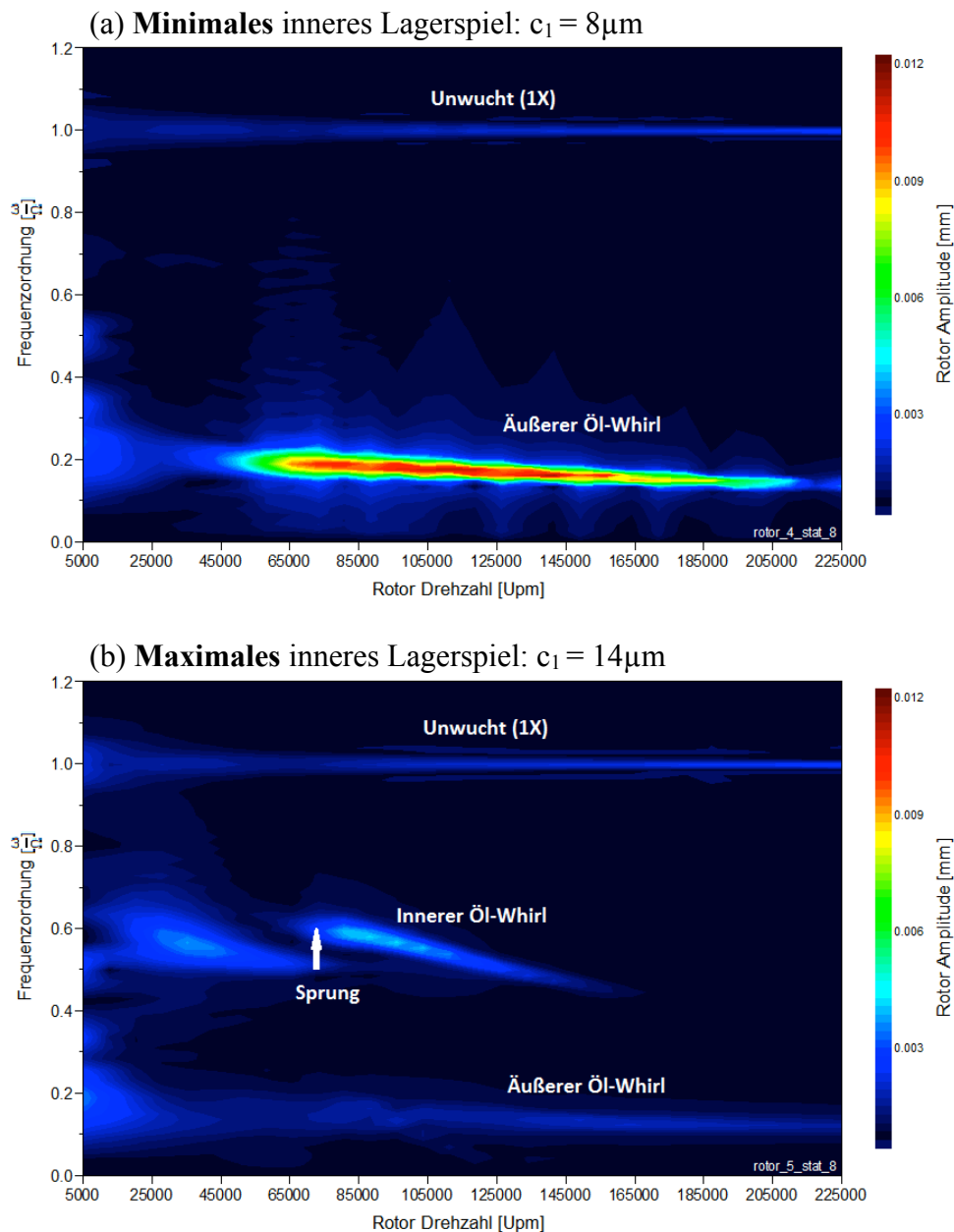


Abbildung 5-14 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variablem innerem Lagerspiel

(a) $c_1 = 8\mu\text{m}$; (b) $c_1 = 14\mu\text{m}$

5.4.3 Einfluss des äußeren Lagerspiels auf das Systemverhalten

Durch die gegebene Fertigungstoleranz von $6\mu\text{m}$ beim Lagerring und $9\mu\text{m}$ beim Bohrungsdurchmesser des Lagergehäuses variiert das äußere radiale Lagerspiel zwischen 30 und $37,5\mu\text{m}$. Dies bedeutet eine relative Zunahme von 25% . Bei einem mittleren inneren Lagerspiel von $11\mu\text{m}$ wird das Systemverhalten bezüglich des variablen äußeren Lagerspiels mit den in Tabelle 5-3 gezeigten Simulationsparametern berechnet und analysiert.

Tabelle 5-3 Simulationsparameter mit variablem äußeren Lagerspiel

Parameter	Bezeichnung	Wert
Inneres Lagerspiel	c_1	11 μm
Äußeres Lagerspiel	c_2	30 μm ; 37,5 μm
Wellendurchmesser	D_s	5,997mm
Lagergehäuse-Bohrungsdurchmesser	D_b	9,6mm; 9,609mm
Relatives inneres Lagerspiel	ψ_1	3,668
Relatives äußeres Lagerspiel	ψ_2	6,289; 7,867
Öleintrittstemperatur	$T_{\text{öl,turb}}$	100°C

Abbildung 5-15 zeigt die modifizierten Wasserfalldiagramme der berechneten Turboladerhochläufe der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variablem äußerem Lagerspiel bis 225.000min^{-1} . In (a) wird das berechnete Schwingungsverhalten bei minimal zulässigem und in (b) bei maximal zulässigem äußerem Lagerspiel gezeigt. Die durch die Unwucht entstehenden Schwingungen, welche synchron mit der Drehfrequenz schwingen, werden durch die Variation des Lagerspieles nicht beeinflusst. Der innere Öl-Whirl, welcher beim minimalen äußeren Lagerspiel in (a) mit dem signifikanten Frequenzsprung bei 85.000min^{-1} auftritt, wird durch eine Vergrößerung des Lagerspiels von 30 μm auf 37,5 μm vollständig unterdrückt. Begründet wird dieses Verhalten durch die größere dämpfende Wirkung des dickeren äußeren Schmierfilmes.

Der Einfluss des äußeren Lagerspieles wirkt sich stark auf die Schwingungen im äußeren Schmierfilm aus. Tritt bei einem Lagerspiel von 30 μm der äußere Öl-Whirl mit einer Spitzenamplitude von 2 μm auf, zeigt die Berechnung bei einem äußeren Lagerspiel von 37,5 μm eine maximale Auslenkungsamplitude von 16 μm bei 130.000min^{-1} . Durch eine 25%ige Vergrößerung des äußeren Lagerspieles erhöht sich die maximale Amplitude somit um das Achtfache. Dies lässt sich durch das starke nicht-lineare Verhalten des Systems begründen.

Die in (b) gezeigten Instabilitäten im äußeren Ölfilm, welche bei einer Rotor-Drehzahl von 45.000min^{-1} auftreten, erreichen Ihr Amplitudenmaximum bei 130.000min^{-1} , wobei man in diesem Punkt in der Praxis von einer Quasi-Resonanz spricht. Durch den inneren Schmierfilm werden die auftretenden Schwingungen im äußeren Schmierfilm gedämpft und klingen mit steigender Drehzahl bei 210.000min^{-1} wieder vollständig ab.

Ein geringes äußeres Lagerspiel bringt somit den Vorteil geringer äußerer Schwingungen mit sich. Es müssen jedoch die Nachteile betrachtet und bewertet werden die dadurch entstehen. Zum Ersten verringert sich die Ring-Geschwindigkeit wodurch sich die Reibleistung durch den höheren Geschwindigkeitsgradient im Schmierfilm vergrößert. Des Weiteren werden die inneren Schwingungen aufgrund des dünneren Schmierfilmes schwächer gedämpft. Außerdem wird durch das geringere Lagerspiel die Steifigkeit im äußeren Schmierfilm vergrößert wodurch der Lagerring bei auftretenden Rotorschwingungen nicht mehr ausweichen und aus Folge daraus es zu einer Berührung zwischen Rotor und Buchse kommen kann.

Aus einem größeren äußeren Lagerspiel resultiert eine hohe dämpfende Wirkung wodurch die inneren Schwingungen abgedämpft werden. Des Weiteren steigt das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis, woraus geringere Verluste bezüglich der Reibung im äußeren Schmierfilm entstehen. Nachteilig wirkt sich ein großes Lagerspiel auf die Schwingungen aus

wodurch große Instabilitäten im äußeren Schmierfilm auftreten. Es muss dabei darauf geachtet werden, dass die zulässige Rotorauslenkung nicht überschritten wird und es zur vollständigen Instabilität kommt.

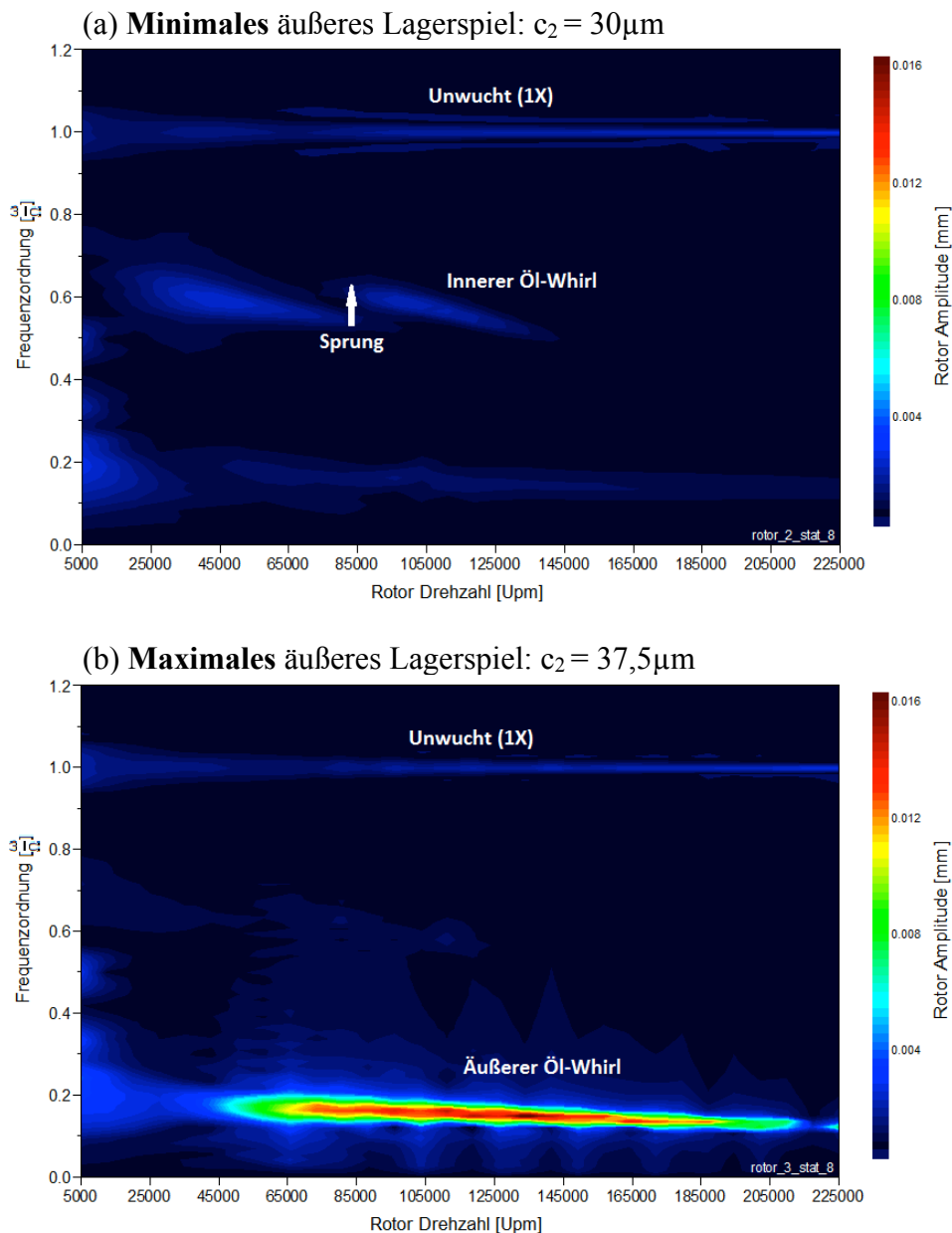


Abbildung 5-15 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variablem äußeren Lagerspiel
(a) $c_2 = 30\mu\text{m}$; (b) $c_2 = 37,5\mu\text{m}$

5.4.4 Einfluss der Öleintrittstemperatur auf das Systemverhalten

Die folgende Analyse zeigt die Beeinflussung des Schwingungsverhaltens durch Variation der Öleintrittstemperatur in die Radiallagerstellen. Hierbei werden bei konstanten mittleren radialen Lagerspielen Berechnungen bei einer Öleintrittstemperatur von 60°C und 140°C durchgeführt. Das Systemverhalten bei 100°C Öleintrittstemperatur wurde bereits in Abbildung 5-12 dargestellt. Die zur Berechnung verwendeten Simulationsparameter werden in Tabelle 5-4 zusammengefasst.

