

Experimentelle Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Gasfolienlagern und dessen konstruktive Beeinflussbarkeit

vorgelegt von
M. Sc.
Gervais Cédric Djoko Kayo

an der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
-Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing Henning Meyer
Erster Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich
Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing dr.techn. livre-docente Ilmar F. Santos

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 28. Januar 2022

Berlin 2022

Kurzfassung

Gasfolienlager (aus dem Englischen *Gas Foil Bearing*, kurz GFB) sind aufgrund ihres Aufbaus sowie ihres Schmiermediums umweltfreundliche, verlustarme und kostengünstige Maschinenkomponenten, die besonders bei leichten und schnellen Rotoren Anwendung finden. Dank ihrer elastischen Lagerwand können sie im Gegensatz zu Gleitlagern leichte Druckschwankungen im Schmierfilm während des Betriebs selbst regulieren. Diese Lagertechnologie wurde jedoch noch nicht ausreichend erforscht. Daher ist das Hauptziel dieser Arbeit die experimentelle Untersuchung von GFBs sowie von GFB-gelagerten Rotoren.

Die elastische Lagerwandstruktur, die, wie bereits erwähnt, die Besonderheit der GFBs darstellt, ist das erste Untersuchungsobjekt in dieser Arbeit. Dabei wird das Strukturverhalten sowohl numerisch simuliert als auch experimentell untersucht. Es werden im analytischen Teil statische sowie dynamische Modelle nach Iordanoff, Heshmat sowie Le Lez implementiert und einander gegenübergestellt. Dabei zeigt das Modell von Le Lez gute Ergebnisse und wird als Strukturmodell für den weiteren numerischen Teil bevorzugt.

Die experimentellen Versuche an der elastischen Lagerwand werden statisch sowie dynamisch durchgeführt. Bei der statischen Untersuchung wird das GFB von einer statischen Kraft belastet, um den Weg-Kraft-Verlauf aufzunehmen. Die Messung wird an einem mit Shims modifizierten sowie einem nicht modifizierten Lager durchgeführt. Es handelt sich bei den Shims um metallischen Lehenbleche, die zwischen Bumpfolie und Gehäuse hineingebracht werden. Diese Modifikation des Lagers sorgt für einen Anstieg der Lagersteifigkeit und eine Reduzierung des Nominalspalts. Bei der dynamischen Messung gilt das Interesse dem Verhalten der Struktur in Abhängigkeit der Erregerfrequenz, der Schwingungsamplituden und der statischen Lagerlast. Das Lagerstrukturverhalten wird anschließend hinsichtlich Steifigkeit und Dämpfung analysiert. Die Versuche zeigen bei zunehmenden Frequenzen eine Erhöhung der Steifigkeit, während die Dämpfung abnimmt. Dieses Verhalten ist unabhängig von den Schwingungsamplituden.

Im realen Betrieb setzt sich jedoch die Steifigkeit und die Dämpfung von GFBs sowohl aus der elastischen Lagerwandstruktur als auch aus dem Schmierfilm zusammen. Zur Bestimmung dieser Lagerparameter werden Versuche bei unterschiedlichen konstanten Drehzahlen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass durch den dabei aufgebauten Schmierfilm die Steifigkeit des Lagers sinkt. Außerdem lässt sich ein Anstieg der Lagersteifigkeit durch die Modifizierung des Lagers mit Shims beobachten.

Die Untersuchungen zur Bestimmung der Lagerparameter sind zeit- und kostenintensiv. Daher ist die Reproduktion dieser Versuche durch numerische Simulationen anzustreben. Dabei werden sowohl der Schmierfilm als auch die elastische Lagerwandstruktur modelliert. Ein Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen deutet darauf hin, dass das Modell etwas konservativer ist, denn die Lagerparameter werden ein wenig unterschätzt. Dennoch liefert das Modell eine gute Vorhersage für die Auslegung von GFBs.

Beim letzten Experiment wird untersucht, wie ein mit GFB-gelagerter Rotor auf reale Einflüsse, wie Beschleunigungsänderung oder Unwucht, reagiert. Dabei liegt der Fokus auf den subharmonischen Schwingungen, die bei GFB-gelagerten Systemen im höheren Drehzahlbereich auftreten. Aufgrund der niedrigen Dämpfung der GFBs können diese Schwingungen nicht ausreichend gedämpft werden. Solche Schwingungen können zur Lagerversagen führen, wenn ihre Amplitude ausreichend hoch ist. Im Rahmen dieser rotordynamischen Untersuchung wird durch passive Maßnahmen (Shims) die Entstehung von subharmonischen Schwingungen beeinflusst. Diese Maßnahme zeigt positive Effekte auf das rotordynamische Verhalten unter anderem die Reduzierung der Schwingwege und die Unterdrückung der subharmonischen Schwingungen im niedrigen Drehzahlbereich.

Es wurden somit diverse Parameter von GFBs untersucht und deren Einflüsse qualitativ und quantitativ zusammengefasst.

Abstract

Due to their structure and their lubricant, gas foil bearings (GFBs) are environmentally friendly, low-loss and low-cost machine components, which are used particularly for lighter and faster rotors. Thanks to their compliant structure, in contrast to plain bearings, they can regulate slight pressure fluctuations in the lubricating film themselves during operation. However, the GFB technology has not been sufficiently researched. Therefore, the main goal of this work is the experimental investigation of GFBs as well as of GFB-supported rotors.

The compliant structure, which, as already mentioned, is the special feature of the GFBs, is the first object of investigation in this work. Therefore the structure is modeled numerically and examined experimentally. Static and dynamic models according to Jordanoff, Heshmat and Le Lez are implemented and compared in the numerical work. The Le Lez's model shows good results and is preferred as the structural model for further numerical work.

The experimental tests on the compliant structure are carried out statically and dynamically. During the static examination, the GFB is loaded with a static force in order to record the force-displacement curve. The measurement is performed on a GFB modified with shims and on an unmodified GFB. The shims are metallic feeler gauge tapes that are inserted between the bump foil and the housing. This modification of the bearing increases the stiffness of the structure and reduces the nominal gap. In the case of dynamic measurements, there is an interest in the behavior of the structure depending on the excitation frequency, the vibration amplitudes and the static bearing load. The bearing structure behavior is then analyzed regarding its stiffness and damping. The tests show an increase in stiffness with increasing frequencies, while the damping decreases. This behavior is independent of the vibration amplitudes.

In real operation however, the stiffness and damping of GFBs derive from both the compliant structure and the lubricating air film. In order to determine these bearing parameters, tests are carried out at various constant speeds. The results show that the bearing stiffness is lower in the presence of the developing lubricating air film. Furthermore, an increase of the bearing stiffness can be observed by the modification of the bearing with shims.

The investigations to determine the bearing parameters are time and cost intensive. Therefore, today's aim is to replace these tests with numerical simulations. For this purpose both the lubricating film and the compliant bearing structure are modeled. A comparison with the experimental results suggests that the model is a little conservative, because the bearing parameters are slightly underestimated. Nevertheless, the model provides a good prediction for the design of GFBs.

The last experiment investigations how a rotor mounted with GFBs reacts to realistic influences such as changes in acceleration or unbalance. In this investigation the focus lies on the subharmonic vibrations that occur in systems with GFBs in the higher speed range. Due to the low damping of the GFBs, these vibrations cannot be damped sufficiently. Such vibrations can lead to bearing failure if their amplitude is sufficiently high. In the course of this rotordynamic investigation, the generation of these vibrations is influenced by passive measures (shims). This measure shows positive effects on the dynamic behavior of the rotor, such as the reduction of the vibration amplitude and the suppression of subharmonic vibrations in the low speed range.

Thus, various parameters on GFBs were examined and their influences recorded qualitatively and quantitatively.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	ii
Inhaltsverzeichnis	iii
Nomenklatur	vii
Abbildungsverzeichnis	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Ziel	2
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Stand der Technik	5
2.1 Biographische Untersuchung	5
2.2 Numerische Untersuchungen	7
2.2.1 Modellierung des Schmierfilms	7
2.2.2 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur	8
2.3 Experimentelle Untersuchungen	8
2.3.1 Strukturuntersuchung	8
2.3.2 Identifikation von Lagerparametern	9
2.3.3 Rotordynamische Untersuchungen	10
3 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur	13
3.1 Theoretische Untersuchung	13
3.2 Statisches Lagerstrukturmodell nach Le Lez et al.	15
3.2.1 Diskretisierung der elastischen Lagerwandstruktur	15
3.2.2 Steifigkeitsmatrix	19
3.2.3 Modellierung der Reibungskräfte	21
3.3 Validierung des statischen Lagerstrukturmodells	22
3.4 Dynamisches Lagerstrukturmodell nach Le Lez et al.	26
3.4.1 Dynamisches Reibungsmodell	27
4 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	33
4.1 Lagerherstellung	33
4.2 Statische Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	37
4.2.1 Versuchsdurchführung zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	37
4.2.2 Datenaufbereitung und Datenauswertung aus der statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	39
4.2.3 Ergebnisse aus der statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	42
4.2.4 Messunsicherheit zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	50

4.2.5	Teilzusammenfassung	51
4.3	Dynamische Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	52
4.3.1	Versuchsdurchführung zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	55
4.3.2	Datenaufbereitung und Datenauswertung aus der dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	57
4.3.3	Ergebnisse aus der dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	61
4.3.4	Messunsicherheit zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	68
4.3.5	Teilzusammenfassung	70
5	Berechnung linearisierter Lagerparameter	71
5.1	Mechanisches Modell	71
5.2	Modellierung des Schmierfilms	72
5.3	Ermittlung der Lagerparameter	77
6	Experimentelle Lagerparameteridentifikation	83
6.1	Inbetriebnahme des Prüfstands zur Ermittlung von Gasfolienlagerparametern	83
6.1.1	Schwingungsanalyse der Spindeleinheit	84
6.1.2	Modalanalyse der Messvorrichtung zur Parameteridentifikation	86
6.1.3	Kalibrierung der Kraftmessdose	90
6.2	Versuchsdurchführung und Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation	91
6.2.1	Versuchsdurchführung	91
6.2.2	Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation	96
6.3	Ergebnisse aus den numerischen und experimentellen Untersuchungen	99
6.4	Messunsicherheit	107
6.5	Teilzusammenfassung	108
7	Experimentelle rotordynamische Untersuchung	109
7.1	Inbetriebnahme des rotordynamischen Prüfstands	109
7.1.1	Prüfstandsaufbau	109
7.1.2	Modalanalyse der Rotoren	111
7.1.3	Wuchten der Rotoren	113
7.2	Versuchsdurchführung und Datenauswertung	115
7.3	Ergebnisse der experimentellen rotordynamischen Untersuchung	118
7.3.1	Einfluss der Beschleunigung	118
7.3.2	Einfluss der Lagerlast	119
7.3.3	Einfluss der Unwucht	121
7.3.4	Einfluss der elastischen Lagerstruktursteifigkeit	124
7.3.5	Einfluss von Shims	128
7.3.6	Einfluss des subambienten Drucks	129
8	Zusammenfassung	131
8.1	Ausblick	133
8.1.1	Voruntersuchungen	133
8.1.2	Aufbau des Forschungsprojekts	135