Tabelle 5-4 Simulationsparameter mit variabler Öleintrittstemperatur

Parameter	Bezeichnung	Wert
Inneres Lagerspiel	c_1	11 μm
Äußeres Lagerspiel	c_2	33,75 μm
Wellendurchmesser	D_s	5,997mm
Lagergehäuse-Bohrungsdurchmesser	D_b	9,6045mm
Relatives inneres Lagerspiel	ψ_1	3,668
Relatives äußeres Lagerspiel	ψ_2	7,078
Öleintrittstemperatur	$T_{\text{öl,turb}}$	60°C; 140°C

Die Abbildung 5-16 gezeigten modifizierten Wasserfalldiagramme beschreiben das Schwingungsverhalten des Turboladerrotors in der turbinenseitigen Radiallagerstelle. Das in (a) bei 60°C Öleintrittstemperatur dargestellte Verhalten unterscheidet sich grundsätzlich von dem bei einer Öltemperatur von 140°C in (b) gezeigtem.

Der innere Öl-Whirl tritt bei niedriger Öltemperatur (siehe (a)) mit einer starken Ausprägung auf, woraus Instabilitäten im inneren Schmierfilm resultieren. Die auftretenden Schwingungen im inneren Schmierfilm verursachen den bei Turboladern im Automotive-Bereich nicht erwünschten Konstant-Ton (siehe Kapitel 4.2). Dieser tritt beim modellierten Referenzlader bei einer Öltemperatur von 60°C bei 45.000min^{-1} mit einer Frequenzordnung von 0,6 auf. Die Frequenzordnung verringert sich mit steigender Rotor-Drehzahl bis zur 0,4fachen Drehfrequenz und klingt bei einer Drehzahl von 150.000min^{-1} ab. Die Schwingfrequenz erhöht sich demnach abhängig von der Rotor-Drehzahl von 750Hz auf 1,2kHz. Da die Schallintensität quadratisch von der Schwingfrequenz abhängt, werden die inneren Schwingungen vom menschlichen Gehör intensiver wahrgenommen als die Äußeren. Besitzt das Geräuschverhalten eine hohe Priorität in der Auslegung des Turboladers, ist das Auftreten des inneren Öl-Whirls im Betriebsbereich durch entsprechende konstruktive Anpassung der Lagerung zu verhindern. Während durch die Variation der Öltemperatur bzw. Ölviskosität das Schwingungsverhalten beeinflusst wird, worauf man aber im realen Motorbetrieb wenig Einfluss hat, kann durch entsprechende Änderungen der Lagerfeingeometrie (siehe Kapitel 5.4.2 und Kapitel 5.4.3) das Schwingungsverhalten den Erfordernissen angepasst werden.

Bei einer Öltemperatur von 140°C (siehe (b)) verschwindet der innere Öl-Whirl vollständig und die Schwingungen werden durch Instabilitäten im äußeren Schmierfilm dominiert. Bei 100°C (siehe Abbildung 5-12) beträgt die maximale Schwingungsamplitude verursacht durch den äußeren Schmierfilm 4 μm . Bei 140°C Öleintrittstemperatur steigt diese auf 20 μm an. Die starke Vergrößerung der Amplitude deutet auf eine vollständige Instabilität im äußeren Schmierfilm hin, wodurch der limitierende Auslenkungsradius nur mehr durch die Lagerspiele begrenzt ist und es zur Festkörperreibung kommt. Die Dämpfungswirkung des inneren Schmierfilmes reicht in diesem Fall nicht mehr aus damit die Schwingungen im äußeren Schmierfilm abklingen.

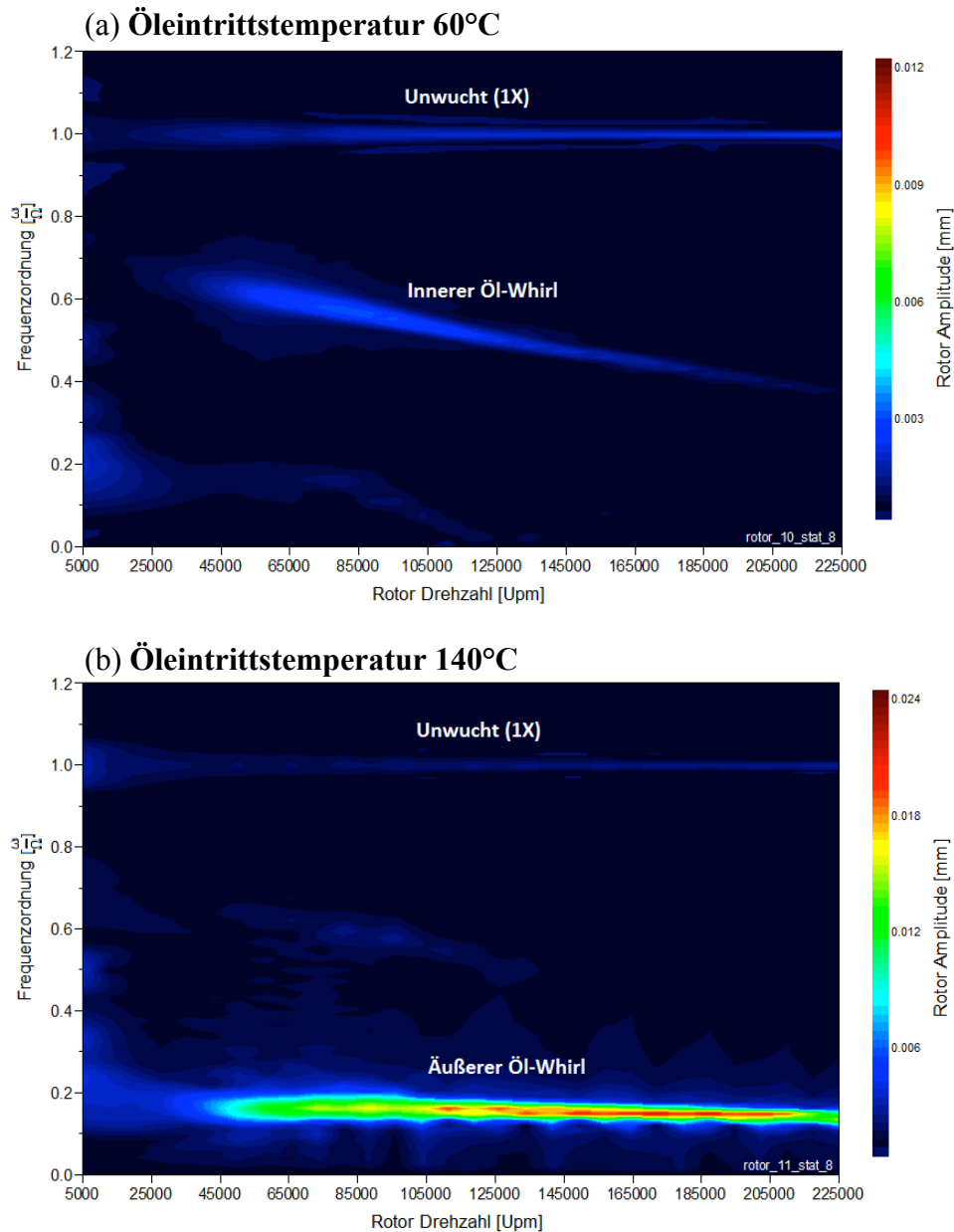


Abbildung 5-16 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variabler Öleintrittstemperatur

(a) $T_{\text{öl,turb}} = 60^{\circ}\text{C}$; (b) $T_{\text{öl,turb}} = 140^{\circ}\text{C}$

5.4.5 Systemverhalten bei Extremlagerspielen

Unter den Extremlagerspielen versteht man die unterschiedlichen Kombinationen von den maximal und minimal zulässigen Lagerspielen. Dazu werden vier weitere Berechnungen zur Analyse des Schwingungsverhaltens nach den in Tabelle 5-5 angeführten Lagerspielkombinationen durchgeführt, wobei eine konstante Öleintrittstemperatur von 120° angenommen wird. Dabei bedeutet die Kombination min / min zum Beispiel ein minimales inneres und ein minimales äußeres Lagerspiel.

Tabelle 5-5 Parameterkombination bei Extremlagerspielen

Lagerspielkombination c_1/c_2	Lagerspiel innen	Lagerspiel außen
min / min	$c_1 = 8\mu\text{m}$	$c_2 = 30\mu\text{m}$
min / max	$c_1 = 8\mu\text{m}$	$c_2 = 37,5\mu\text{m}$
max / min	$c_1 = 14\mu\text{m}$	$c_2 = 30\mu\text{m}$
max / max	$c_1 = 14\mu\text{m}$	$c_2 = 37,5\mu\text{m}$

Wie die vorherigen Simulationsberechnungen bereits zeigen, wird das Systemverhalten durch die Variation der Lagerfeingeometrie stark verändert. In Abbildung 5-17 werden die modifizierten Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung bei Extremlagerspielkombinationen gezeigt. Hierbei lassen sich vier unterschiedliche Schwingungsszenarien feststellen.

Die Kombination (a) zeigt das Schwingungsverhalten bei minimalem innerem und minimalem äußerem Lagerspiel. Hier zeigt sich, dass sich durch ein geringes inneres Lagerspiel der innere Öl-Whirl vollständig unterdrücken lässt und es zu keinen Instabilitäten kommt. Dadurch treten die in Kapitel 5.4.2. bereits erwähnten Nachteile wie erhöhte Lagerreibung, Partikelempfindlichkeit etc. auf. Der äußere Schmierfilm wird bei der betrachteten Variante (a) bei 65.000min^{-1} instabil, wobei die auftretenden Schwingungen aber ausreichend durch den inneren Schmierfilm abgedämpft werden und bei steigender Drehzahl wieder abklingen.

In Kombination (b) lässt sich bei minimalem innerem und maximalem äußerem Lagerspiel eine vollständige Instabilität des äußeren Schmierfilmes feststellen, da die auftretenden Schwingungen bei Erhöhung der Drehzahl nicht mehr abklingen. Dies lässt sich durch die zu geringe dämpfende Wirkung des minimalen inneren Schmierfilmes begründen.

Aus Kombination (c) bei maximalem innerem und minimalem äußerem Lagerspiel resultieren Instabilitäten im inneren Schmierfilm. Die Schwingungen durch den inneren Öl-Whirl sind aufgrund des akustischen Verhaltens zu untersuchen. Bei 65.000min^{-1} tritt der signifikante in Kapitel 3.4 bereits erläuterte Frequenzsprung auf, wobei sich die Umlaufform des Rotors von einer Konischen in eine Zylindrische ändert. Mit zunehmender Drehzahl klingt der innere Öl-Whirl bei einer Drehzahl von 145.000min^{-1} wieder ab. Durch die hohe Dämpfung des inneren Schmierfilmes aufgrund des maximalen Lagerspieles werden Schwingungen im äußeren Lagerspiel sofort abgedämpft wodurch es nur zu sehr geringen Instabilitäten im äußeren Schmierfilm kommt.

Die Kombination (d) mit jeweils maximal zulässigem Lagerspiel zeigt ein etwas besseres Verhalten als Kombination (b). Durch das maximal innere Lagerspiel werden durch die höhere Dämpfungswirkung die Schwingungen im äußeren Schmierfilm soweit gedämpft, dass sie mit steigender Drehzahl wieder abklingen. Durch das maximale innere Lagerspiel entstehen jedoch geringe Instabilitäten im inneren Schmierfilm, welche bezüglich des akustischen Verhaltens nicht zu vernachlässigen sind.

Das Hauptproblem, welche das stark unterschiedliche Schwingungsverhalten der gezeigten Kombinationen hervorruft, ist die im Verhältnis zum Lagerspiel große Fertigungstoleranzbreite. Bei den betrachteten Kombinationen erhöht sich das innere Lagerspiel vom minimal auf das maximal Zulässige um 75% und beim Äußeren immerhin noch um 25%.

Um eine Einschränkung bezüglich des Schwingungsverhaltens zur erlangen, gibt es einerseits die Möglichkeit die zulässigen Fertigungstoleranzen zu verringern, wodurch aber die

Produktionskosten steigen. Eine weitere Möglichkeit ist die Klassierung der Lagerpartner, sodass Lagerspielkombinationen erzielt werden, bei denen die Schwingungsamplituden durch den äußeren Öl-Whirl innerhalb der zulässigen Grenzen bleiben. Zusätzlich müssen die inneren Schwingungen bezüglich des akustischen Verhaltens abgestimmt werden. Dazu wird das innere Lagerspiel so weit reduziert, dass das gewünschte akustische Verhalten erreicht wird, jedoch eine lokale Überhitzung aufgrund der erhöhten Reibung im inneren Schmierfilm vermieden wird.

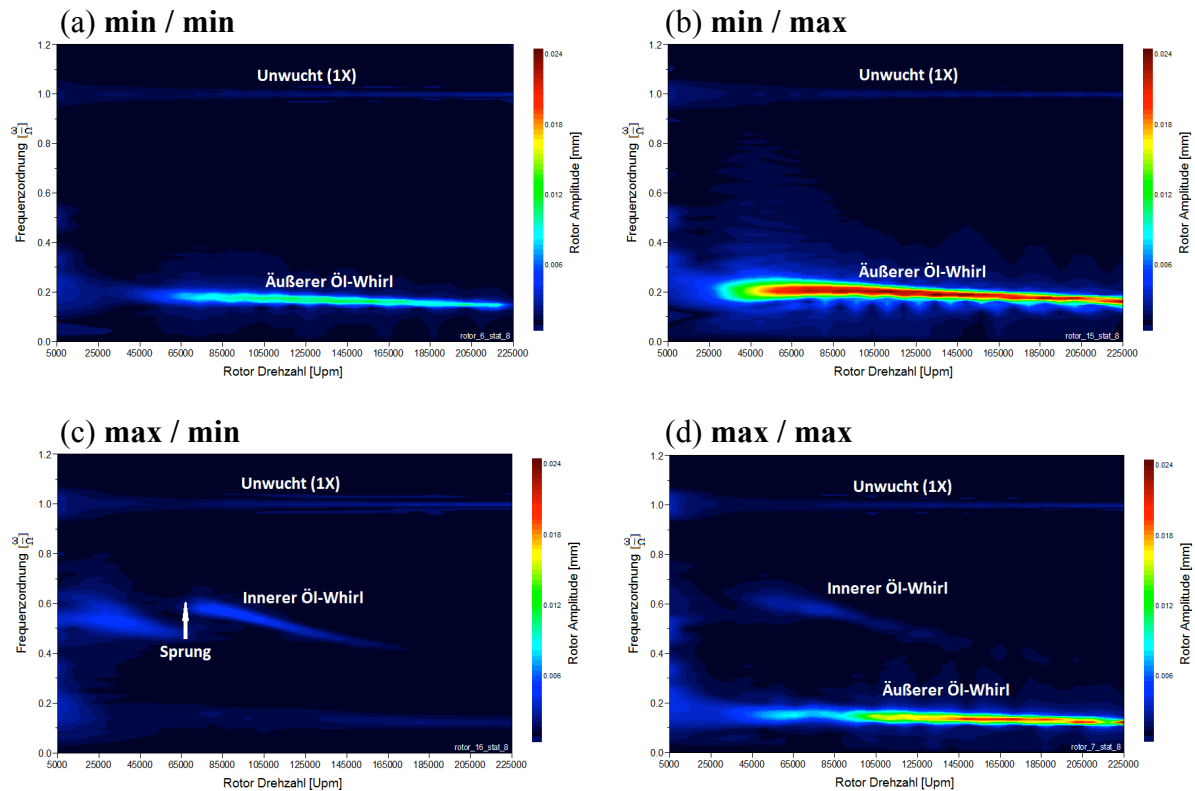


Abbildung 5-17 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei Extremagerspielkombinationen
(a) min/min; (b) min/max; (c) max/min; (d) max/max

5.4.6 Bestimmen der maximalen Rotorauslenkung

Neben der akustischen Betrachtung ist die absolute maximale Rotorauslenkung ein weiteres unter Kapitel 4.2 genanntes Auslegungskriterium. Durch die hohen auftretenden Drehzahlen sind Misch- bzw. Festkörperreibung im Betrieb unbedingt zu vermeiden. Um eine Berührung zwischen den Lagerkomponenten zu vermeiden, muss die Rotorauslenkung theoretisch immer kleiner als die Summe der zwei Lagerspiele sein. Aufgrund der in der Simulation angenommenen Vereinfachungen und Annahmen (siehe Kapitel 5.2) wird ein Sicherheitsfaktor berücksichtigt, wobei unter 100.000min^{-1} die Rotorauslenkung maximal 45% und über 150.000min^{-1} maximal 30% des Gesamtlagerspiels betragen darf [15].

Die nachfolgenden Analysen bezüglich der maximalen Rotorauslenkung beziehen sich auf die in Kapitel 5.4.5 angeführten Extremkombinationen der Lagerspiele. Dazu werden die berechneten maximalen Rotorauslenkungen aus der Simulation in einem Diagramm aufgetragen, wobei auf der Ordinate die relative maximale Rotorauslenkung in Prozent und auf der Abszisse die Rotor Drehzahl in Umdrehungen pro Minute aufgetragen wird. Da die Gesamtlagerspiele der betrachteten Kombinationen unterschiedlich sind, muss, um eine

Vergleichbarkeit zu ermöglichen, die maximale Rotorauslenkung relativ auf das Gesamtlagerspiel bezogen werden.

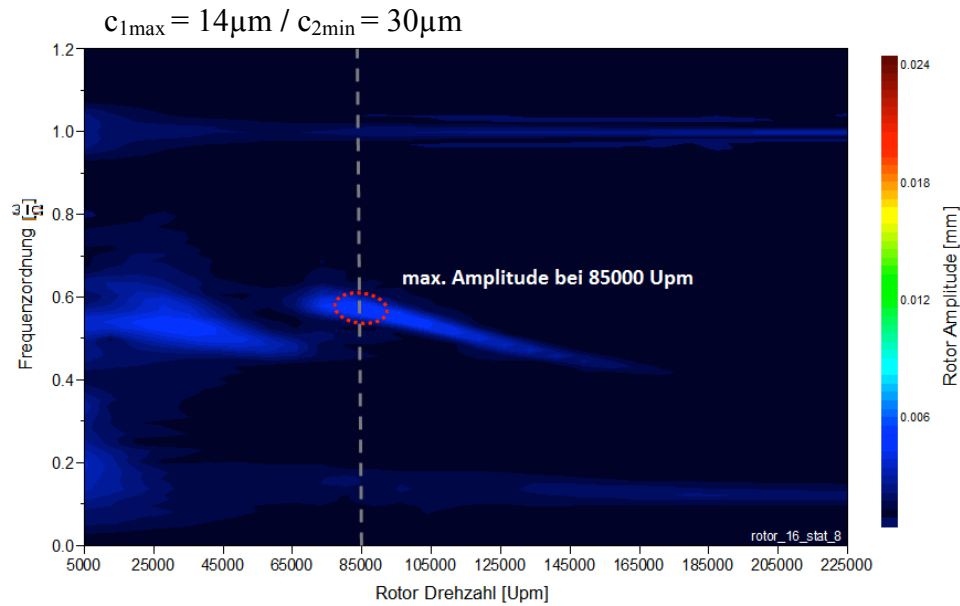


Abbildung 5-18 Modifiziertes Wasserfalldiagramm der Lagerspielkombination max / min zur Ermittlung der maximalen Rotorauslenkung bei 85.000min^{-1}

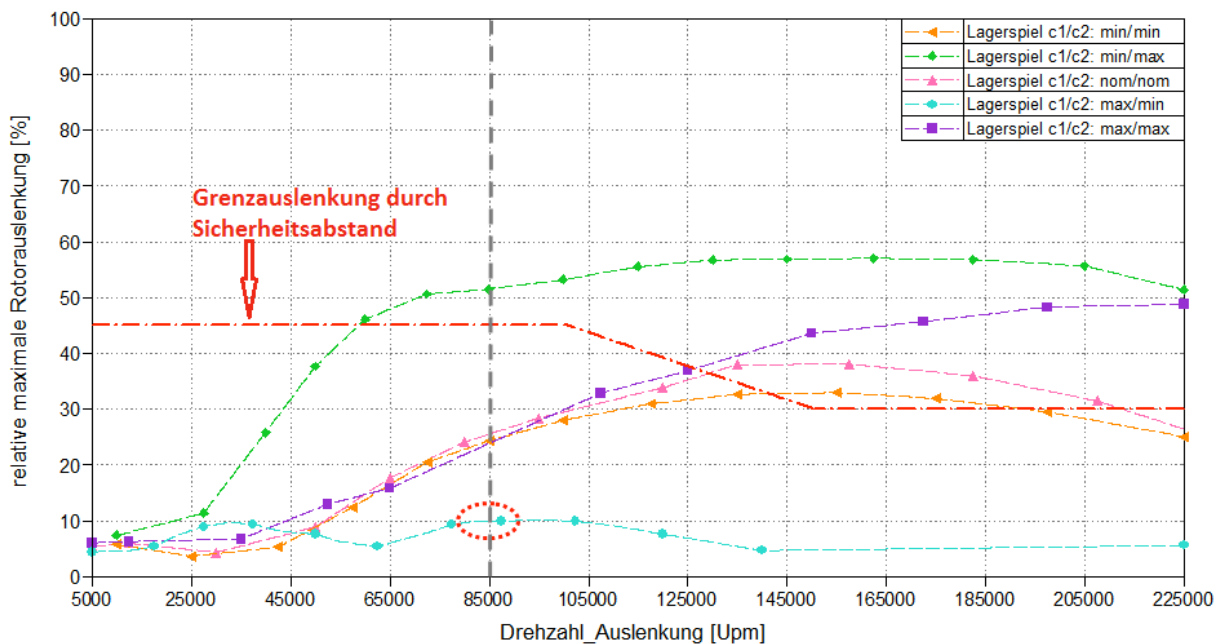


Abbildung 5-19 Relative maximale Rotorauslenkung der Extremlagerspielkombinationen über der Drehzahl

Abbildung 5-19 zeigt die relative maximale Rotorauslenkung der Extremlagerspielkombinationen über der Drehzahl. Zur Ermittlung der für das Diagramm benötigten Werte werden die berechneten Simulationsergebnisse im Programm EXCEL mit einem Datenfilter so behandelt, dass sich pro Drehzahlpunkt die maximale Rotorauslenkung

ergibt. In Abbildung 5-18 wird dies beispielhaft für eine Rotor-Drehzahl von 85.000min^{-1} gezeigt. Dabei tritt eine maximale Schwingungsamplitude von $4,2\mu\text{m}$ durch Instabilitäten im inneren Schmierfilm auf. Bezogen auf ein Gesamtlagerspiel von $44\mu\text{m}$, welches durch ein maximales inneres Spiel von $14\mu\text{m}$ und ein minimales Äußeres von $30\mu\text{m}$ resultiert, ergibt sich eine relative Rotorauslenkung von $9,55\%$ (siehe Abbildung 5-19).

Die Berechnung und Darstellung der relativen maximalen Rotorauslenkung aus Abbildung 5-19 zeigt, dass beim berechneten Simulationsmodell des Referenzturboladers die Grenzauslenkung gegeben durch einen Sicherheitsabstand nur von der Extrem-lagerspielkombination max/min nicht überschritten wird. Diese Kombination zeigt aber fast ausschließlich Schwingungen im inneren Schmierfilm, welche den bei Turboladern im Automotive-Bereich unerwünschten Konstant-Ton verursachen. Ob dem akustischen Verhalten der Turbolader Lagerung eine hohe Priorität zugewiesen wird, muss durch experimentelle Versuche am Gesamtsystem „Fahrzeug“ festgelegt werden.

Die Kombination min/max zeigt, wie in Abbildung 5-17 (c) bereits gesehen, eine vollständige Instabilität ab ca. 65.000min^{-1} . Bei den Lagerspielkombinationen max/max und min/min wird die durch den Sicherheitsabstand gegebene Grenzauslenkung erst im oberen Drehzahlbereich bei ca. 130.000min^{-1} überschritten. Zur Vollständigkeit wird die relative maximale Rotorauslenkung bei mittleren Lagerspielen zusätzlich aufgetragen. Diese Kombination zeigt eine geringfügige Übertretung der zulässigen Grenzauslenkung zwischen 145.000 und 185.000min^{-1} .

5.4.7 Ermittlung der minimalen Schmierfilmdicke

Da sich die Gleitlagerbuchse frei innerhalb des inneren und äußeren Lagerspieles radial bewegen kann, reicht die Betrachtung der maximalen Rotorauslenkung nicht aus, um einen sicheren Betrieb gewährleisten zu können. Als zusätzliches Auslegungskriterium muss die minimale Schmierfilmdicke des inneren und des äußeren Schmierfilmes kontrolliert werden. Dazu lässt sich mittels dem in DyRoBeS© Rotor implementierten Post Prozessor die relative Bewegung zwischen Rotor und Buchse sowie zwischen Buchse und Gehäuse ermitteln. Das Kriterium gibt an, dass die innere und äußere Schmierfilmdicke größer als die jeweilige limitierende Schmierfilmdicke, welche sich nach der empirischen Gleichung (5.3) aus DIN 31653 [7] berechnen lässt, sein muss.

$$h_{\min} \geq h_{\lim} = 1,25 * \sqrt{\frac{D_m R_z}{3 * 10^3}} \quad (5.3)$$

Hierbei ist

h_{\min} die minimal auftretende Schmierfilmdicke,

h_{\lim} die limitierende Schmierfilmdicke

D_m der mittlere Lagerdurchmesser in Meter und

R_z die kombinierte mittlere Oberflächenrauigkeit in Meter.

Die mittlere Oberflächenrauigkeit berechnet sich nach Gleichung (4.2) über die Oberflächenrauigkeiten der Lagerpartner.

$$R_z = \sqrt{R_{z\text{Welle/Buchse}}^2 + R_{z\text{Buchse/Gehäuse}}^2} \quad (5.4)$$

Nachfolgendes Beispiel zeigt die Berechnung der minimal auftretenden Schmierfilme sowie die Kontrolle des Auslegungskriteriums. Dazu wird das Schwingungsverhalten bei mittleren Lagerspielen und einer Öltemperatur von 120°C berechnet und im modifizierten Wasserfalldiagramm in Abbildung 5-20 dargestellt. Die zugehörigen Eingangsparameter und die resultierenden Ergebnisse daraus werden in Tabelle 5-6 zusammengefasst.