Literaturverzeichnis	XIII
-----------------------------	-------------

A	Anhang	XIX
	A.1 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	XIX
	A.1.1 Berechnung der Federsteifigkeiten nach Le Lez	XIX
	A.2 Berechnung linearisierten Lagerparameter	XXIII
	A.2.1 Jacobi-Matrix zur Berechnung der Reynolds-Differentialgleichung 0. Ordnung	XXIII
	A.3 Experimentelle Lagerparameteridentifikation	XXIV
	A.3.1 Spezifikation des Asynchronmotors	XXIV
	A.3.2 Messunsicherheit zur experimentellen Ermittlung von Lagerparametern .	XXVI
	A.4 Ergebnisse der rotordynamischen Untersuchungen	XXIX

Nomenklatur

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ACM	Air Cycle Machine
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CO ₂	Kohlendioxid
DGL	Differentialgleichung
EO	Erregerordnung
FDM	Finite Differenzen Methode
FEM	Finite Elemente Methode
FVM	Finite Volumen Methode
FFT	Schnelle Fourier-Transformation engl. <i>Fast Fourier Transform</i>
GFB	Gasfolienlager engl. <i>Gas Foil Bearing</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
MoS ₂	Molybdändisulfid
MTI	Mechanical Technology Inc.
MSI	Mechanical Solutions Inc.
SEFM	Simple Elastische Foundation
Tol.	Toleranz
bzw.	beziehungsweise
z.B.	zum Beispiel
insbes.	insbesondere

Indizes tiefgestellt

Symbol	Bedeutung
USB	unteres Seitenband
b	<i>Bump</i>
d	dynamisch
i	Indexzähler; innen
j	Indexzähler
$linear$	lineare Größe
mv	Messvorrichtung
m	Modulation
min	Minimum
max	Maximum
n	Indexzähler
r	Gleitreibung
r	Rotor
s	statisch
t	Topfolie
x	in Richtung der x-Koordinate
y	in Richtung der y-Koordinate
z	in Richtung der z-Koordinate
$\alpha\beta$	in Richtung der α mit Anregung in Richtung der β wobei $\alpha, \beta = \{x, y\}$
θ	in Umfangsrichtung

Mathematische Größen und Symbole

Symbol	Bedeutung
$f(x), g(x)$	Funktionen von der Größe x
$H(\omega)$	Übertragungsfunktion im Komplexbereich
$[\mathbf{A}]$	eckige Klammer und fette Buchstaben bezeichnen Matrizen
$\{\mathbf{a}\}$	geschweifte Klammer und fette Buchstaben bezeichnen Vektoren
$[\mathbf{I}]$	Einheitsmatrix
$\text{Re}(\dots)$	Realteil einer komplexen Größe
$\text{Im}(\dots)$	Imaginärteil einer komplexen Größe
$\mathcal{O}(\dots)$	Ordnung
(\dots)	Ableitung nach der Zeit
$\partial a / \partial b$	partielle Ableitung von a nach b
$\partial^2 a / \partial b^2$	zweifache partielle Ableitung von a nach b
$ \dots $	Betrag
$\Delta(\dots)$	Differenz
$[\mathbf{A}]^{-1}$	Inverse einer Matrix
$\oint f dA$	Oberflächenintegral

Vektoren

Symbol	Bedeutung
$\{\mathbf{P}\}$	dimensionsloser Vektor des Druckfelds
$\{\mathbf{F}\}$	Kraftvektor
$\{\mathbf{N}\}$	Normalkraftvektor
$\{\mathbf{U}\}$	Verschiebungsvektor
$\{\mathbf{P}_\alpha\}$	dimensionsloser Stördruckvektor mit $\alpha = x, y$
$\{\mathbf{H}\}$	dimensionsloser Vektor der Filmfunktion
$\{\Delta\mathbf{P}\}$	dimensionsloser Vektor der Druckdifferenz
$\{\Delta\mathbf{H}\}$	dimensionsloser Differenzvektor der Filmfunktion
$\{\varepsilon\}$	dimensionsloser Exzentrizitätsvektor
$\{\Delta\varepsilon\}$	dimensionsloser Differenzvektor der Exzentrizität

Matrizen

Symbol	Bedeutung
$[\mathbf{C}]$	Dämpfungsmatrix
$[\mathbf{J}]$	Jacobimatrix
$[\mathbf{K}]$	Steifigkeitsmatrix
$[\mathbf{K}_{s0}]$	Steifigkeitsmatrix nach Le Lez
$[\mathbf{K}]_{\text{Eig}}$	Eigensteifigkeitsmatrix
$[\mathbf{K}]_{\text{kopp}}$	Koppelsteifigkeitsmatrix
$[\mathbf{Z}]$	komplexe Impedanzmatrix

Symbol	Einheit	Bedeutung
c	[Ns/m]	Dämpfungs konstante
$c_{\alpha,\beta}$	[Ns/m]	Dämpfungsparameter $\alpha, \beta = x, y$
c_t	[–]	Anpassungskoeffizient Petrov-Modell
C_0	[μm]	nominaler Lagerspalt
C_g	[–]	Messmittelfähigkeitsindex
e_i	[mm]	Exzentrizität in Richtung i
E_{pot}	[J]	potentielle Energie
f	[Hz]	Frequenz
f_i	[mm ²]	Le Lez-Funktion mit $i = \{1, \dots, 22\}$
$f_{i,0}$	[Hz]	Eigenfrequenz der selbsterregten kritischen i -ten Mode
f_s	[Hz]	Störfrequenz
f_T	[Hz]	Trägerfrequenz
f_{USB}	[Hz]	untere Seitenbandfrequenz
f_{OSB}	[Hz]	obere Seitenbandfrequenz
f_M	[Hz]	Modulationsfrequenz
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
h	[μm]	Schmierfilmdicke
h_s	[μm]	nachgiebiger Anteil der elastischen Struktur
Δh	[μm]	vertikale Verschiebung der elastischen Struktur
Δh_0	[μm]	statische vertikale Verschiebung der elastischen Struktur
$\Delta \hat{h}$	[μm]	Amplitude der vertikalen Verschiebung der elastischen Struktur
h_b	[mm]	<i>Bump</i> -Höhe
k	[N/m]	Steifigkeit
$k_{\alpha,\beta}$	[N/m]	Steifigkeitsparameter $\alpha, \beta = x, y$
k_1	[N/m]	schräge Federsteifigkeit des Le Lez-Modells
k_2	[N/m]	untere horizontale Federsteifigkeit des Le Lez-Modells
k_3	[N/m]	obere horizontale Federsteifigkeit des Le Lez-Modells
k_4	[N/m]	horizontale Federsteifigkeit des Le Lez-Modells am <i>Fixed End</i>
k_{1bis}	[N/m]	schräge Federsteifigkeit des Le Lez-Modells am <i>Free End</i>
k_{3bis}	[N/m]	horizontale Federsteifigkeit des Le Lez-Modells am <i>Free End</i>
k_d	[N/m]	dynamische Struktursteifigkeit
k_{stat}	[N/m]	statische Struktursteifigkeit
k_t	[N/m]	Kontaktsteifigkeit Petrov-Modell
l	[mm]	Länge
Δl_i	[μm]	Federauslenkung
l	[mm]	Lagerlänge
l_b	[mm]	halbe Bumplänge
m	[kg]	Masse
m_r	[kg]	Rotormasse
Pe	[–]	Peclet-Zahl
R	[mm]	Radius
r_b	[mm]	Bumpradius
p	[bar]	Druck
p_a	[bar]	Umgebungsdruck
s_b	[mm]	Bumpspannweite

Symbol	Einheit	Bedeutung
T	[s]	Periodendauer
t_b	[mm]	Dicke der Bumpfolie
t_t	[mm]	Dicke der Topfolie
t	[s]	Zeit
\hat{u}_i	[gmm]	Wuchtsetzung $i = 1, 2$
u_x	[-]	Messunsicherheit der Messgröße x
Z	[-]	normierte z-Koordinate $Z = z/R$
ν_k	[m ² /s]	kinematische Viskosität
ν	[-]	Poisson-Zahl
ω	[1/s]	Kreisfrequenz
$v_{i,\dot{i}}$	[m/s]	Geschwindigkeit in Richtung i
$v_{i,\dot{i}}$	[m/s]	Geschwindigkeit in Richtung i
v_{SB}	[m/s]	Stribeck-Geschwindigkeit
x	[mm]	kartesische Koordinate
x_s	[mm]	Borstenauslenkung des Petrov-Modells
y	[mm]	kartesische Koordinate
z	[mm]	kartesische Koordinate
$z_{\alpha,\beta}$	[Ns/m]	Impedanzparameter $\alpha, \beta = x, y$

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
Γ_i	[-]	i -te Ansatzfunktion
Λ	[-]	Lagerschnelllaufzahl (Kompressionszahl) engl. <i>bearing speed number</i>
Ω	[1/s]	Drehkreisfrequenz
Φ	[-]	Transportgröße
γ	[-]	Strukturverlustfaktor
δ	[mm]	virtuelle Verschiebung
ε	[-]	dimensionslose Exzentrizität
η	[-]	Frequenzverhältnis
θ	[rad]	Polarwinkel
λ	[1/s]	Eigenwert
μ	[Pas]	dynamische Viskosität
μ_r	[-]	Reibungskoeffizient
π	[-]	Kreiszahl
ρ	[$\frac{kg}{m^3}$]	Dichte
σ	[-]	Lagerschnelllaufzahl (Kompressionszahl) engl. <i>squeeze film number</i>
τ	[-]	dimensionslose Zeit $\tau = t\omega_s$