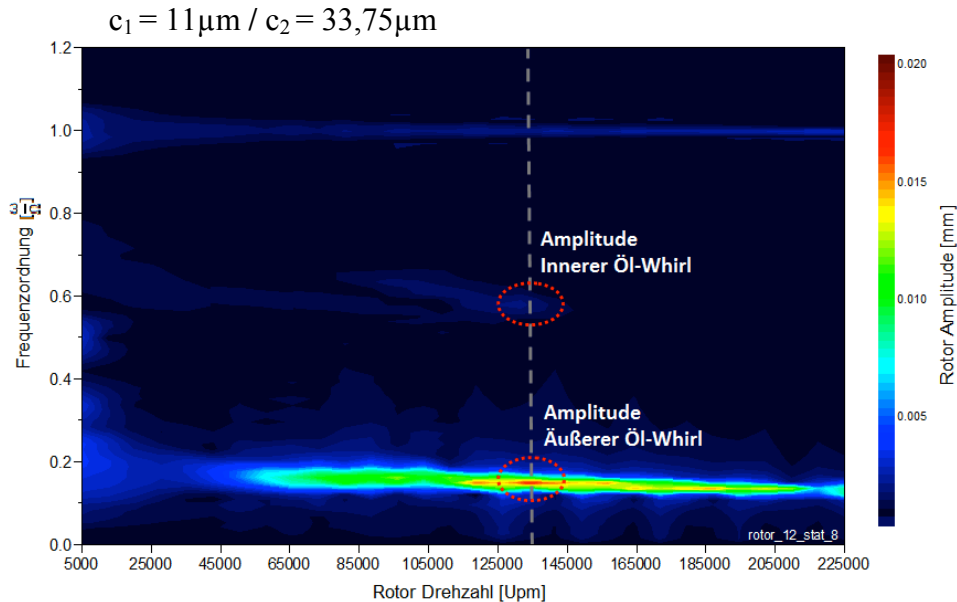


Abbildung 5-20 Modifiziertes Wasserfalldiagramm bei mittleren Lagerspielen zur Ermittlung der minimalen Schmierfilmdicke bei 135.000min^{-1}

Die Analyse der minimalen Schmierfilmdicken wird bei einer Drehzahl von 135.000min^{-1} durchgeführt, wobei eine maximale Gesamtschwingungsamplitude von $17,3\mu\text{m}$ auftritt (siehe Abbildung 5-21(a)). Zur Berechnung der Schmierfilmdicken sind die aus der Simulation stammenden relativen Bewegungen zwischen den Systemkomponenten und die jeweiligen Lagerspiele notwendig. Erstere werden anhand des in DyRoBeS© Rotor implementierten Post-Prozessors in graphischer Form aufbereitet und in Abbildung 5-21 dargestellt. Dabei wird in (a) die Rotorbewegung relativ zum Lagergehäuse, in (b) die Rotorbewegung relativ zur Lagerbuchse und in (c) die relative Bewegung der Lagerbuchse gegenüber dem Lagergehäuse dargestellt.

Hierbei lässt sich zwischen Rotor und Buchse ein limitierter Auslenkungsradius von $2,7\mu\text{m}$ und zwischen Buchse und Gehäuse ein Radius von $17\mu\text{m}$ feststellen. Mit einem inneren radialen Lagerspiel von $11\mu\text{m}$ und einem Äußeren von $33,75\mu\text{m}$ ergeben sich nach Gleichung (5.5) die minimal auftretenden Schmierfilmdicken im Inneren mit $8,3\mu\text{m}$ und im Äußeren mit $16,75\mu\text{m}$.

$$h_{\text{min_innen/außen}} = c_{1/2} - e_{1/2} \quad (5.5)$$

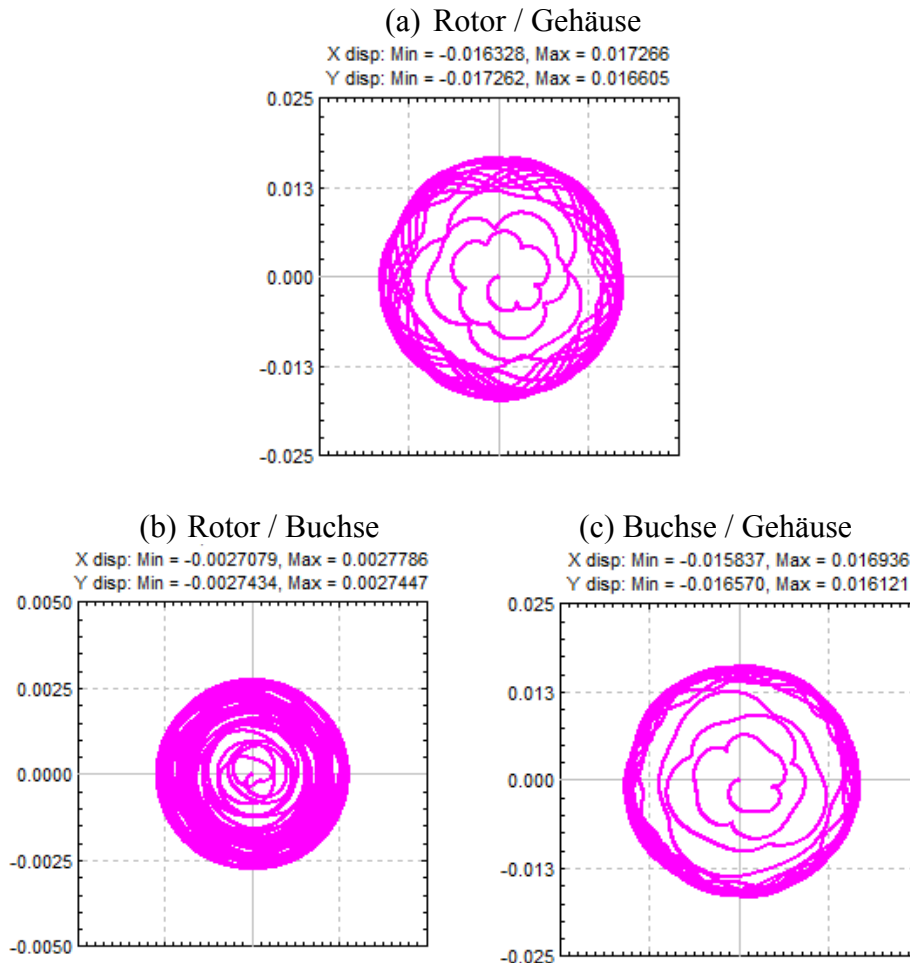


Abbildung 5-21 Berechnete relative Bewegung der Systemkomponenten in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei 135.000min^{-1}

Durch die beispielhaft gewählten Oberflächenrauigkeiten der Systemkomponenten welche Abhängig von der mechanischen Bearbeitung sind, ergeben sich nach Gleichung (5.4) die mittleren Oberflächenrauigkeiten. Zur Berechnung der limitierten Schmierfilmdicken sind zusätzlich die mittleren Durchmesser der Lagerstellen notwendig, welche sich aus den Durchmessern der betrachteten Systemkomponenten nach Gleichung (5.6) berechnen lassen.

$$D_{m_innen/außen} = \frac{D_{i/b} + D_{S/o}}{2} \quad (5.6)$$

Durch Einsetzen der gemittelten Oberflächenrauigkeit und des mittleren Durchmessers des jeweiligen Schmierfilmes in Gleichung (5.3) ergibt sich die limitierte Schmierfilmdicke. Dabei lässt sich anhand der in Tabelle 5-6 angenommenen Parametern eine limitierte Schmierfilmdicke von $2,4\mu\text{m}$ im Inneren und $5,6\mu\text{m}$ im äußeren Schmierfilm ermitteln.

Der Vergleich der minimal auftretenden Schmierfilmdicken im inneren bzw. äußeren Schmierfilm mit den berechneten limitierten Schmierfilmdicken zeigt, dass keine Festkörperreibung während des Betriebes auftritt, da die minimale Schmierfilmdicke größer als die limitierte Schmierfilmdicke ist.

Tabelle 5-6 Parameter zur Beispielerrechnung der minimalen und limitierten Schmierfilmdicke

Parameter	Bezeichnung	Wert
Wellendurchmesser	D_S	5,997mm
Buchsendurchmesser innen	D_i	6,019mm
Buchsendurchmesser außen	D_o	9,537mm
Lagergehäuse-Bohrungsdurchmesser	D_b	9,6045mm
Mittlerer Durchmesser innen	D_{m_innen}	6,008mm
Mittlerer Durchmesser außen	$D_{m_außen}$	9,57075mm
Oberflächenrauigkeit der Welle	R_{zWelle}	1,6 μ m
Oberflächenrauigkeit Lagerbuchse innen	$R_{zBuchseinnen}$	1 μ m
Oberflächenrauigkeit Lagerbuchse außen	$R_{zBuchseaußen}$	1 μ m
Oberflächenrauigkeit Lagergehäusebohrung	$R_{zGehäuse}$	6,3 μ m
Limitierte Schmierfilmdicke innen	h_{lim_innen}	2,4μm
Limitierte Schmierfilmdicke außen	$h_{lim_außen}$	5,6μm
Inneres Lagerspiel	c_1	11 μ m
Äußeres Lagerspiel	c_2	33,75 μ m
Innere Auslenkung (Rotor / Buchse)	e_1	2,7 μ m
Äußere Auslenkung (Buchse / Gehäuse)	e_2	17 μ m
Minimale Schmierfilmdicke innen	h_{min_innen}	8,3μm
Minimale Schmierfilmdicke außen	$h_{min_außen}$	16,75μm

Zu beachten ist, dass sich durch den Temperaturgradienten zwischen innerem und äußerem Schmierfilm die Lagerbuchse ausdehnt. Dadurch wird die innere minimale Schmierfilmdicke in der Realität größer als 8,3 μ m und die Äußere geringer als 16,75 μ m sein.

5.4.8 Vergleich Simulation mit Messwerten aus der Literatur

Anhand eines Vergleiches von Simulations- und Messergebnissen soll die Simulationsmethodik bewertet werden. Da für den vorhandenen Referenzturbolader bis zum Verfassen der vorliegenden Arbeit noch keine Messwerte zur Verfügung standen, wird ein weiteres Simulationsmodell eines in der Literatur [21] veröffentlichten Turboladers aufgebaut und die Ergebnisse daraus mit den zugehörigen Messergebnissen verglichen. Das Berechnungsergebnis des Schwingungsverhaltens des zusätzlich modellierten Turboladers wird in Abbildung 5-22 (a) gezeigt und mit dem aus der Literatur [21] stammenden gemessenen modifizierten Wasserfalldiagramm aus Abbildung 5-22 (b) verglichen. In beiden Diagrammen lassen sich die synchrone Unwuchtschwingung, ein innerer „Öl-Whirl“ mit einem Frequenzsprung und ein äußerer „Öl-Whirl“ finden. Der Frequenzsprung im inneren „Öl-Whirl“, bei welchem sich die Umlaufbewegung von einer Konischen in eine Zylindrische ändert, tritt in der Simulation bei einer Rotor Drehzahl von 65.000min⁻¹ auf, wohingegen dieser beim betrachteten Messergebnis bei 60.000min⁻¹ auftritt. Des Weiteren erhöht sich die Amplitude des inneren „Öl-Whirls“ nach dem Frequenzsprung in der Simulation im Gegensatz zur Amplitude aus der Messung. Zusätzlich klingt der innere „Öl-Whirl“ in den Simulationsergebnissen bei 150.000min⁻¹ mit einer Frequenzordnung von 0,4 ab, während dessen die Messwerte einen inneren „Öl-Whirl“ mit konstanter Amplitude bis 225.000min⁻¹ zeigen. Dabei sinkt die Frequenzordnung bis auf 0,2 ab. Die Unterschiede, welche beim

Vergleich zwischen Simulation und Messung ergeben, lassen sich auf die in Kapitel 5.2 angeführten Randbedingungen und Annahmen in der Simulation zurückführen.

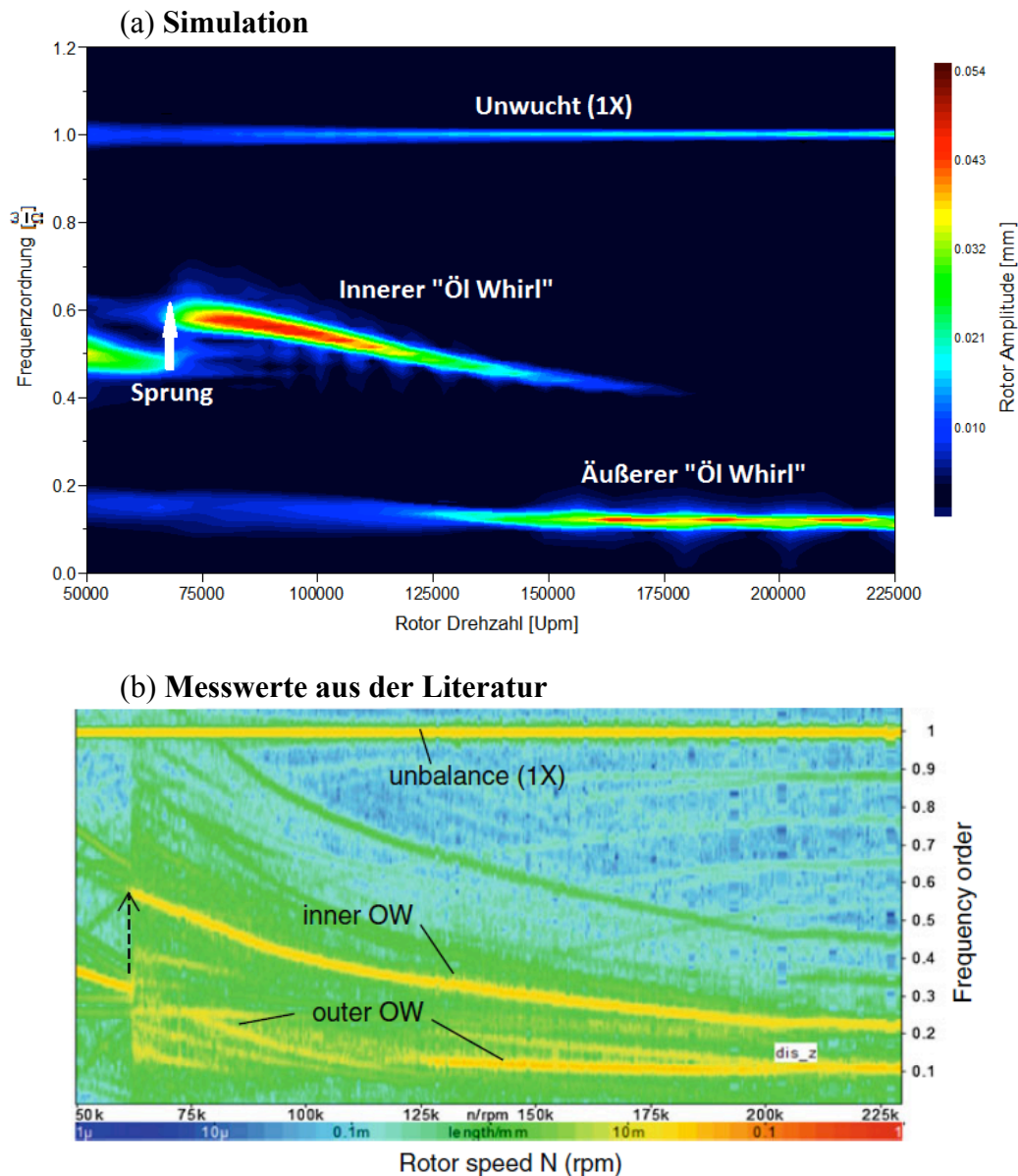


Abbildung 5-22 Vergleich der modifizierten Wasserfalldiagramme aus der Simulation und einem aus der Literatur entnommenen Messergebnis [21]

5.4.9 Einflussgrößen der rotierenden Schwimmbuchsen-Lager

Mittels der durchgeführten Berechnungsvariation wurden die prinzipiellen Einflüsse der einzelnen Simulationsparameter gezeigt, wobei neben den in den vorhergehenden Punkten analysierten Variationen noch weitere Parametervariationen durchgeführt wurden. Zusammenfassend zeigt Tabelle 5-7 die Erkenntnisse sowie die Vor- und Nachteile, welche durch Simulationsvariationen anhand der geometrischen Einflussgrößen ermittelt werden konnten und wie sich das Systemverhalten prinzipiell beeinflussen lässt.

Tabelle 5-7 Geometrische Einflussgrößen des Lagerungssystems und deren Vor- bzw. Nachteile

Parameter	Vorteile	Nachteile
Kleines inneres Lagerspiel	<ul style="list-style-type: none"> • Schwingungsreduzierung im inneren Schmierfilm 	<ul style="list-style-type: none"> • Höhere Öltemperatur → Verkoken • Kritischer gegen Partikel
Großes inneres Lagerspiel	<ul style="list-style-type: none"> • Unkritisch gegen Partikel • Geringere Ölerwärmung 	<ul style="list-style-type: none"> • Schwingungen im inneren Ölfilm → Akustik • Geringeres RSR
Kleines äußeres Lagerspiel	<ul style="list-style-type: none"> • Geringere äußere Schwingungen 	<ul style="list-style-type: none"> • Geringeres RSR • Geringere Dämpfung der inneren Schwingungen • Hohe Steifigkeit im äußeren Schmierfilm
Großes inneres Lagerspiel	<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Dämpfung der inneren Schwingungen • Größeres RSR → geringere Verluste 	<ul style="list-style-type: none"> • Große Rotorauslenkung → Instabilität
Geringes Gesamtlagerspiel	<ul style="list-style-type: none"> • Geringere Auslenkung • Geringerer Verdichterspalt möglich → Erhöhung der Pumpgrenze 	<ul style="list-style-type: none"> • Mischreibung möglich → höherer Verschleiß
Großes Gesamtlagerspiel	<ul style="list-style-type: none"> • Unkritisch gegen Partikel • Geringere Ölerwärmung 	<ul style="list-style-type: none"> • Große Wellenauslenkungen • Schlechte Beschleunigung
Größeres D_o/D_i – Verhältnis ($D_i \rightarrow \text{konst.}$)	<ul style="list-style-type: none"> • Bessere Dämpfungseigenschaften aufgrund größerer Lagerfläche • Reduzierte Rotorauslenkung äußerer Schmierfilm 	<ul style="list-style-type: none"> • Höherer Öldurchfluss • Höheres Blow-By aufgrund größerer Kolbenringdurchmesser • Verringeres RSR
Größeres L_o/L_i – Verhältnis ($L_i \rightarrow \text{konst.}$)	<ul style="list-style-type: none"> • Bessere Dämpfungseigenschaften aufgrund größerer Lagerfläche • Reduzierte Rotorauslenkung äußerer Schmierfilm • Geringerer Öldurchfluss 	<ul style="list-style-type: none"> • Verringeres RSR • Hohe Steifigkeit im äußeren Schmierfilm
Größeres c_2/c_1 – Verhältnis ($c_1 \rightarrow \text{konst.}$)	<ul style="list-style-type: none"> • Größerer äußerer Dämpfungskoeffizient • Größeres RSR 	<ul style="list-style-type: none"> • Höherer Öldurchfluss • Geringere Steifigkeit äußerer Schmierfilm

Im Allgemeinen zeigt sich ein gegenläufiger Trend zwischen inneren und äußeren Schwingungen. Lassen sich bei annähernd gleichem Beschleunigungsverhalten, Öldurchfluss und Reibleistung die inneren Schwingungen verringern, entstehen Schwingungen im äußeren Schmierfilm und umgekehrt. Es lässt sich ein Trade-Off feststellen, dass geringere Schwingungsamplituden einen Nachteil bezüglich des Öldurchflusses, des Blow-By, der erhöhten lokalen Öltemperaturen bzw. der Beschleunigung mit sich bringen.

Zusätzlich zu den in der Tabelle angeführten Vor- und Nachteilen kann noch gesagt werden, dass ein geringeres Ring-Geschwindigkeitsverhältnis eine erhöhte Reibleistung und ein schlechteres Beschleunigungsverhalten mit sich bringt.

Des Weiteren resultiert aus einer hohen Steifigkeit im äußeren Schmierfilm eine erschwerte Bewegungsmöglichkeit der Schwimmbuchse, wobei die Bewegung der Buchse synchron mit der Rotorbewegung erfolgen sollte. Durch die erschwerte Bewegungsmöglichkeit kann es zu einer Berührung zwischen Läufer und Buchse kommen, da diese aufgrund der hohen Außensteifigkeit nicht mehr so schnell ausweichen kann. Im Gegensatz dazu führt eine zu geringe Steifigkeit im äußeren Schmierfilm zu einer erhöhten Rotorauslenkung.

Durch geringere Gesamtlagerspiele resultieren geringere Schwingungsamplituden, wodurch geringere Spaltmaße zwischen Verdichter- bzw. Turbinenrad und den jeweiligen Gehäusen möglich sind. Dadurch kommt es zu einer verringerten Absenkung der Pumpgrenze vom theoretischen Ideal [12], was sich positiv auf das Turboladerverhalten und den Wirkungsgrad auswirkt.

5.5 Variationsbeispiel zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen

Anhand eines Variationsbeispiels wird als Verbesserungspotential aufgezeigt welche Maßnahmen zur Reduzierung der äußeren Schwingungsamplitude nötig sind ohne die inneren Schwingungen zu erhöhen, so dass die in Kapitel 4.2 genannten Auslegungskriterien erfüllt werden. Mit den beschriebenen Forderungen lässt sich aus den gezeigten Variationssimulationen, aus Tabelle 5-7 und aus der Literatur stammenden Untersuchungen folgender Schluss ziehen.

Zur Verringerung der äußeren Schwingungsamplitude ohne die innere Schwingungen zu beeinflussen muss das D_o/D_i – Verhältnis bei gleichbleibendem Innendurchmesser D_i vergrößert werden.

Als Basisvariante dient eine Parameterkombination mit mittleren Lagerspielen und einer Öleintrittstemperatur von 120°C. Das Simulationsergebnis der genannten Variante wird anhand eines modifizierten Wasserfalldiagrammes unter Kapitel 5.4.7 in Abbildung 5-20 dargestellt. Nach weitreichenden Simulationsvariationen wird zur Erfüllung des geforderten Systemverhaltens das Durchmesser Verhältnis um 15% erhöht. Durch Konstant-Halten des inneren Durchmessers D_i ergibt sich ein Gehäusebohrungsdurchmesser D_b von 11mm. Unter Beachtung, dass das relative Lagerspiel ψ_2 ebenfalls konstant bleibt, erhöht sich das äußere Lagerspiel von 33,75µm auf 38,65µm. Die zugehörigen Simulationsparameterwerte der Basisvariante und der modifizierten Variante werden zusammengefasst in Tabelle 5-8 gezeigt.

Tabelle 5-8 Simulationsparameter zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen

Parameter	Bezeichnung	Basisvariante	Modifizierte Variante
Inneres Lagerspiel	c_1	11 μm	11 μm
Äußeres Lagerspiel	c_2	33,75 μm	38,65 μm
Wellendurchmesser	D_s	5,997mm	5,997
Lagergehäuse- Bohrungsdurchmesser	D_b	9,6045mm	11mm
Relatives inneres Lagerspiel	ψ_1	3,669	3,669
Relatives äußeres Lagerspiel	ψ_2	7,078	7,078
Durchmesser Verhältnis	D_o / D_i	1,584	1,822

Anhand der im Zuge dieser Arbeit entwickelten Auslegungssystematik (siehe Abbildung 4-2) erfolgt zunächst eine lineare Modalanalyse, da durch die Variation die Hauptabmessungen des Lagersystems verändert wurden. In Abbildung 5-23 wird in (a) die lineare Modalanalyse der Basisvariante und in (b) die der modifizierten Variante dargestellt, wobei jeweils links das Simulationsmodell mit der ersten biegekritischen Frequenz und rechts die potentielle Energieverteilung gezeigt wird.

Die Vergrößerung des Durchmesser Verhältnisses bringt eine Verringerung der biegekritischen Frequenz mit sich, was zunächst einen Nachteil darstellt, da diese laut den Auslegungskriterien (siehe Kapitel 4.2) so hoch wie möglich sein soll. Die Betrachtung der potentiellen Energieverteilung ergibt jedoch eine 14%ige höhere Energieaufnahme durch die Lagerung, wodurch die auftretenden Schwingungen stabilisiert werden. Nachteilig wirkt sich die erhöhte Energieaufnahme durch eine nicht ins Gewicht fallende Erhöhung der Wärmeentwicklung durch die zusätzliche Dämpfung aus.