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung eines Gasfolienlagers der ersten Generation	1
2.1	Lager der Firma <i>Thomson-Houston</i> , 1928 [1]	5
2.2	Gasfolienlager mit vorgespannter Topfolie [2]	6
2.3	(a) Hydresil foil bearing [3], (b) Reversed Multilayer foil bearing [3], (c) Reversed Multilayer foil bearing [3], (d) GFB der 1.Generation, (e) GFB der 2.Generation [4], (f) GFB der 3.Generation [4]	6
2.4	(a) Metal mesh foil bearing [5], (b) GFB mit Spiralfeder [6]	7
3.1	Elastische Lagerwandstruktur unter Druckbelastung	16
3.2	Diskretisierung der elastischen Struktur	16
3.3	Verformung des elastischen Lagerwandstrukturmodells	19
3.4	Programmablauf zur Bestimmung der Richtung der Reibungskräfte und zur Berechnung des Verschiebungsvektors $\{\mathbf{U}\}$	21
3.5	Vertikale Verformung des statischen Modells unter diversen Lastprofilen und bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu_r = 0$	24
3.6	Vertikale Verformung des statischen Modells unter diversen Lastprofilen und bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu_r = 0,1$	25
3.7	Vertikale Verformung des statischen Modells unter diversen Lastprofilen und bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu_r = 0,5$	26
3.8	Kontaktinteraktion einer rauen Oberfläche nach Petrov und Ewins [7]	27
3.9	Approximation der Funktion $\frac{2}{\pi} \text{sign}(c_t x)$	28
3.10	Programmablauf zur Berechnung der dynamischen Lagerstrukturverformungen	31
4.1	Gesenkbiegen der Bumpfolie an der hydropneumatischen Presse	33
4.2	Häufigkeitsverteilung der Messdaten zur optischen Vermessung der Stifte der Radien 1 mm, 1,5 mm, 2 mm, 2,5 mm, 3 mm sowie 4 mm	34
4.3	Bumpgeometrie der Lager TU3, TU8, TU10, sowie MSI über die relative Länge x/L	35
4.4	(a) Ein am Fachgebiet selbsthergestelltes Gasfolienlager und die dazu angefertigte (b) Lageraufnahme	36
4.5	Prüfstand zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwand	37
4.6	Messprinzip zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur am Beispiel der Winkelposition 90° - 270°	38
4.7	Schematische Darstellung eines mit Shims modifizierten Gasfolienlagers	39
4.8	Programmablauf zur Bestimmung von statischen Lagerkenngrößen aus den experimentellen Untersuchungen	40
4.9	Typische Verläufe einer statischen Weg-Kraft-Messung von GFBs: (a) Weg-Kraft-Messung, (b) ermittelte Steifigkeit	41
4.10	Steifigkeitskennlinie der elastischen Lagerwandstruktur der Lager MSI1, MSI3, TU3, TU7, TU8 sowie TU10 bei der Messung mit der Welle D_1	43
4.11	Experimentell ermittelte statische lineare Steifigkeiten der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern	44

4.12	Steifigkeitskennlinie der elastischen Lagerwandstruktur der Lager MSI3, TU3, TU7, TU8 sowie TU10 bei der Messung mit der Welle D_1 und unter Verwendung von Shims	45
4.13	Experimentell ermittelte Nominalspalte der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern. (Bei der Messung mit den Wellen D_2 und D_3 ist bei einigen Lagern kein nominaler Lagerspalt mehr vorhanden und deren Verlauf überdeckt sich auf der Nulllinie)	47
4.14	Experimentell ermittelter Strukturverlustfaktor der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung der Wellen D_1 , D_2 und D_3 . . .	48
4.15	Experimentell ermittelter Strukturverlustfaktor γ der mit Shims modifizierten Lager TU3, TU8, TU10 und MSI3 über den Umfang unter Verwendung der Welle D_1	49
4.16	Experimentell ermittelter Strukturverlustfaktor γ des mit Shims modifizierten Lagers MSI3 über den Umfang unter Verwendung der Wellen D_1 , D_2 und D_3 . .	50
4.17	Messunsicherheit der experimentell ermittelten statischen linearen Steifigkeiten der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern	51
4.18	Prüfstand zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur . .	53
4.19	Messaufbau zur Modalanalyse am Prüfstand zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	54
4.20	Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse des Prüfstands zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	54
4.21	Messaufbau zur Modalanalyse des Wellenbocks mit Modalhammer	55
4.22	Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse des Wellenbocks des Prüfstands zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur	55
4.23	Messprinzip zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur .	55
4.24	Beispielhafte Ergebnisse einer dynamischen Untersuchung einer Lagerwandstruktur eines Gasfolienlagers	57
4.25	Programmablauf zur Auswertung der dynamischen Untersuchungen der elastischen Lagerwandstruktur nach den Auswertungsverfahren 1 und 2	59
4.26	Dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen an den Winkeln 90° und 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $2\ \mu\text{m}$ und einer statischen Last von $27\ \text{N}$ ermittelt aus Auswertungsverfahren 1 und 2	60
4.27	Phasen- und Amplitudengang der Übertragungsfunktion, ermittelt aus der experimentellen dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur an den Winkeln 90° und 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $2\ \mu\text{m}$	61
4.28	Dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen am Winkel 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplituden von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ über einen Frequenzbereich von $30\ \text{Hz}$ bis $1000\ \text{Hz}$ und einer statischen Last von $27\ \text{N}$	62
4.29	Hysteresen am Winkel 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ über einen Frequenzbereich von $60\ \text{Hz}$ bis $320\ \text{Hz}$ und einer statischen Last von $27\ \text{N}$	63
4.30	Dynamische Steifigkeit und Dämpfung am Winkel 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ über einem Frequenzbereich von $60\ \text{Hz}$ bis $630\ \text{Hz}$ sowie $60\ \text{Hz}$ bis $1000\ \text{Hz}$ und unter den statischen Lasten von $27\ \text{N}$ und $37\ \text{N}$	64

4.31	Dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen an den Winkeln 90° , 135° sowie 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungamplitude von (a) $2\ \mu\text{m}$, (b) $6\ \mu\text{m}$ sowie (c) $10\ \mu\text{m}$ über einen Frequenzbereich von 60 Hz bis 660 Hz sowie 60 Hz bis 1000 Hz und unter der statischen Last von 27 N	66
4.32	Wasserfalldiagramm aus der dynamischen Untersuchung des Lagers TU10 bei einer Schwingungamplitude von $6\ \mu\text{m}$ und unter einer statischen Belastung von 27 N	67
4.33	Wasserfalldiagramm aus der dynamischen Untersuchung des Lagers TU10 bei einer Schwingungamplitude von $10\ \mu\text{m}$ und unter einer statischen Belastung von 27 N	67
4.34	Messunsicherheit zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur bei den Schwingungsamplituden von (a) $2\ \mu\text{m}$, (b) $6\ \mu\text{m}$ und (c) $10\ \mu\text{m}$	69
5.1	Schematische Darstellung eines GFBs gelagerten Rotors	71
5.2	Diskretisierungsnetz	73
5.3	Programtablauf zur Lösung der Reynolds.Differentialgleichung der 0.Ordnung	77
5.4	Grafische Darstellung des Simplex-Verfahren	79
5.5	Programtablauf zur Bestimmung der Gleichgewichtslage	81
6.1	Antrieb des Parameteridentifikationsprüfstands, (a) Antriebseinheit, (b) Motor-kennlinie (siehe Anhang A.3.1)	83
6.2	Parameteridentifikationsprüfstand aus dem Jahr 2015	84
6.3	Schwingungsuntersuchung der mit Kippsegmenten gelagerten Spindeleinheit: (a) Messaufbau zur Spektralanalyse der Spindeleinheit, (b) Wasserfalldiagramm der Spindeleinheit bei einer Hochfahrt	85
6.4	Rotorbruch aufgrund der weichen Aufhängung des Lagers	85
6.5	Wasserfalldiagramm der mit Spindellagern gelagerten Spindeleinheit bei einer Hochfahrt	86
6.6	Parameteridentifikationsprüfstand nach den Umbaumaßnahmen und messtechnische Instrumente	87
6.7	Experimentelle Modalanalyse der Messvorrichtung	88
6.8	Mechanisches Ersatzmodell der Messvorrichtung zur Lagerparameteridentifikation	88
6.9	(a) Experimentell ermittelte Übertragungsfunktion aus der Modalanalyse an der Messvorrichtung, (b) dynamische Steifigkeiten der Messvorrichtung über einem Frequenzbereich von 30 Hz bis 900 Hz	90
6.10	Messaufbau zur Bestimmung der Offset-Kraft der statischen Lagerlast	91
6.11	Kraft-Weg-Kennlinie der Messvorrichtung	91
6.12	(a) Experimenteller Messaufbau und (b) mechanisches Modell zur Ermittlung von linearen Lagerparametern	92
6.13	Multifrequenz-Signal	94
6.14	Pseudorandom-Signal	95
6.15	Programtablauf zur Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation	98
6.16	Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei einer Drehzahl von (a) $0\ \text{min}^{-1}$, (b) $10\ 000\ \text{min}^{-1}$ und (c) $15\ 000\ \text{min}^{-1}$	101
6.17	Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei einer Drehzahl von (a) $20\ 000\ \text{min}^{-1}$, (b) $25\ 000\ \text{min}^{-1}$ und (c) $30\ 000\ \text{min}^{-1}$	102

6.18	Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von (a) 10 N sowie (b) 15 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 15 000 min ⁻¹	103
6.19	Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von (a) 10 N sowie (b) 15 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 25 000 min ⁻¹	104
6.20	Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter (a) eines nicht-modifizierten Lagers sowie (b) eines mit Shims modifizierten Lagers über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 15 000 min ⁻¹	105
6.21	Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter (a) eines nicht-modifizierten Lagers sowie (b) eines mit Shims modifizierten Lagers über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 25 000 min ⁻¹	106
6.22	Vergleich der experimentell ermittelten Parameter der elastischen Lagerwandstruktur eines nicht-modifizierten Lagers mit den eines mit Shims modifizierten Lagers über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 0 min ⁻¹	107
6.23	Messunsicherheit über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von 30 000 min ⁻¹ ohne Shims	108
7.1	Aufbau des rotordynamischen Prüfstands	109
7.2	Messinstrumente zur rotordynamischen Untersuchung	111
7.3	Geometrische Daten der im Rahmen der rotordynamischen Untersuchungen verwendeten Rotoren	112
7.4	Ergebnisse der Modalanalyse der Hohlwelle mit dem Modalhammer	112
7.5	Ergebnisse der Modalanalyse der Vollwelle mit dem Modalhammer	113
7.6	Messaufbau zum Auswuchten der Rotoren	114
7.7	Mit Shims modifiziertes Gasfolienlager	116
7.8	Programmablauf zur Herstellung von Wasserfalldiagrammen	117
7.9	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen des Lagers MSI3 ohne zusätzliche Testgewichte am Rotor (Vollwelle) bei Hoch- und Runterfahrt	118
7.10	Ordnung der dominanten subharmonischen Schwingungen über der Drehzahl aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen des Lagers MSI3 ohne zusätzliche Testgewichte am Rotor (Vollwelle) bei Hoch- und Runterfahrt	119
7.11	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der im Lager MSI3 gelagerten a) Vollwelle und b) Hohlwelle (Bei den Diagrammen handelt es sich um Runterfahrtvorgänge ohne zusätzliche Testgewichte)	120
7.12	a) Ordnung sowie b) Amplitude der dominanten subharmonischen Schwingungen über der Drehzahl aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen des Lagers MSI3 mit der Vollwelle und der Hohlwelle	120
7.13	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der im Lager MSI3 gelagerten Vollwelle, an der Testgewichte angebracht sind	122
7.14	Frequenzmodulation am Beispiel der experimentellen Untersuchung der im Lager MSI3 gelagerten Vollwelle mit einer statischen Unwucht von 6 gmm	123
7.15	Experimentell ermittelte statische Lagerstruktursteifigkeit der Lager MSI1, MSI3, TU3 sowie TU10	125

7.16	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle bei Lagern mit unterschiedlichen Lagerspalten	126
7.17	Wasserfalldiagramm (a) aus der rotordynamischen Untersuchung der Vollwelle gelagert im Lager TU A3 mit veränderter Bumpfixierung(b).	127
7.18	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle gelagert im mit Shims modifizierten MSI3 Lager	129
7.19	Schematische Darstellung eines GFB-gelagerten Rotors unter Berücksichtigung der (a) Gümbel-Randbedingung und (b) Nicht-Gümbel-Randbedingung	130
7.20	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle gelagert im TU3-Lager bei (a) Gümbel-Randbedingung und bei (b) Nicht-Gümbel-Randbedingung	130
8.1	Experimentell ermittelte (a) lineare Steifigkeit, (b) Nominalspalt und (c) Strukturverlust der Lager TU3, TU7 und MSI	134
8.2	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle gelagert in den Lagern (a) TU3 und (b) TU10 bei Runterfahrt . . .	135
8.3	Vorschlag eines Forschungsprojekts zur Bestimmung der Lagerparameter unter Berücksichtigung der Fertigungsfehler und der Temperatur	136
A.1	Messunsicherheit über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von (a) 0 min^{-1} , (b) $10\,000 \text{ min}^{-1}$ und (c) $15\,000 \text{ min}^{-1}$ ohne Shims	XXVI
A.2	Messunsicherheit über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von (a) $20\,000 \text{ min}^{-1}$, (b) $25\,000 \text{ min}^{-1}$ und (c) $30\,000 \text{ min}^{-1}$ ohne Shims	XXVII
A.3	Messunsicherheit über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von (a) $15\,000 \text{ min}^{-1}$ und (b) $25\,000 \text{ min}^{-1}$ mit Shims	XXVIII
A.4	Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen mit der Vollwelle ohne zusätzliche Testgewichten am Rotor beim Hochfahrt . . .	XXIX

1 Einleitung

Die ständige Suche nach neuen fossilen Energiequellen, die fortwährend zu Konflikten in der Welt führt, zwingt die Menschheit über ihren Energieverbrauch und alternative Energiequellen nachzudenken, denn diese Energieform ist nicht unerschöpflich. Im Bereich des Verkehrswesens wird eine Rationalisierung des Energieverbrauchs durch Gewichtsreduktion und Optimierung der Maschinenleistung erreicht. Die mechanische Leistung einer Maschine ist als das Produkt von Drehzahl und Moment definiert. Diese Maschineneigenschaft lässt sich durch Erhöhung einer oder beider Faktoren steigern. Zu dieser Problematik bieten sich die Gasfolienlager (aus dem Englischen *Gas Foil Bearing*, kurz GFB) als mögliche Lösung an.

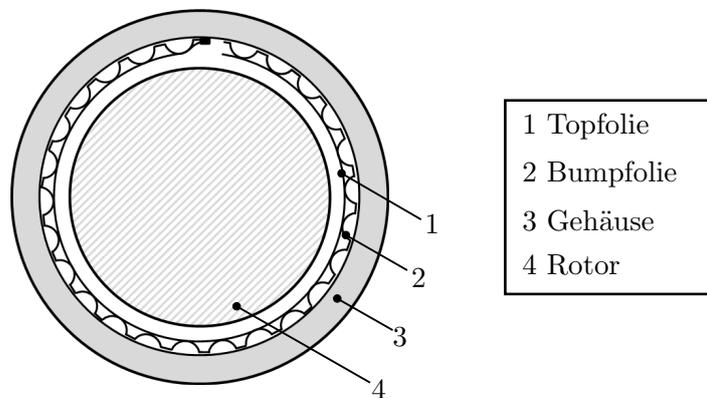


Abb. 1.1: Schematische Darstellung eines Gasfolienlagers der ersten Generation

Es handelt bei diesen Maschinenelementen um Gas-geschmierte Lager, die nach dem fluid-dynamischen Schmierfilmprinzip funktionieren. Ihre Tragfähigkeit erhalten sie durch das schnelle Drehen des Lagerzapfens, das im Bereich des niedrigsten Lagerspalts einen Überdruck hervorruft. Daher finden GFBs bei leichteren und schnell drehenden Rotoren Anwendung. GFBs sind aufgrund ihres Aufbaus, der aus einer oder mehreren Bumpfolien sowie einer oder mehreren Topfolien besteht, verhältnismäßig leichte Maschinenelemente. Je nach Design ihrer Bumpfolie werden GFBs in unterschiedliche Generationen unterteilt. Allerdings werden im Rahmen dieser Arbeit allein GFBs der ersten Generation untersucht (siehe Abb. 1.1). Grund dafür ist deren bereits weitverbreitete Anwendung im Vergleich zu anderen Generationen. Außerdem besteht für GFBs der 1. Generation in der Literatur eine umfangreiche experimentelle Datengrundlage für den Vergleich mit den hier gewonnenen Messergebnissen. Die Bumpfolie verleiht die bei allen GFB-Generationen dem Lager eine elastische Wandstruktur, wodurch es in der Lage ist, leichte Druckänderungen sowie Fluchtungsfehler der Wellen auszugleichen. Die Top- und die Bumpfolie werden aus Blech mit einer Stärke unter 200 μm hergestellt. Dadurch sind GFBs relativ leichte Maschinenkomponenten im Vergleich zu herkömmlichen Wälzlagern. Darüber hinaus werden bei ihrer Herstellung weniger Energie und nur wenig Ressourcen benötigt. Durch die Anwendung von GFBs kann daher eine Massenreduzierung und eine bessere Energiebilanz eines Systems erreicht werden. Dies liegt nicht nur an ihrem Aufbau bzw. ihrer Herstellung, sondern auch an der Einsparung eines Öl-Systems zur Schmierung des Lagers. Somit wird weder zur Herstellung dieser Komponenten noch zum Betrieb von Ölpumpen Energie benötigt oder verbraucht, was

insgesamt zu einer Reduzierung des CO_2 -Ausstoßes führt, was ein weltweites dringliches Anliegen ist [8].

Hinsichtlich der Leistung sind die GFBs aufgrund der relativ geringen Viskosität ihres Schmierstoffs verlustarme Maschinenelemente. Dadurch lassen sich bei Maschinen höhere Drehzahlen und weiterhin ein Leistungsanstieg erzielen. Im höheren Drehzahlbereich ist außerdem die Auswahl an Wälzlagern sehr begrenzt aufgrund ihrer schnelleren Überhitzung sowie ihrer geringeren Lebensdauer. Um gegen eine solche Temperaturentwicklung vorzubeugen, wird bei wälzgelagerten Systemen die Temperatur des Lagers überwacht und mit einem Kühlsystem reguliert. Eine solche Anlage entfällt bei GFB-gelagerten rotordynamischen Systemen, wodurch diese an Effizienz gewinnen. Eine weitere Lagerungstechnologie im Bereich der schnell drehenden Rotoren sind Magnetlager. Es handelt sich um berührungslose und wartungsarme Lagersysteme, die allerdings eine Regelung und eine Stromversorgung benötigen. Dafür sind sie energetisch weniger effizient als GFBs. In Magnetlagern gelagerte Systemen benötigen außerdem zusätzliche Fanglager.

Die Schmierung von GFBs mit Gas, insbes. mit Luft hat einen weiteren Vorteil, der die Einsatzorte von GFBs erweitert. So lassen sie sich im Bereich der Medizintechnik oder der Energiegewinnung (Brennstoffzellen, Turbolader), wo Öl-Kontaminationen vermieden werden sollen, einsetzen.

Dennoch bringt die Luft-Schmierung einen Nachteil mit sich. Aufgrund der geringeren Viskosität der Luft im Vergleich zum Öl besitzen GFBs eine relativ niedrige Dämpfung, die sie prinzipiell aus der Reibung ihrer einzelnen Elemente untereinander beziehen. Diese niedrige Dämpfung führt dazu, dass GFBs subharmonische¹ Schwingungen nicht ausreichend dämpfen können. Diese Schwingungen können je nach ihren Amplituden zum Lagerversagen führen. Daher empfiehlt sich ein gut gewuchteter Rotor bei der Anwendung von GFBs, wie die Arbeit von Hoffmann et al. [9] zeigt. Durch diese Maßnahme lässt sich die Anregung dieser nichtlinearen Schwingungen beschränken. Ein weiterer Nachteil bei der Anwendung von GFBs ist die Reibung zwischen Rotor und Topfolie bei Hoch- und Runterlauf, die zum Verschleiß beider Bauteile führt. Dieses Problem lässt sich jedoch durch die Beschichtung der Topfolie mit reibungsarmen Stoffen, wie zum Beispiel *Teflon* oder MoS_2 , beheben.

GFBs sind also umweltfreundliche Lösungsbeiträge zu heutigen Energie- und Umweltproblemen. Dennoch sind die Erkenntnisse über diese Lagertechnologie noch beschränkt.

1.1 Ziel

Das Vorhaben der vorliegenden Arbeit ist prinzipiell die systematische Durchführung von experimentellen Untersuchungen an GFBs zur Erhebung von Messdaten, die zur Validierung von numerischen Modellen verwendet werden können.

Die Messdaten sollen als Datengrundlage der Forschung im Bereich der GFBs dienen. Sie erfassen somit einen realen Einblick in das rotordynamische Verhalten sowie das Strukturverhalten des Lagers. Dabei werden transienten und stationären Messungen an GFB-gelagerten Rotoren sowie statische und dynamischen Untersuchungen an der elastischen Lagerwandstruktur durchgeführt. Diese experimentellen Erkenntnisse werden anschließend genutzt, um numerische Modelle zu optimieren.

¹Subharmonische Schwingungen sind Schwingungen mit einer Frequenz, die um ein Vielfaches kleiner ist als die ursprüngliche Erregerfrequenz. Nichtlineare Systeme antworten meistens auf harmonische Anregungen mit subharmonischen Schwingungen.