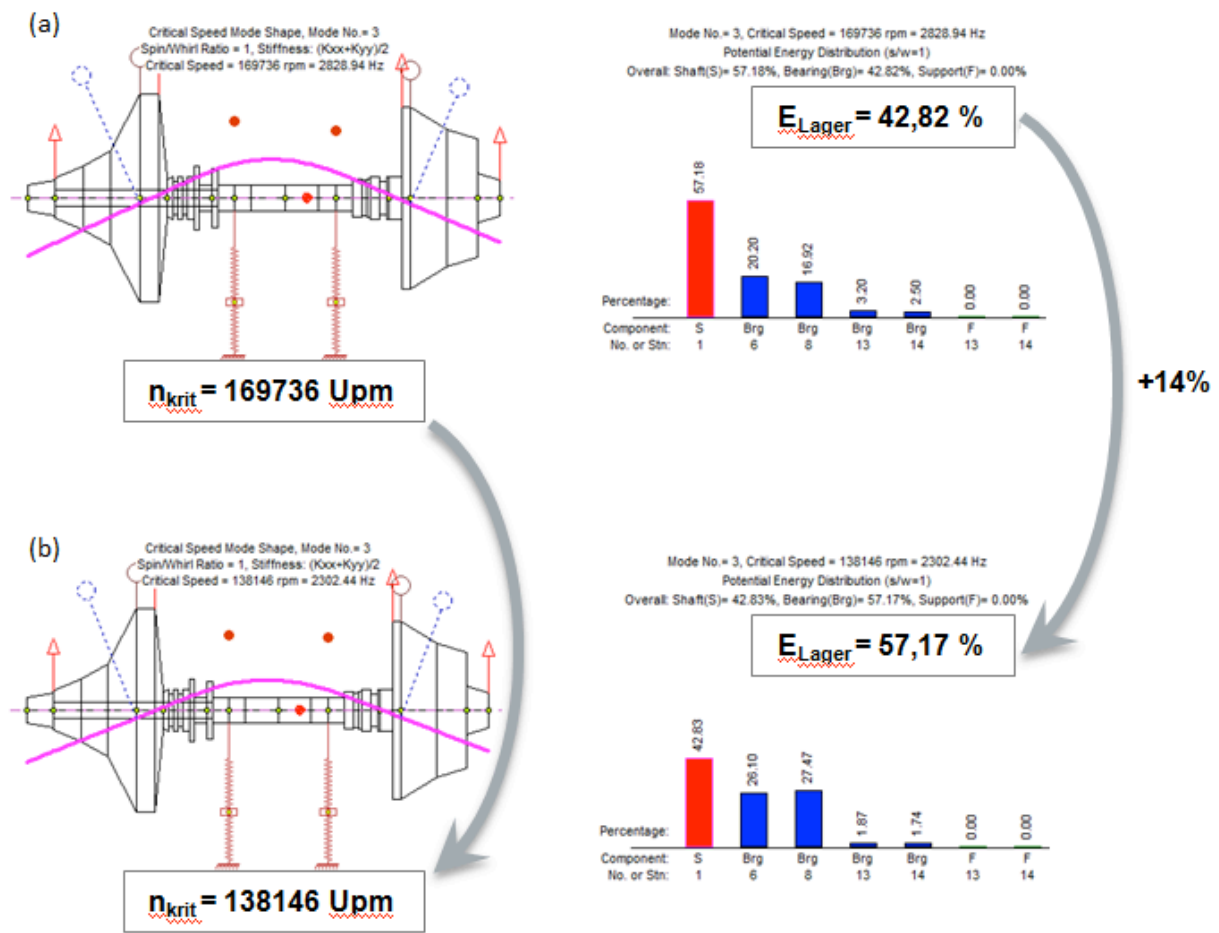


Abbildung 5-23 Lineare Modalanalyse des Variationsbeispiels mit zugehöriger potentieller Energieverteilung im System
 (a) Basisvariante; (b) modifizierte Variante

Als zweiter Schritt bei der Parametervariation zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen erfolgt die nicht-lineare Hochlaufsimulation der beiden betrachteten Varianten. Die Berechnungsergebnisse daraus werden in Abbildung 5-24 gezeigt, wobei in (a) das modifizierte Wasserfalldiagramm der Basisvariante und in (b) das der modifizierten dargestellt ist. Durch die Vergrößerung des äußeren Durchmesserungsverhältnisses um 15% wird die der äußere „Öl-Whirl“ stark verringert, wobei die maximale Schwingungsamplitude von $17\mu\text{m}$ auf $7\mu\text{m}$ reduziert wird. Gleichzeitig werden durch die erhöhte dämpfende Wirkung des um $5\mu\text{m}$ vergrößerten äußeren Lagerspiels die inneren Schwingungen so weit reduziert, dass diese vernachlässigbar kleine Werte annehmen, wodurch das Auslegungskriterium bezüglich der Geräuschentwicklung erfüllt wird.

Geringfügig wirkt sich das genannte Vorgehen der Durchmesserungsvergrößerung nachteilig auf einen erhöhten Öldurchfluss und erhöhtes Blow-By aufgrund der Vergrößerung der Querschnittsfläche des Lagerspaltes und der turbinenseitigen Kolbenringe aus. Ein geringeres Ring-Geschwindigkeitsverhältnis und das Auftreten von Seitenbändern sind ebenfalls sekundäre Folgeerscheinungen der Parametervariation, wobei diese bezüglich der Priorität der Auslegung bewertet werden müssen.

Die genannten Seitenbänder resultieren aus der Addition und Subtraktion von den

auftretenden Frequenzkomponenten und treten erst bei höheren Frequenzen auf wodurch die Rotorauslenkung verstärkt wird. Je stärker die modulierten Seitenbänder auftreten, desto nicht-linearer antwortet das System auf Parameteränderungen [21].

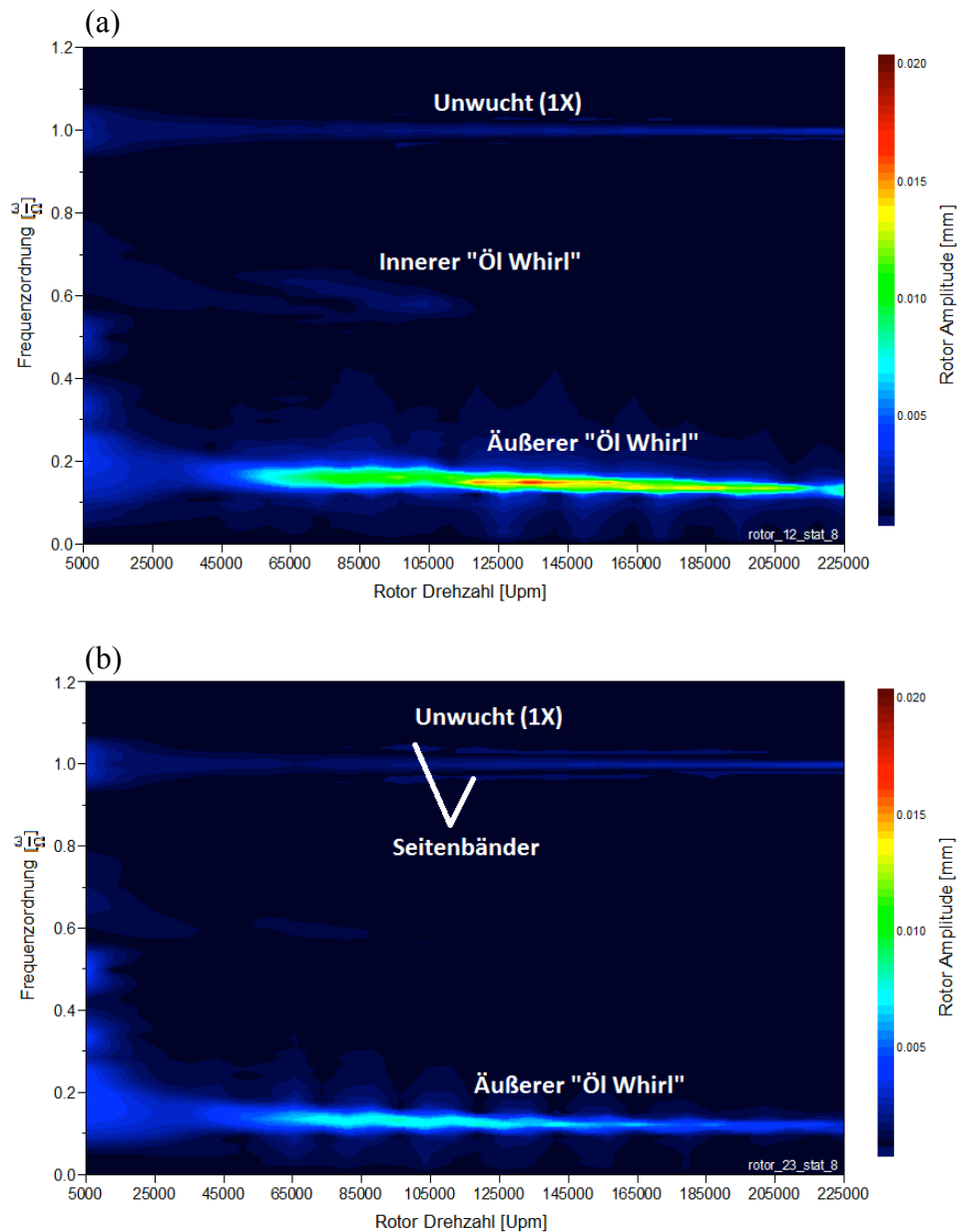


Abbildung 5-24 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen
(a) Basisvariante; (b) modifizierte Variante

Als weiterer Schritt bei der Parametervariation zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen erfolgt die Kontrolle der maximalen Schwingungsamplituden wie in Kapitel 5.4.6 beschrieben.

Dazu wird in Abbildung 5-25 die relative maximale Rotorauslenkung der Basis- sowie der modifizierten Variante über der Drehzahl aufgetragen. Hierbei wird durch die Maßnahme der Vergrößerung des Durchmesserhältnisses um 15% die maximale relative Schwingungsamplitude so weit reduziert, dass im gesamten Drehzahlbereich die zulässige

Grenze nicht überschritten und somit das Auslegungskriterium erfüllt wird.

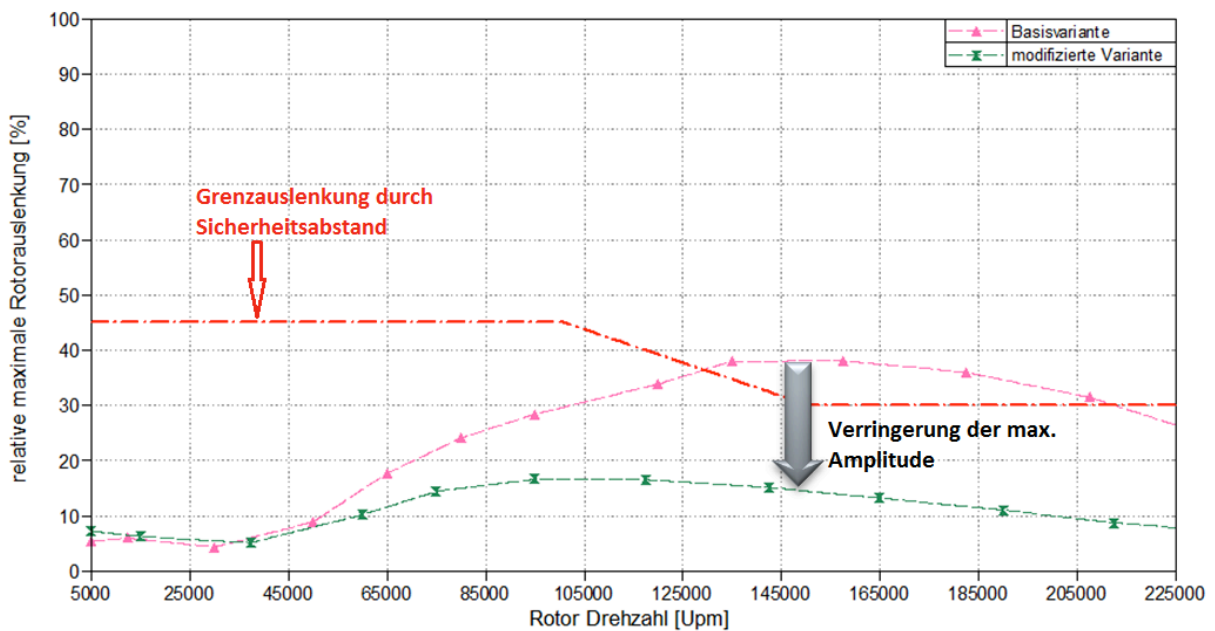


Abbildung 5-25 Relative maximale Rotorauslenkung der Extremlagerspielkombinationen über der Drehzahl

Wie bereits erwähnt treten neben den Vorteil der Schwingungsreduzierung auch Nachteile auf, welche den Anforderungen entsprechend bewertet werden müssen. Die Betrachtung des Ring-Geschwindigkeitsverhältnis in Abbildung 5-26 zeigt, dass sich durch die Durchmesserungsverhältnisvergrößerung das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis stark verringert. Das Ring-Geschwindigkeitsverhältnis lässt sich nach Gleichung (3.19) beschreiben, wobei ersichtlich wird, dass das Durchmesserungsverhältnis mit der dritten Potenz in die Berechnung einfließt. Durch die Vergrößerung des Durchmesserungsverhältnisses um 15%, verringert sich die Ring-Geschwindigkeit im unteren Drehzahlbereich um 17% und im oberen um 10%.