1.2 Aufbau der Arbeit

- ▷ **Kapitel 2** präsentiert zuerst die geschichtliche Entwicklung, die die GFBs über die Jahre erfahren haben. Weiterhin wird der Stand der Forschung hinsichtlich der numerischen Modellierungen der Schmierspaltströmung sowie der elastischen Lagerwandstruktur und der experimentellen Untersuchungen dargestellt. Die experimentellen Arbeiten, die hier vorgestellt werden, befassen sich prinzipiell mit der Strukturuntersuchung von GFBs, der Parameteridentifikation und der rotordynamischen Untersuchung.
- ▷ **Kapitel 3** befasst sich mit der Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur. Es wird ein statisches sowie ein dynamisches Lagerwand-Modell nach Le Lez et al. [10, 11] implementiert. Ziel der Modellierung ist es, durch mathematische Formulierung das Verhalten der GFB-Lagerwand bei statischen und dynamischen Belastungen wiederzugeben. Außerdem wird dieses Strukturmodell bei der numerischen Beschreibung des Schmierfilms benötigt.
- ▷ **Kapitel 4** zeigt das Verhalten von GFBs bei statischen und dynamischen Belastungen. Im Rahmen der statischen Untersuchung werden Lagerparameter, wie zum Beispiel Nominalspalt, Steifigkeit und Verlustfaktor, experimentell ermittelt. Die dynamische Untersuchung verschafft Einblick in das dynamische Steifigkeitsverhalten und das Dämpfungsverhalten von GFBs bei verschiedenen Amplituden ($2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ und $10\ \mu\text{m}$) und über den Frequenzbereich von 30 Hz bis 1000 Hz. In diesem Kapitel wird außerdem untersucht, ob die Entstehung der in der rotordynamischen Untersuchung beobachteten subharmonischen Schwingungen auf die GFB-Struktur zurückzuführen ist [12].
- ▷ **Kapitel 5** beschreibt die Modellierung des Schmierfilms. Dabei wird die Reynolds-Differentialgleichung diskretisiert, um eine numerische Lösung zu bestimmen. Außerdem werden mit dem Störansatz Lagerparameter Steifigkeit und Dämpfung bestimmt.
- ▷ **Kapitel 6** beschäftigt sich mit der experimentellen Ermittlung der linearen Lagerparameter über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz. Weiterhin wird untersucht, welchen Einfluss die Drehzahlen, die Lagerlast oder eine Lagermodifikation durch Einsatz von Shims auf die linearen Lagerparameter haben. Die Ergebnisse aus dieser Untersuchung werden außerdem mit denen des numerischen Modells aus Kapitel 5 verglichen.
- ▷ **Kapitel 7** beschreibt die experimentelle rotordynamische Untersuchung an einem Rotor, gelagert in zwei Gasfolienlagern. Es wird der Einfluss von Beschleunigung, Lagerlast sowie Unwucht auf das rotordynamische Verhalten untersucht.
- ▷ **Kapitel 8** resümiert alle Ergebnisse und Erkenntnisse, die im Rahmen dieser Arbeit aus den numerischen sowie experimentellen Untersuchungen gewonnen wurden und schlägt weitere Forschungsansätze vor.

2 Stand der Technik

2.1 Biographische Untersuchung

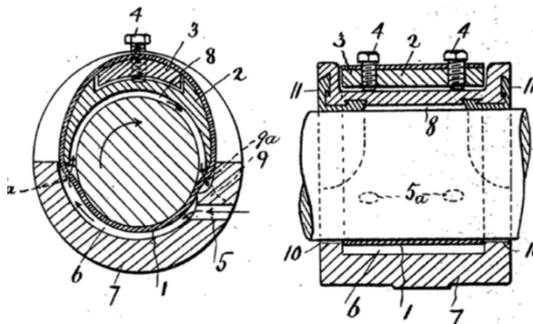


Abb. 2.1: Lager der Firma Thomson-Houston, 1928 [1]

Die ersten Konzepte von Folienlagern sind aus dem Jahr 1928 und sind vom Briten Pollock der Firma Thomson-Houston patentiert [1]. Die Lager von Pollock bestanden aus einer vorgespannten Folie, einem Vorspannmechanismus und einem Gehäuse (siehe Abb. 2.1). Allerdings werden sie mit Öl geschmiert und funktionieren alle nach dem gleichen Prinzip wie die Gasfolienlager (GFB, von engl. Gas Foil Bearing). Dank ihrer Vorspannvorrichtungen ließen sich die Steifigkeit und nominalen Spalte einstellen. In den 1950er Jahren werden sie von Block et al. [13] untersucht und weiter optimiert. Diese optimierten luftgeschmierten

Lager (Abb. 2.2) werden im Jahr 1968 von Wissenschaftlern der NASA, Licht und Eshel, getestet [2]. Zur gleichen Zeit erkannte die Firma Garrett AiResearch¹ das Potential der Gasfolienlager. Im Jahr 1969 setzten sie Gasfolienlager ein bei der Entwicklung ihrer ersten Belüftungsanlage (ACM: Air Cycle Machine) mit schnell drehendem Rotor zum Heizen, Kühlen und zur Druckregulierung der DC-10 ECS² Flugzeugkabine [3]. Die Gasfolienlager erfahren in dieser Zeit eine weitere Entwicklung, denn um ein höheres Dämpfungsniveau sowie geringere Fluchtungsfehler zu erreichen, wird auf das Vorspannen der Folie der vorherigen Generation verzichtet. 1972 baute AiResearch für die NASA einen mit Gasfolienlagern gelagerten Turbo-Kompressor mit einer Leistung von 125 kW. Im Bereich der Luft- und Raumfahrttechnik bekamen Gasfolienlager ein höheres Ansehen, denn nicht nur die NASA interessierte sich in den 1970er Jahren für diese Technologie. 1974 erfuhren GFBs ihren Einsatz an Board des A7E Navy-Flugzeugs und machten einige Flugtests während des Vietnamkriegs. Fünf Jahre später machte Boeing den ersten Schritt im Zivilbereich und verwendete das erste Mal GFBs in einem Passagierflugzeug, der Boeing 767/757. Der Erfolg des GFBs weckte auch bei anderen Firmen Interessen, so begannen Hamilton und MTI (Mechanical Technology Inc.) auf dem Gebiet zu forschen. Einige Zeit später ließ MTI ihr eigenes Lager mit dem Namen Hydresil (Abb. 2.3a) patentieren. Hamilton kaufte Rechte für die Verwendung des Hydresil-Lagers und setzte es erfolgreich von 1975 bis 1979 in der Belüftungsanlage der Boeing 747 ein. Die Lager wiesen eine mittlere Lebensdauer von 100 000 Stunden auf. Hamilton entwickelte über die Jahre weitere Lager und brachte 1993 ein Multilayer-Lager (Abb. 2.3b) für die Boeing 777 heraus. Zeitgleich entwickelte Giri Agrawal Gründer der Firma R&D Dynamics, einen weiteren Typ von Lager (Abb. 2.3c).

¹Garrett AiResearch war ein US-amerikanischer Hersteller von Turboladern und wurde 1968 Teil von Signal Companies, die in den 1980ern mit Allied Corporation zu AlliedSignal fusionierten.

²MD DC-10 ist ein in den 1970er Jahren gebautes, dreistrahliges Flugzeug des Flugzeugbauers McDonnell Douglas.

Mit der Zeit haben sich sogenannte Bump-Lager durchgesetzt, die wiederum eine große Ähnlichkeit zum Hydresil-Lager aufweisen. Seit der Patentierung des Lager der 1. Generation (Abb. 2.3d) im Jahr 1977 haben sich die Bump-Lager weiterentwickelt. Diese Optimierung ist bereits bei den 2. Generationen bemerkbar, denn in den Jahren 1982 und 1998 werden zwei Lager der 2. Generation patentiert. Bei der 3. Generation präsentiert die Bumpfolie eine komplexe perforierte Struktur. Dies sorgt für höhere Steifigkeit.

Seit dem ersten Entwurf von Pollock aus dem Jahr 1928 haben sich die Gasfolienlager in Design und Leistung stark verändert. Sie verloren, wie schon erwähnt, ihre vorgespannte Struktur im Austausch für eine flexiblere Struktur, was eine Selbstzentrierung ermöglicht. Außerdem können sich Lagerelemente dank der nachgiebigen Struktur relativ zueinander bewegen und sorgen dadurch für Energiedissipation. Dies verleiht dem Lager seine Dämpfung. Um dem Lager noch mehr Dämpfung zu verleihen, präsentierten San Andrés et al.

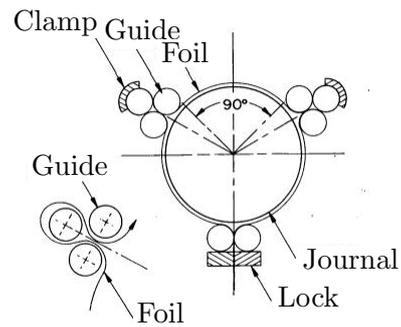
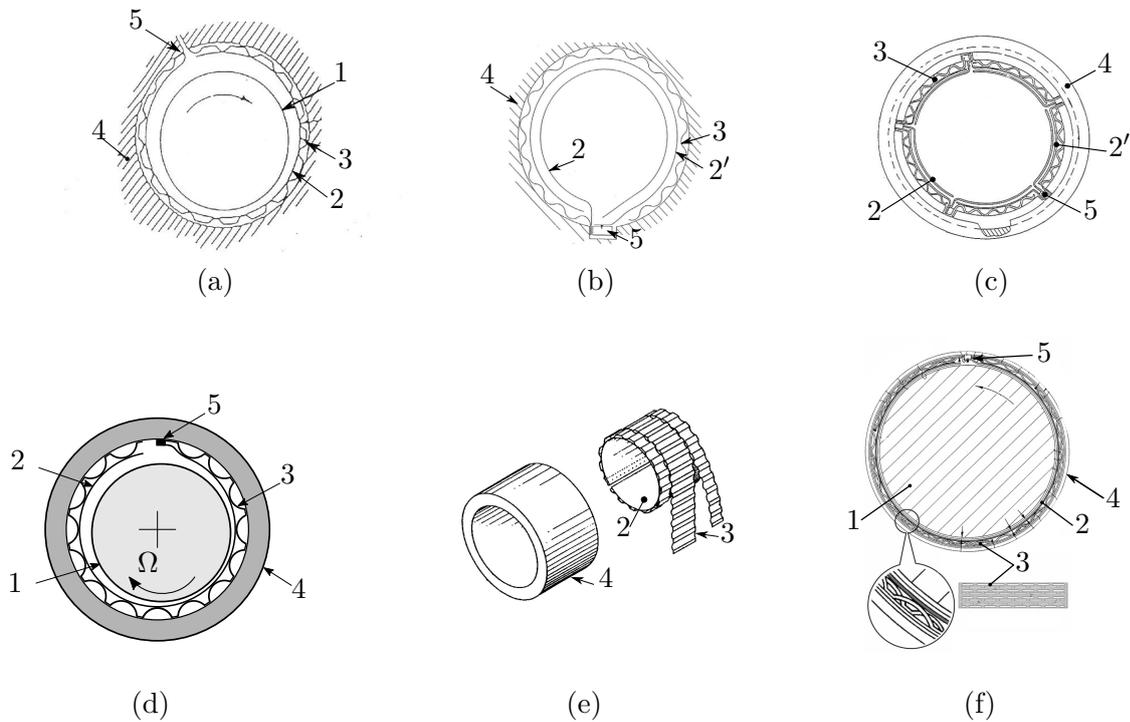


Abb. 2.2: Gasfolienlager mit vorgespannter Topfolie [2]



- | | | |
|---------------|--------------|-----------------------|
| (1) Welle | (2) Topfolie | (2') zweite Topfolie |
| (3) Bumpfolie | (4) Gehäuse | (5) Befestigungspunkt |

Abb. 2.3: (a) Hydresil foil bearing [3], (b) Reversed Multilayer foil bearing [3], (c) Reversed Multilpad foil bearing [3], (d) GFB der 1. Generation [4], (e) GFB der 2. Generation [4], (f) GFB der 3. Generation [4]

[5] in ihrer Publikation 2010 einen neuen Lagertyp mit einem Metallschwamm als elastische Dämpfungsstruktur (Abb. 2.4a). Zwar haben sich die rotordynamischen Eigenschaften von GFBs verbessert und reale Einsätze bezeugen ihre Leistungsfähigkeit, allerdings lassen im Betrieb

aufgetretene nichtlineare Effekte ihre Stabilität schwer vorhersagen. Den Verzicht auf die Bumpfolien wie San Andrés haben auch weitere Autoren versucht. In der Abb. 2.4b ist das Gasfolienlager von Song und Kim [6], bei dem statt einer Bumpfolie eine Spiralfeder eingesetzt wird. Trotz dieser Entwicklung sind Lager der ersten, zweiten sowie dritten Generation bis heute sehr stark im Fokus der Forschung geblieben. Das Interesse für diese Lagergeneration liegt wahrscheinlich an

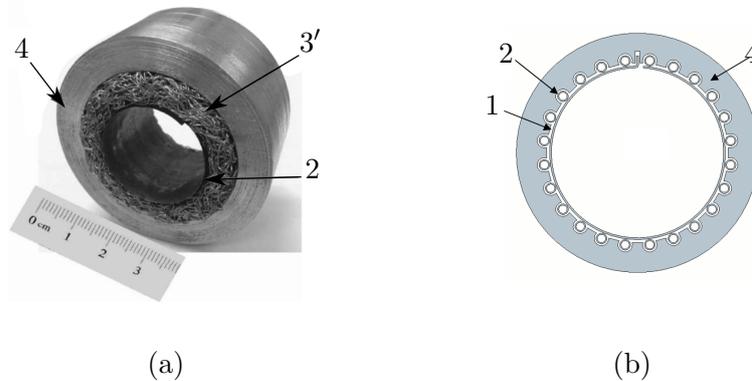


Abb. 2.4: (a) Metal mesh foil bearing [5], (b) GFB mit Spiralfeder [6]

ihrer relativ leichten Herstellung und an der größeren Anzahl an veröffentlichten experimentellen Untersuchungen im Vergleich zur neuen Generationen. Mit dem Anstieg der Computerleistung wird versucht, diese experimentellen Untersuchungen durch numerischen Modellen zu beschreiben.

2.2 Numerische Untersuchungen

2.2.1 Modellierung des Schmierfilms

Das dynamische Verhalten von Gasfolien-gelagerten Systemen wird definiert durch die Interaktion zwischen Rotor, Fluid und Struktur. Die Modellierung des Schmierfilms wird im Wesentlichen, wie bei klassischen Gleitlagern, durch die Reynolds-Differentialgleichung [14] bestimmt.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\Omega R}{2} \frac{\partial(ph)}{\partial y} + \frac{\partial(ph)}{\partial t} \quad (2.1)$$

Die Reynolds-Differentialgleichung 2.1 besitzt keine analytische Lösung [15], daher wird die Lösung durch numerische Methoden angenähert. Zu diesen Methoden zählen:

- Die Finite-Elemente-Methode (FEM), die von Bonneau et al. in 1993 [16] zur Berechnung der Reynolds-Differentialgleichung bei der numerischen Analyse von axialen Gleitlagern angewendet wird. In der Arbeit wird ausführlich die Berechnung des Druckfelds erläutert. 2013 wird die Methode von Larsen und Santos [17] zur Berechnung des Drucks sowie der Höhe des Schmierfilms bei Gasfolienlagern verwendet. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigen global betrachtet eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen von Ruscitto et al. [18] aus der Jahr 1978.
- Die Finite-Differenzen-Methode (FDM) wird von Feng und Kaneko [19] zur Lösung der Reynolds-Differentialgleichung eingesetzt. Es wird hier bei der Bestimmung der Lösung auch die Temperatur berücksichtigt. Das Schmierfilmmodell wird mit einem Strukturmodell zur Vorhersage der Temperatur im Schmierfilm in Abhängigkeit zur Lagerlast gekoppelt. Beim Vergleich der numerischen Ergebnisse mit der Untersuchung von Radil und Zeszotek

[20] aus dem Jahr 2004 erklären die Autoren die Abweichung des numerischen Modells durch die unterschiedlichen Messpunkte und den Unterschied beim Lagertyp.

- Der Finite-Volumen-Methode (FVM) widmen Arghir et al. [21] ein ganzes Paper. In der Veröffentlichung beschäftigen sich die Wissenschaftler mit den unterschiedlichen Aspekten der FVM zur numerischen Lösung der Reynolds-Differentialgleichung bei Gasfolienlagern. Dabei präsentieren sie das *upwind*-Verfahren zur Stabilisierung der Lösung bei Berechnungen mit höheren Drehzahlen. Das Verfahren lässt sich auch bei der FDM anwenden. Es werden außerdem ungleichmäßige Gitter zur Erhöhung der Genauigkeit verwendet. Weiterhin entwickeln sie eine nichtlineare Methode zur Berechnung von dynamischen Parametern, die bei größeren Schwingungswegen angewendet werden kann.

Zusammenfassend ist also festzuhalten, dass es mindestens drei erfolgreiche numerische Methoden zur Berechnung der Reynolds-Differentialgleichung gibt. Dank der heutigen Computerleistung sind alle diese Diskreisierungsmethoden in der Lage ausreichende Ergebnisse zu liefern.

2.2.2 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur

Die erste bekannte Arbeit zur Modellierung der elastischen Lagerstruktur ist von Walowit und Anno [22] aus dem Jahr 1975. Seitdem sind zahlreiche Strukturmodelle implementiert, um die grundlegenden Eigenschaften dieser Struktur mathematisch zu beschreiben. Die Strukturmodelle unterscheiden sich in Hinblick der physikalischen Struktureigenschaften, die sie in der Lage sind, wiederzugeben. Das Modell von Heshmat und Walowit [23, 24], das in zwei ihrer Arbeiten zur Berechnung von Lagerparametern implementiert wird, ist ein sehr einfach gehaltenes Strukturmodell. Dieses Modell wird in der Literatur *Simple Elastic Foundation* (SEFM) genannt. Die Topfolie wird dabei gar nicht und die Bumpfolie lediglich als gleichmäßige Struktur berücksichtigt, in der jeder Bump die gleiche konstante Steifigkeit besitzt. Dennoch wird bei der Berechnung der Steifigkeit jedes Bumps die Geometrie der Bumpfolie berücksichtigt. Eine ähnliche einfache Betrachtung der elastischen Lagerstruktur wird auch von Iordanoff [25] gemacht. Es wird jedoch hier unterschieden, ob der Bump ein freies Ende besitzt oder nicht. Komplexe FEM-Modelle [26, 27, 28, 29] werden auch implementiert, um das Verhalten der elastischen Struktur zu modellieren. Diese liefern sehr gute Ergebnisse, lassen sich jedoch nur mit sehr viel Aufwand oder teilweise gar nicht in weiteren Fluidmodellen einbetten. Sie werden jedoch häufig verwendet, um diskrete Modelle mit weniger Knoten zu validieren oder zu entwickeln. Diesen Weg gingen Le Lez et al. [10, 11], als sie an ihrem sowohl statischen als auch dynamischen Modell arbeiteten. Das Modell von Le Lez berücksichtigt neben der Reibung zwischen den Elementen sowie der Geometrie der Bumpfolie auch die Interaktionen, die jeder Bump mit seinen Nachbarn hat. Einige Jahre später zeigen Feng und Kaneko [30] in ihrer Arbeit die Bedeutung dieser Interaktion der Bumps miteinander wieder auf und präsentieren ein weiteres Strukturmodell, das diesen Aspekt ebenfalls berücksichtigt.

2.3 Experimentelle Untersuchungen

2.3.1 Strukturuntersuchung

Wie bereits erwähnt, ziehen Gasfolienlager ihren großen Vorteil gegenüber herkömmlichen Gleitlagern aus ihrer elastischen Lagerwandstruktur, die über die Zeit immer weiter entwickelt wird. Diese elastische Struktur dient dazu, die Lagerparameter, wie Steifigkeit und Dämpfung, auf den jeweiligen Betrieb zu optimieren. Daher werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um Erkenntnisse über das Verhalten der Lagerwand zu gewinnen. Im Jahre 1993 führen Ku und Heshmat [31] Untersuchungen an der Bumpfolie durch, um herauszufinden, wie diese

sich hinsichtlich ihrer Steifigkeit und Dämpfung bei unterschiedlichen Reibungskoeffizienten, Folienstärken sowie Belastungen verhält. Bei diesem Experiment wird ein Ende einer nicht gekrümmten Bumpfolie auf einem flachen Untergrund fixiert. Die Topfolie wird dann über einer Platte auf die Bumpfolie gedrückt und die daraus resultierenden vertikalen sowie horizontalen Verschiebungen werden optisch erfasst. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen ergeben, dass die Steifigkeit der Bumpfolie mit steigenden Reibungskoeffizienten steigt und die Schmierung der Folien einen relativ kleinen Einfluss auf die Steifigkeit hat, dies gilt auch für die Folienstärke des Bumps, solange die Materialpaarung gleich ist. Einen sehr großen Einfluss hat jedoch der Bumpabstand auf die Steifigkeit der Bumpfolie, denn bei abnehmendem Bumpabstand steigt die Steifigkeit an. Eine weitere Abhängigkeitsgröße ist die Art der Belastung. Es lassen sich bei einer gleichmäßigen Flächenbelastung der Bumpfolie höhere Steifigkeiten als bei einer steigenden Flächenbelastung erreichen. Allerdings untersuchen die Wissenschaftler allein das statische Verhalten der Bumpstruktur.