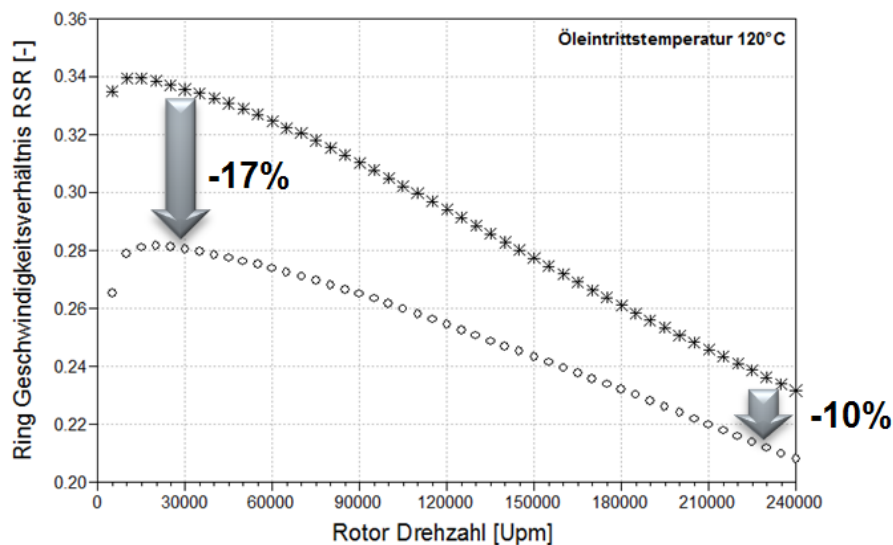


Abbildung 5-26 Verringerung des Ring-Geschwindigkeitsverhältnisses aufgrund der Durchmesserungsverhältnisvergrößerung

Die Ring-Geschwindigkeit wirkt sich nach Gleichung (3.10) umgekehrt proportional auf die Verlustleistung aus, wodurch sich diese durch Verringerung des Ring-Geschwindigkeitsverhältnisses vergrößert. Des Weiteren erhöht sich die lokale Öltemperatur und das Beschleunigungsverhalten des Turboladers verschlechtert sich.

6 Messtechnik

Zur Validierung der Simulationsergebnisse sind Vermessungen der Rotor-Verlagerungsbahn und eine anschließende FFT-Analyse der auftretenden Schwingungen des Referenzturboladers notwendig. Dazu wird im nachfolgenden Kapitel der Turbolader konstruktiv adaptiert um die Wellenbewegung experimentell zu bestimmen.

Aufgrund der äußerst schwierigen Zugänglichkeit zu den Lagerstellen werden zwei Wirbelstromsensoren im Winkel von 90° im Verdichtergehäuse angebracht, um die Wellenbewegung an der Wellenmutter des Verdichterrades zu erfassen. Über einen dritten Sensor werden einerseits die Drehzahl und andererseits die aktuelle Winkelposition des Rotors bestimmt, wobei die Messoberfläche mit einem Referenzpunkt ausgestattet werden muss.

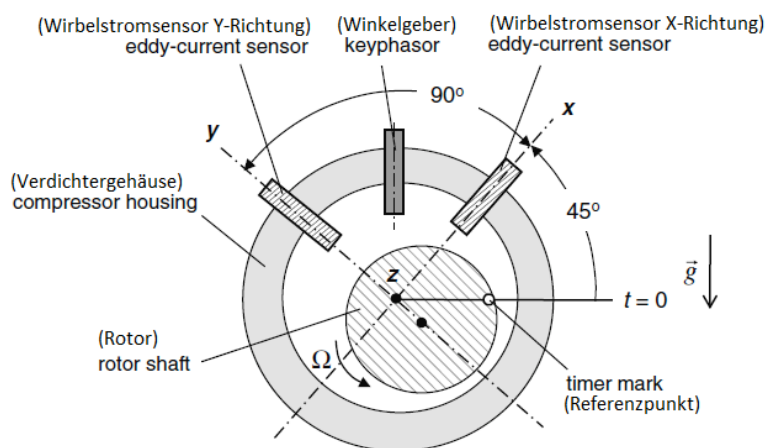


Abbildung 6-1 Skizze der Sensoranordnung zur Erfassung der Wellenbewegung [21]

Aus den gemessenen Rotorbewegungen in x- und y-Richtung lässt sich mittels der aktuellen Phasenlage die Wellenverlagerungsbahn des Turboladerrotors (siehe Abbildung 6-2) berechnen und darstellen. Mittels FFT-Analysen und der gemessenen Drehzahl ist es möglich, dass Schwingungsverhalten mittels Hochläufen über dem gesamten Drehzahlbereich in den schon bekannten modifizierten Wasserfalldiagrammen darzustellen.

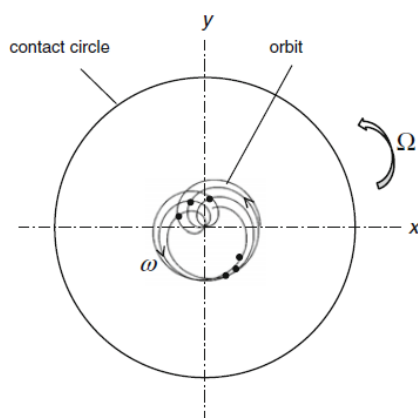


Abbildung 6-2 Skizze einer Wellenverlagerungsbahn (Rotor-Orbit) [21]

6.1 Konstruktive Adaption des Referenzturboladers

Zur Vermessung der Wellenbewegung wird der Referenzturbolader konstruktiv adaptiert. Dazu wird das Verdichtergehäuse mit zwei um 90° versetzten Bohrungen zur Befestigung der Wirbelstromsensoren versehen (siehe Abbildung 6-3(a)). Aus platztechnischen Gründen wird die Einbaulage der Sensoren um 20° von der horizontalen Lage des Verdichtergehäuses gedreht. Die Befestigung des Phasen- bzw. Drehzahlgebers erfolgt durch die im Gussgehäuse vorgesehene Gewindebohrung. Der Winkel zwischen Phasengeber und X-Richtung-Wirbelstromsensor beträgt demnach 25° , wobei dies in der Berechnung der Wellenverlagerungsbahn berücksichtigt werden muss.

Zusätzlich wird zur Vermessung der axialen Wellenbewegung ein weiterer Wirbelstromsensor über einen Messadapter am Verdichtergehäuse befestigt (siehe Abbildung 6-3(b)). Die Messwerte daraus dienen in weiterer Folge zur Entwicklung und Validierung eines Simulationsmodells für die Axiallagerauslegung.

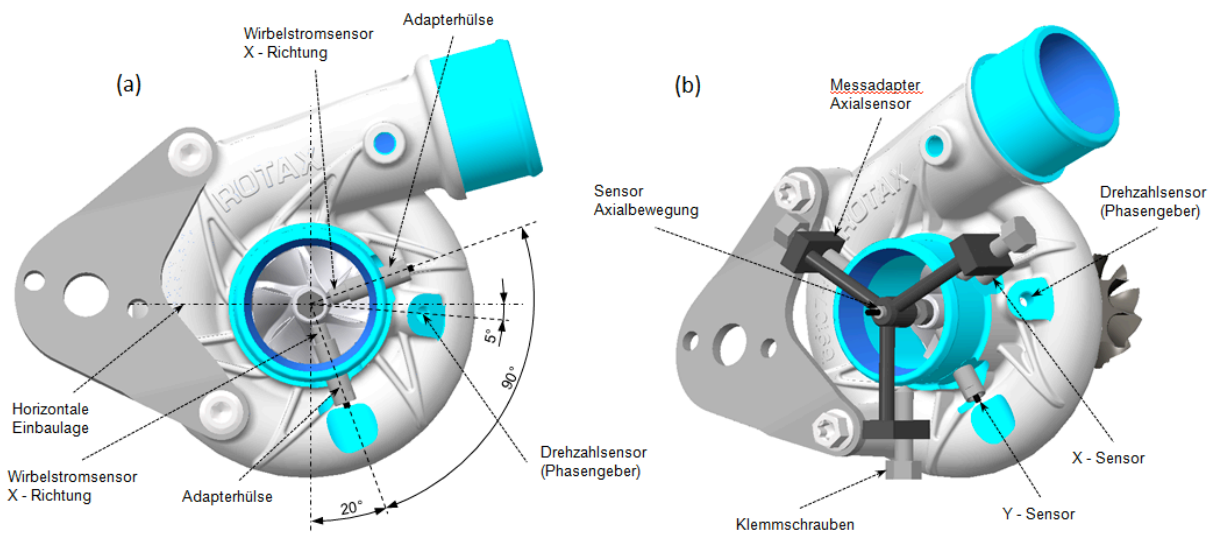


Abbildung 6-3 Verdichtergehäuse des Referenzturboladers mit Wirbelstromsensoren
(a) Aufbau radiale Bewegungsmessung; (b) Aufbau axiale Bewegungsmessung

Mittels der Wirbelstromsensoren wird die Abstandsveränderung zwischen Sensor und Messoberfläche erfasst. Es werden zwei mögliche Varianten in Betracht gezogen um die Messoberfläche darzustellen. Einerseits wird die Messoberfläche durch eine Messmutter realisiert, welche die originale Befestigungsmutter des Verdichterrades ersetzt (siehe Abbildung 6-4(a)). Ein Vorteil davon ist die einfache Herstellbarkeit, da es sich um einen zu überschleifenden Dreh-Frästeil handelt. Ein großer Nachteil dieser Variante ist jedoch die Zentrierung des Messzylinders, da diese über das Gewinde nicht sichergestellt werden kann.

Die zweite Variante besteht in der Anfertigung eines speziellen Verdichterrades mit einem vorgesetzten Messzylinder (siehe Abbildung 6-4(b)). Diese Variante ist in der Herstellung zwar aufwendiger, jedoch kann eine exakte Zentrierung des Messzylinders zum Rotor sichergestellt werden. Zusätzlich zum modifizierten Verdichterrad muss eine Wellenmutter angefertigt werden, da der Rotor zu kurz ist. Es wird bei der Befestigung des Verdichterrades besonders darauf geachtet, dass die Anpresskraft der Befestigungsmutter nicht durch den Messzylinder wirkt, da sich der Zylinder durch die einwirkende Kraft verformt und die Messergebnisse beeinflusst werden.

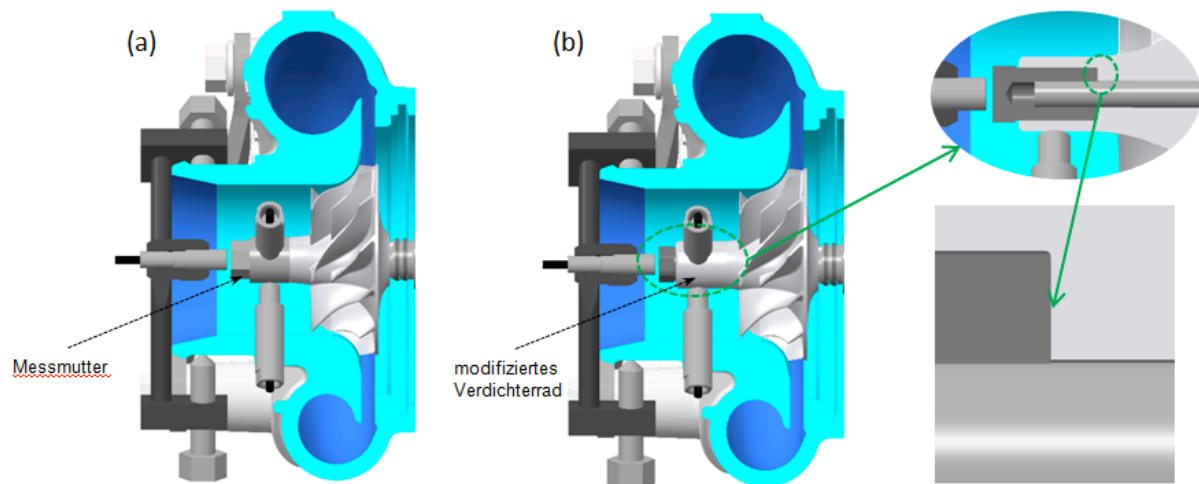


Abbildung 6-4 Varianten der Messoberfläche
(a) Messmutter; (b) modifiziertes Verdichterrad

7 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die Benchmarkanalyse wurden einerseits die konstruktiven Ausführungen der ausgewählten Turbolader gegenübergestellt und andererseits Vergleichskennzahlen bezüglich der Radiallagerung ermittelt welche eine Grundlage zur Radiallagerauslegung darstellen.

Die Ausarbeitung der Auslegungskriterien für die Turbolader-Radiallagerung ergab, dass zur Vorauslegung der Hauptabmessungen des Radiallagersystems lineare Modalanalysen zur Bestimmung der biegekritischen Frequenz und der potentiellen Energieverteilung im System zur Anwendung kommen. Die detaillierte Geometrieauslegung erfolgt mittels nicht-linearer Hochlaufsimulationen, wobei zur Analyse der Schwingungen in der Praxis modifizierte Wasserfalldiagramme und Orbit-Darstellungen der Wellenverlagerungsbahn zur Anwendung kommen. Dadurch kann das Schwingungsverhalten des Systems innerhalb des gesamten Betriebsbereiches untersucht werden.

Zur Auslegung der Feingeometrie sind drei Kriterien zu berücksichtigen:

- Analyse der Geräuschentwicklung, Konstant-Ton durch inneren „Öl-Whirl“
- Untersuchung der minimalen Schmierfilmdicke
- Kontrolle der maximalen Rotorauslenkung

Mittels zahlreicher Parameterstudien wurde die Beeinflussung des Schwingungsverhaltens durch die Variationsgrößen bestimmt. Des Weiteren wurden anhand eines Beispiels die auftretenden Schwingungen im äußeren Schmierfilm gezielt durch die ermittelten Beeinflussungsmöglichkeiten so weit reduziert, dass die Auslegungskriterien erfüllt werden.

Zur in weiterer Folge nötigen Validierung des Simulationsmodells wurden ein prinzipielles Konzept eines geeigneten Messaufbaus und die konstruktive Adaption dieser an den Referenzturbolader ausgearbeitet.

Ausblick:

Die nächsten Schritte der Radiallagerentwicklung sind der Aufbau eines Turbolader-Prüfstandes, mit welchem es möglich ist, die Wellenverlagerungsbahn und die auftretenden Schwingungen aufzuzeichnen und daraus mittels FFT-Analyse das Simulationsmodell zu validieren.

Des Weiteren ist das Simulationsmodell nach ersten Validierungen entsprechend der aerodynamischen Kräfte welche in den Laufrädern wirken und den dämpfenden Kräften in den Kolbenringen zu erweitern und abzugleichen.

Zum vertieften Verständnis über das stark nicht-lineare Verhalten der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung sind weitere intensive simulatorische Parameterstudien und experimentelle Untersuchungen unter Variation der Lagergeometrie, der Unwuchten und der Laufräder durchzuführen.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Schnitt durch Referenzturbolader-Rumpffgruppe.....	5
Abbildung 2-2 CAD modelliertes Laufzeug des Referenzturboladers	5
Abbildung 2-3 Schnitt Lagergehäuse Referenzlader	6
Abbildung 2-4 Prinzipieller Aufbau rotierende Schwimmbuchsen-Lagerung	8
Abbildung 2-5 Skizze einer rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerstelle	10
Abbildung 2-6 Materialschnitte der Lagergehäuse (a) Referenzlader BM1; (b) BM5	12
Abbildung 2-7 Materialschliffe der Turbinen-/Wellen-Verbindungsstelle (a) BM1; (b) BM5; (c) BM2	13
Abbildung 2-8 Materialschliffe der Wellen (a) BM1; (b) BM5.....	14
Abbildung 3-1 Eben abgewickelt Radiallager [21]	15
Abbildung 3-2 Lagerkraftvektor FB auf Welle [21].....	16
Abbildung 3-3 Geometrische Zusammenhänge der Öl-Film Dicke [21].....	17
Abbildung 3-4 Schnitte der rotierenden Schwimmbuchsen-Lagerung [21]	20
Abbildung 3-5 Berechnetes Ringgeschwindigkeitsverhältnis RSR über Rotordrehzahl	22
Abbildung 3-6 Typisches Wasserfalldiagramm eines Turbolader-Läufers [21].....	22
Abbildung 3-7 Wasserfalldiagramm aus der nachfolgenden Simulation des modellierten Referenzturboladers.....	23
Abbildung 3-8 Skizze eines modifizierten Wasserfalldiagramms aus der Literatur [21].....	23
Abbildung 3-9 Modifiziertes Wasserfalldiagramm und Rotorbewegung aus der Simulation	24
Abbildung 3-10 Berechnete Wellenverlagerungsbahn in der turbinenseitigen Lagerstelle mit limitierten Auslenkungsradius.....	25
Abbildung 3-11 Typische beim Hochlauf auftretende Schwingungsszenarien [1].....	26
Abbildung 4-1 Anforderungen an die Turbolader-Radiallagerung.....	28
Abbildung 4-2 Auslegungssystematik für rotierende Schwimmbuchsen-Gleitlager	31
Abbildung 4-3 Laval Rotor und freigeschnittene Scheibe [19]	32
Abbildung 4-4 Campbell Diagramm.....	34
Abbildung 4-5 Nicht-lineare Berechnungssystematik	35
Abbildung 5-1 FEM Turbolader-Modell mit rotierender Schwimmbuchsen-Gleitlagerung ..	38
Abbildung 5-2 Materialdaten	38
Abbildung 5-3 Modellierungsdaten der Laufräder.....	39
Abbildung 5-4 Simulationsmodell der rotierenden Schwimmbuchsen-Gleitlagerung	40
Abbildung 5-5 Kinematische Ölviskosität über der Temperatur	41
Abbildung 5-6 Parametrisierung der rotierenden Schwimmbuchsenlagerung	42
Abbildung 5-7 Rotormodellausschnitt mit linearisierter Lagerung	43
Abbildung 5-8 Erste Eigenform und dazugehörige potentielle Energieverteilung	44

Abbildung 5-9 Zweite Eigenform und dazugehörige potentielle Energieverteilung	44
Abbildung 5-10 Erste biegekritische Eigenform und dazugehörige potentielle Energieverteilung	45
Abbildung 5-11 Rotormodellausschnitt mit nicht-linearer Schwimmbuchsen-Gleitlagerung	46
Abbildung 5-12 Modifiziertes Wasserfalldiagramm der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei mittleren Lagerspielen $c_1 = 11\mu\text{m}$; $c_2 = 33,75\mu\text{m}$	47
Abbildung 5-13 Variationssystematik der nicht-linearen Hochlaufsimulation.....	48
Abbildung 5-14 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variablem inneren Lagerspiel (a) $c_1 = 8\mu\text{m}$; (b) $c_1 = 14\mu\text{m}$	50
Abbildung 5-15 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variablem äußeren Lagerspiel (a) $c_2 = 30\mu\text{m}$; (b) $c_2 = 37,5\mu\text{m}$	52
Abbildung 5-16 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei variabler Öleintrittstemperatur (a) $T_{\text{Öl, turb}} = 60^\circ\text{C}$; (b) $T_{\text{Öl, turb}} = 140^\circ\text{C}$	54
Abbildung 5-17 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei Extremagerspielkombinationen (a) min/min; (b) min/max; (c) max/min; (d) max/max	56
Abbildung 5-18 Modifiziertes Wasserfalldiagramm der Lagerspielkombination max / min zur Ermittlung der maximalen Rotorauslenkung bei 85.000min^{-1}	57
Abbildung 5-19 Relative maximale Rotorauslenkung der Extremagerspielkombinationen über der Drehzahl	57
Abbildung 5-20 Modifiziertes Wasserfalldiagramm bei mittleren Lagerspielen zur Ermittlung der minimalen Schmierfilmdicke bei 135.000min^{-1}	59
Abbildung 5-21 Berechnete relative Bewegung der Systemkomponenten in der turbinenseitigen Radiallagerstelle bei 135.000min^{-1}	60
Abbildung 5-22 Vergleich der modifizierten Wasserfalldiagramme aus der Simulation und einem aus der Literatur entnommenen Messergebnis [21]	62
Abbildung 5-23 Lineare Modalanalyse des Variationsbeispiels mit zugehöriger potentieller Energieverteilung im System (a) Basisvariante; (b) modifizierte Variante	66
Abbildung 5-24 Modifizierte Wasserfalldiagramme der Rotorbewegung in der turbinenseitigen Radiallagerstelle zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen (a) Basisvariante; (b) modifizierte Variante	67
Abbildung 5-25 Relative maximale Rotorauslenkung der Extremagerspielkombinationen über der Drehzahl	68
Abbildung 5-26 Verringerung des Ring-Geschwindigkeitsverhältnisses aufgrund der Durchmessererhältnisvergrößerung.....	68
Abbildung 6-1 Skizze der Sensoranordnung zur Erfassung der Wellenbewegung [21].....	70
Abbildung 6-2 Skizze einer Wellenverlagerungsbahn (Rotor-Orbit) [21].....	70

Abbildung 6-3 Verdichtergehäuse des Referenzturboladers mit Wirbelstromsensoren (a) Aufbau radiale Bewegungsmessung; (b) Aufbau axiale Bewegungsmessung	71
Abbildung 6-4 Varianten der Messoberfläche (a) Messmutter; (b) modifiziertes Verdichterrad.....	72

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1 Vergleich rotierende und stehende Schwimmbuchsen-Gleitlager [11].....	7
Tabelle 2-2 Lagercharakteristik rotierender Schwimmbuchsen-Lager und Wälzlagern [21] ...	8
Tabelle 2-3 Dimensionslose Vergleichskennzahlen.....	9
Tabelle 2-4 Auszug aus der Benchmarktabelle	10
Tabelle 2-5 Vor-/ und Nachteile Schweißverbindungstechnologien [14]	13
Tabelle 5-1 Auszug aus technischen Datenblatt BRP SEMI-SYNTHETIC 5W40	41
Tabelle 5-2 Simulationsparameter mit variablem inneren Lagerspiel.....	49
Tabelle 5-3 Simulationsparameter mit variablem äußeren Lagerspiel	51
Tabelle 5-4 Simulationsparameter mit variabler Öleintrittstemperatur.....	53
Tabelle 5-5 Parameterkombination bei Extremagerspielen.....	55
Tabelle 5-6 Parameter zur Beispielberechnung der minimalen und limitierten Schmierfilmdicke	61
Tabelle 5-7 Geometrische Einflussgrößen des Lagerungssystems und deren Vor- bzw. Nachteile.....	63
Tabelle 5-8 Simulationsparameter zum Aufzeigen von Verbesserungspotentialen	65

Literaturverzeichnis

- [1] BOYACI A.: *Stabilitäts- und Bifurkationsverhalten hochtouriger Rotoren in Gleitlagern*, Dissertation, Pforzheim, 2011
- [2] CHEBLI E., MÜLLER M., LEWEUX J., GORBACH A.: *Entwicklung eines Abgasturboladers für die schweren NFZ-Motoren von Daimler*, MTZ 02/2013
- [3] CHEN W.J., GUNTER E.J.: <http://dyrobes.com/help1800/BePerf/html/>, Online manual, 2014
- [4] CHEN W.J., GUNTER E.J.: *Introduction to Dynamics of Rotor-Bearing Systems, A comprehensive rotor dynamics book*, Fellows ASME
- [5] DANIEL CH., NITZSCHKE ST., WOSCHKE E., STRACKELJAN J.: *Numerische Simulation des instationären Verhaltens der Schwimmbuchsenlagerung in Turboladern*, SIRM 2011, Darmstadt, 21.-23. Februar 2011
- [6] DANIEL CH., NITZSCHKE ST.: *Identifikation des Einfluss konstruktiver Lagerparameter eines in Schwimmbuchsen gelagerten Rotorsystems*, SIRM 2013 – 10. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen
- [7] DIN 31653 Teile 1, 2 und 3, Deutsche Industrienorm, Gleitlager, *Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Betrieb*, Berechnung von Axialsegmentlagern
- [8] GASCH R., NORDMANN R., PFÜTZNER H.: *Rotordynamik*, 2. Auflage, Springer, Berlin, 2006
- [9] GUNTER E.J., CHEN W.J.: *Dynamic analysis of a turbocharger in floating bushing bearings*, ISCORMA-3, Cleveland, Ohio, 19.-23. September 2005
- [10] GUNTER E.J., CHEN W.J.: *Dynamic stability and whirl motion of large diesel engine turbochargers in floating bush and multi-lobed bearings*, Vibration Institute 37th Annual Meeting, June 22-26, 2012 Oak Brook, Illinois
- [11] HACK, LANGKABEL: *Turbo- und Kompressormotoren, Entwicklung, Technik, Typen*; Motorbuch Verlag, Stuttgart, 1. Auflage, 1999
- [12] HEITMEIR F.: *Thermische Turbomaschinen Grundlagen und Vertiefung*, Skriptum zur Vorlesung, Inst. f. Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 11. Auflage, 2014
- [13] HIERETH H., PRENNINGER P.: *Charging the internal combustion engine*, Springer, Wien, 2007
- [14] <http://www.lohnreibschweissen.de/vorteile-nachteile.html> (Sept. 2015)
- [15] Interner Bericht DyRoBeS A0JP040A021, BRP-Powertrain, Gunskirchen, 01.2015

- [16] KELLY A. D.: *Rotordynamic characterization and comparison of turbocharger bearing systems*, BorgWarner Turbo and Emissions Systems, USA, 2010
- [17] KNOLL G., SEEMAN W., PROPPE C., KOCH R., BACKHAUS K., BOYACI A.: *Hochlauf von Turboladerrotoren in nichtlinear modellierten Schwimmbuchsenlagern*, MTZ 04/2010
- [18] LANG O.R., STEINHILPER W.: *Gleitlager*, Berlin/Heidelberg, 1978
- [19] MARN A.: *Rotordynamik, Skriptum zur Vorlesung, Inst. f. Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik*, TU Graz, 2.Auflage, 2011
- [20] NGYUEN-SCHÄFER H.: *Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers*, Springer, Heidelberg, 2013
- [21] NGYUEN-SCHÄFER H.: *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*, Springer, Heidelberg, 2012
- [22] NITZSCHKE S., WOSCHKE E., DANIEL C., STRACKELJAN J.: *Simulation von Schwimmbuchsenlagerungen in Abgasturboladern*, Magdeburg, Institut für Mechanik, 2011
- [23] PÖTSCH CH.: *Turbolader-Simulation für echtzeitfähige Ladungswechselrechnung*, Diplomarbeit, TU Graz, 2008
- [24] PUCHER H., ZINNER K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren; Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*; 4.Auflage, Springer Vieweg, 2012
- [25] TIAN L.: *Investigation into Nonlinear Dynamics of Rotor-Floating Ring Bearing Systems in Automotive Turbochargers*, University of Sussex, Oct.2012
- [26] WIDMANN P.: *Der Einfluss der Ölzuführungsstelle auf das Betriebsverhalten instationär belasteter hydrodynamischer Gleitlager*, Dissertation, Stuttgart, 1984