Eine dynamische Untersuchung der Bumpfolie wird von Larsen et al. [32] durchgeführt. Im Rahmen der Untersuchung wird die Bumpfolie zwischen zwei Platten eingebracht, von denen die obere durch senkrechte Bewegung die Bumpfolie anregt. Die Autoren wollen mit diesem Experiment in erster Linie ihre numerischen Modelle validieren. Zu diesem Zweck messen sie Hysteresen, die bei der dynamischen Anregung von Bumpfolien entstehen. Die Folie wird mit einer Frequenz von 1 Hz bei unterschiedlichen Amplituden angeregt und die Schwingungsantwort dabei gemessen. Die experimentelle Untersuchung zeigt eine Abhängigkeit der Steifigkeit von der Bumpanzahl. Eine Abhängigkeit der Lagersteifigkeit sowie Dämpfung von der Frequenz präsentiert die Arbeit von Salehi et al. [33], wobei ein halbiertes Gasfolienlager der 1. Generation von einer dynamischen Kraft angeregt wird. Die Ergebnisse zeigen eine Abnahme der Lagerdämpfung bei zunehmenden Frequenzen. Ähnliche Ergebnisse zeigt die Arbeit von Rubio und San Andrés [34], jedoch mit einem anderen Prüfstand. Er besteht aus einem Gasfolienlager der 1. Generation, montiert auf einer nichtrotierenden und beheizten Welle. Mit Hilfe eines Shakers wird das Lager angeregt. Die zugeführte Wärme über die Welle (von 25 °C zu 75 °C) sorgt für die Aufweitung dieser Welle und somit für eine Vorspannung des Lagers. Dies hatte jedoch keinen signifikanten Einfluss auf die dynamischen Lagerparameter.

Wissen über die Koppelsteifigkeit und Koppeldämpfung sowie ihr Verhältnis zu direkten Parametern liefert die Publikation von Ku und Heshmat [35], die ein Gasfolienlager der 2. Generation dynamisch untersuchen. Montiert auf einem nicht rotierenden Rotor wird das Lager mit Hilfe von zwei Shakern waagrecht und senkrecht angeordnet angeregt. In der waagerechten Richtung wirkt eine statische Kraft. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, ebenso wie das numerische Modell, dass Steifigkeit und Dämpfung mit zunehmender statischer Last steigen. Allerdings sind die Koppelsteifigkeit und die Koppeldämpfung kaum von der statischen Last abhängig. Sie sind jedoch geringer als die direkte Steifigkeit. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass die direkte Steifigkeit und Dämpfung mit zunehmender dynamischer Amplitude abnehmen.

2.3.2 Identifikation von Lagerparametern

In diesem Kapitel werden Messprinzipien und dazugehörige Prüfstände zur Identifikation von Lagerparametern aus der Literatur vorgestellt. Bei den Lagerparametern handelt es sich um Steifigkeiten und Dämpfungen des kompletten Lagers, also bezogen auf die Kombination von Schmierfilm und Struktur, die bei vorgegebenen konstanten Drehzahlen gemessen werden. Diese Parameter unterteilen sich in direkte Parameter und Koppelparameter. Die direkte Steifigkeit und Dämpfung berechnen sich aus der Auslenkung, beziehungsweise aus der Auslenkungsgeschwindigkeit der Rotors, die von einer gleich gerichteten Kraft verursacht wird. Bei der Koppelsteifigkeit und -dämpfung wird die Auslenkung von einer Kraft, die senkrecht zu Auslenkungsrichtung der Struktur steht, verursacht. Zur experimentellen Bestimmung dieser Größen wird ein Prüfstand

benötigt, der die Auslenkungen sowie die dynamischen Anregungen in waagerechter sowie senkrechter Richtung parallel erfassen kann. Zwei prinzipielle Messkonzepte haben sich zu diesem Zweck hinsichtlich des Prüfstands etabliert:

- Bei dem ersten Messprinzip besteht der Prüfstand aus einem in zwei Lagern schwimmend gelagerten Rotor. Es werden dabei entweder zwei Testlager [36, 37, 38] oder ein Testlager und ein Lager mit bereits bekannten Parametern verwendet. Der Vorteil dieses Konzepts ist, dass der Prüfstand wesentlich höhere Drehzahlen erreichen kann, denn die einzige Drehzahlbegrenzung ist hier durch die Resonanz des Rotors gegeben. Außerdem lassen sich mit diesem Konzept Lagerparameter näher an der Realität messen, wenn der Rotor entsprechend konstruiert ist. Dadurch lassen sich die daraus ermittelten Parameter ohne nötige Anpassung am realen Betrieb anwenden. Einer der Nachteile dieses Konzept ist, dass die statische Last sich nicht leicht variieren lässt, denn als einzige statische Last wirkt das Gewicht des Rotors.
- Als zweites Messprinzip gelten Prüfstände, die aus einem fest- und los-gelagerten Rotor und einem Testlager bestehen, das schwimmend auf dem Rotor gelagert ist [39, 40]. Die Verwendung von Wälzlagern zur Lagerung des Rotors führt häufig zu schnellerer Überhitzung bei höheren Drehzahlen und somit sind Messungen bei diesen Drehzahlen begrenzt. Dennoch bietet dieses Konzept den Vorteil, dass beliebige statische Lasten angebracht werden können. Es ist hier sogar möglich eine Messung ohne statische Last zu realisieren. Um das Wechseln des Testlagers zu erleichtern, wird häufig eine einseitige Rotorlagerung eingesetzt [41, 42, 43].

Eine weitere Unterteilung des Versuchsaufbaus zur Identifikation der Lagerparameter lässt sich auch in Bezug auf die dynamische Anregung machen:

- Die Methode mit dem wohl geringsten Aufwand ist die Anregung durch Selbsterregung. Dabei wird ein Rotor mit definierter Unwucht verwendet. Bei dieser Art der Anregung lassen sich nur drehzahlsynchrone Lagerparameter bestimmen. Eine Messung bei einer konstanten Drehzahl und veränderter Anregungsfrequenz ist also nicht möglich.
- Eine zweite Methode zur Anregung der Lagerstruktur ist die Verwendung eines Modalhammers [36, 37]. Der Vorteil hier ist, dass sich ein breiteres Frequenzspektrum bei einer Messung abdecken lässt. Allerdings ist bei einer solche Anregung die Leistung jeder einzelnen Frequenz manchmal so gering, dass keine Schwingung auftritt. Außerdem lässt sich eine Messung nach dem ersten Messprinzip nur mit Änderungen am Modalhammer realisieren. Es ist weiterhin schwer zu gewährleisten, dass beim Hammerschlag auf den Rotor die Drehzahl konstant bleibt. Rudloff verwendete zur Bestimmung der Lagerparameter von Gaslagern dieses Messprinzip und dabei wird die Spitze des Modalhammers mit einer Rolle bestückt [36]. Dies sollte das Abbremsen des Rotors reduzieren.
- Zur Anregung des Systems eignen sich auch Shaker [42]. Dank ihrer frei einstellbaren Frequenz sowie Amplitude bieten sie die optimale Lösung bei der Identifikation von Lagerparametern. Sie lassen sich am besten im zweiten Messprinzip implementieren.

2.3.3 Rotordynamische Untersuchungen

Die rotordynamischen Untersuchungen dienen dazu, das dynamische Verhalten von Gasfolien-gelagerten Systemen unter möglichst realen Bedingungen zu beobachten. Dabei wird die Stabilität sowie die Leistung des Systems unter bestimmten vordefinierten Einflüssen untersucht. Es werden häufig zu diesem Zweck Prüfstände verwendet, die aus einem in zwei GFB gelagerten Rotor

bestehen. Zum Antrieb des Rotors steht eine Luftturbine [44, 45, 46, 47] oder ein Elektromotor [12] zur Verfügung. Zur Beurteilung des Rotorverhaltens wird sein Orbit im Lagerbereich gemessen und analysiert. Die Störungen bzw. Einflüsse, die auf den Rotor aufgebracht werden, können von unterschiedlicher Natur sein:

- Die Unwucht verstärkt bei Gasfolienlagern aufgrund der Selbsterregung die subharmonischen Schwingungen. Ihre Amplitude steigt mit der Größe der Unwucht. Eine Methodik zur Klassifizierung dieser nichtlinearen Schwingungen in GFB-gelagerten Systemen wird von Hoffmann et al. realisiert [9]. Diese Klassifizierung basiert auf erzwungenen Schwingungen, die aus der Rotorunwucht hervorgerufen werden. Die Ergebnisse aus dieser Untersuchung sind sehr ähnlich zu denen von Balducchi [1].
- Die statische Last entspricht dem statischen Anteil der Lagerbelastung. Sie wird auf unterschiedliche Weise verändert, um den Einfluss auf das rotordynamische Verhalten der Lager zu untersuchen. Eine Variation der Lagerlasten lässt sich zum Beispiel durch die Verwendung von Rotoren mit unterschiedlichen Gewichten [9, 1] realisieren. Bei beiden Studien werden eine Hohlwelle und eine Vollwelle als Rotor verwendet. Die Ergebnisse aus beiden Untersuchungen zeigen kaum Unterschiede bei der Frequenz, bei der die erste subharmonische Schwingung beobachtet wird.
- Die Temperatur ist ein sehr wichtiger Faktor im Angesicht der Tatsache, dass ein möglicher Einsatzort der Gasfolienlager der Turbolader ist, wo Temperaturen über 300 °C herrschen. 2011 untersuchten San Andrés et al. [48] das rotordynamische Verhalten eines bis 400 °C beheizten Rotors. Der Rotor wird von zwei Gasfolienlagern der 2. Generation gelagert. Die Ergebnisse zeigen eine Abnahme der Schwingungsamplitude im Bereich der Lager bei zunehmender Temperatur. Dies könnte an der Ausdehnung des Rotors, der zu einer Abnahme des Lagerspalts führt, oder an der mit der Temperatur steigenden Viskosität der Luft liegen. Beides sorgt für einen Anstieg der Steifigkeit.
- Die Fehlansrichtung ist erreicht, wenn die Achse der Lager mit der des Rotors nicht koaxial ausgerichtet ist. Es wird auch von "nicht gefluchtet" gesprochen und ist ein Zustand, den viele Maschinen im Betrieb aufweisen. 2008 baute Howard [46] einen Prüfstand mit beweglichem Lagerbock zur Untersuchung der Fehlansrichtung bei Gasfolienlagern. Bei den Versuchen verstellt er dreimal eines der Lager und misst beim Herunterfahren des Rotors die Temperatur in den Lagern sowie die Schwingungsamplituden des Rotors. Beim Vergleich der Ergebnisse mit Untersuchungen mit Schrägkugellagern zeigen die Gasfolienlager eine bessere Leistung hinsichtlich der Schwingungsamplituden, denn Gasfolienlagern gelingt es bei kleiner Fehlansrichtung sich selbst auszurichten.

3 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur

3.1 Theoretische Untersuchung

Die Modellierung der elastischen Lagerstruktur hat sich über die Jahre immer weiter entwickelt und die Modelle unterscheiden sich wesentlich durch ihre Anzahl an Freiheitsgraden, die Interaktion zwischen den Bumps sowie die Modellierung und die Berücksichtigung von physikalischen und geometrischen Randbedingungen. Seit der ersten Veröffentlichung über die Modellierung der elastischen Struktur im Jahr 1975 von Walowit und Arno hat sich das Strukturmodell der Lagerwandstruktur weiter entwickelt. In Zusammenarbeit mit Walowit und Pinkus setzte Heshmat in 1983 dieses Modell an, zur Berechnung von Parametern des axialen [24] und radialen [23] Lagers. Dabei wird jeder Bump mit einer einzigen Feder und ohne Berücksichtigung von Reibung modelliert. Seine Steifigkeit hängt allein von der Geometrie und vom Material der Bumpfolie ab. Dieses Modell von Heshmat et al. wird aufgrund seiner Simplizität häufig verwendet [49, 50, 51]. Im Jahre 1996 bearbeitete Jordanoff [52], [25] dieses Modell und brachte einigen Änderungen in der Berechnung der Steifigkeit der Bumps. In seinem Modell wird unterschieden, ob eines der Enden des Bumps an dem Gehäuse fixiert oder frei ist. Der Bump mit einem Fixende besitzt eine höhere Steifigkeit. Es wird außerdem die Reibung zwischen den Elementen beachtet. Die Interaktionen zwischen den Bumps werden bei den Modellen von Heshmat sowie Jordanoff jedoch nicht berücksichtigt.

1992 entscheiden Ku und Heshmat [53] sich, diesen Aspekt auch in ein Modell einzubeziehen. So implementieren sie ein Modell, das die Reibung zwischen den einzelnen Elementen, die Geometrie der Bumps sowie die Interaktionen zwischen den Bumps betrachtet. Dies führt zu einer besseren Betrachtung der Lastverteilung auf die Bumpstruktur. Dabei wird die Last auf die Bumpspitzen ausgeübt. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass die Bumps sich nicht vom Gehäuse abheben. Der Topfolie wird bei der Modellierung weniger Aufmerksamkeit geschenkt. Es wird lediglich vorausgesetzt, dass keine relative Verschiebung zwischen Topfolie und Bumpfolie möglich ist und ihre Verformung der des Bumps folgt. Eine etwas genauere Betrachtung der Topfolie und ihres Einflusses bei der Vorhersage der Lagersteifigkeit sowie Dämpfung machen Carpino et al. im Jahre 1993 [26] und bedienen sich der Finite-Elemente-Methode, um die Verformung der Topfolie sowie den Druck des Schmierfilms zu berechnen. Bei der Bumpfolie wird jeder Bump durch eine Feder mit einer konstanten Steifigkeit ersetzt. In späteren Arbeiten implementiert Carpino mit der Unterstützung von Peng und Talmage Formeln beziehungsweise Methoden in der zur Modellierung der Gasfolienlager [54] verwendeten Finite-Elemente-Methode [55, 56]. Le Lez et al. betonen in ihrer Arbeit von 2007 [10, 11] die Wichtigkeit der Interaktion der Bumps miteinander. Sie entwickeln daher ein Modell der Lagerwandstruktur mit drei Freiheitsgraden. Bei der Modellierung wird nicht nur die Interaktion der Bumps miteinander beachtet, sondern auch die Richtung der Reibungskräfte, denn im Gegensatz zu dem Modell von Ku und Heshmat [53] können hier die Reibungskräfte an den Bumpfüßen¹ unterschiedliche Richtungen annehmen. Jeder Bump wird dabei mit drei Federn modelliert. Drei Jahre später präsentieren Feng und Kaneko [30] ein neues analytisches Modell der elastischen Lagerwandstruktur, das neben der Betrachtung der Bumpinteraktion sowie der Reibungskräfte die lokale Verformung der Topfolie berücksichtigt. Dieses Strukturmodell wird von Hoffmann im Rahmen seiner Dissertation implementiert und zur Berechnung der Lagerparameter angewendet [57, 58, 59]. Anders als alle hier vorgestellten Modelle wird bei Feng und Kaneko jeder Bump durch zwei Stäbe modelliert. Zwischen diesen

¹Kontaktpunkt zwischen Bumpfolie und Lagergehäuse

ist eine Feder mit einer konstanten Steifigkeit angebracht. Die Topfolie wird dabei mit der Finite-Elemente-Methode modelliert, wodurch sich die Berechnungszeit erhöht.

In den Tabellen 3.1 und 3.2 sind die in der Literatur häufig vorkommenden Modelle zur theoretischen Betrachtung der elastischen Lagerwandstruktur im Bereich des GFBs aufgelistet. Der Unterschied bei den statischen und dynamischen Strukturmodellen liegt allein in der Art der Belastungen, die auf die elastische Struktur aufgebracht werden. Handelt sich um eine schwingende Kraftbelastung, wird das dynamische Strukturmodell verwendet.

Auf Grund ihrer Simplizität und ihrer relativ kurzen Berechnungszeit werden die Modelle von Heshmat und Walowit [23] sowie von Jordanoff [25] bei der rotodynamischen Vorhersage gern verwendet. Die Betrachtung jedes Bumps als einzelne lineare Feder ist allerdings eine grobe

Tab. 3.1: Statische Lagerwandmodelle

Autor	Eigenschaften
Walowit, Arno, Heshmat [23] Jahr: 1983	<ul style="list-style-type: none"> - keine Betrachtung von Reibungskräften + gleiche lineare Feder als Ersatzmodell für alle Bumps - keine Betrachtung der Topfolie - keine Interaktion zwischen Bumps
Ku, Heshmat [53] Jahr: 1992	<ul style="list-style-type: none"> ++ Betrachtung von Reibungs- und Haftkräften ++ Interaktion zwischen Bumps + gleiche lineare Feder als Ersatzmodell für alle Bumps + horizontale Verschiebung der Bumps allein in der Richtung des freien Bumps - keine Betrachtung der Topfolie
Peng, Carpino Talmage [54] Jahr: 1997	<ul style="list-style-type: none"> + Betrachtung der Reibungskräfte + Betrachtung der Topfolie + gleiche lineare Feder als Ersatzmodell für alle Bumps - Finite-Elemente-Modell (FE-Modell) - keine Interaktion zwischen Bumps
Jordanoff [25] Jahr: 1999	<ul style="list-style-type: none"> + Betrachtung der Reibungskräfte + höhere Steifigkeit bei dem Bumps mit einem Festende - keine Interaktion zwischen Bumps + lineare Feder als Ersatzmodell für alle Bumps - keine Betrachtung der Topfolie
Le Lez [10] Jahr: 2007	<ul style="list-style-type: none"> ++ Betrachtung von Reibungs- und Haftkräften ++ Interaktion zwischen Bumps ++ horizontale Verschiebung der Bumps in Richtung des Fest- sowie Freiendes möglich ++ drei Ersatzfedern pro Bump ++ drei Freiheitsgrade zur Beschreibung der Verformung jedes Bumps

Vereinfachung der Realität, denn solche Modelle berücksichtigen nicht die Interaktion der Bumps miteinander, die, wie manche Untersuchungen zeigen [53, 60], eine wesentliche Rolle spielt bei der Strukturmodellierung. Es wird daher im Rahmen dieser Arbeit das Modell von Le Lez et al. als Lagerwandstrukturmodell aufgrund seiner Betrachtung der Reibung, der Berücksichtigung der Interaktion zwischen den Bumps und seiner relativ leichten Implementierbarkeit zur Modellierung der elastischen Lagerwand vorgezogen.

Tab. 3.2: Dynamische Lagerwandmodelle

Autor	Eigenschaften
Ku, Heshmat [53] Jahr: 1992	<ul style="list-style-type: none"> ++ Betrachtung der Reibungs- und Haftkräfte ++ Berechnung der Steifigkeit jedes Bumps - keine Betrachtung der Topfolie ++ Interaktion zwischen Bumps ++ horizontale Verschiebung der Bumps in Richtung des Fest- sowie Freiendes möglich + zwei Freiheitsgrade zur Beschreibung der Verformung jedes Bumps
Peng, Carpino [54, 55] Jahr:1997, 2003	<ul style="list-style-type: none"> + Feder-Dämpfer-Element als Ersatzmodell für jeden Bump + Betrachtung der Reibungskräfte - gleiche Federkonstante für alle Bumps - Vernachlässigung der Reibung zwischen Top- und Bumpfolie - Betrachtung allein der radialen Verschiebungen
Le Lez et al. [11] Jahr: 2008	<ul style="list-style-type: none"> ++ Betrachtung von Reibungs- und Haftkräften ++ Interaktion zwischen Bumps ++ horizontale Verschiebung der Bumps in Richtung der Fest- sowie Freiendes möglich ++ drei Ersatzfedern pro Bump ++ drei Freiheitsgrade zur Beschreibung der Verformung jedes Bumps
Feng, Kaneko [30] Jahr: 2010	<ul style="list-style-type: none"> ++ zwei starre Stäbe und eine Feder als Ersatzmodell pro Bump ++ Betrachtung von Reibungs- und Haftkräften + Finite-Elemente-Modell für die Topfolie (hohe Berechnungszeit) ++ horizontale Verschiebung der Bumps in Richtung der Fest- sowie Freiendes möglich

3.2 Statisches Lagerstrukturmodell nach Le Lez et al.

3.2.1 Diskretisierung der elastischen Lagerwandstruktur

Im Jahre 2007 führten Le Lez et al. numerische Untersuchungen der elastischen Lagerwandstruktur durch. Diese wurden zuerst mit einer kommerziellen FEM-Software realisiert [61]. Dabei wurden die Topfolie sowie die Bumpfolie als Schalenelement modelliert und sind beide an einem Ende fest gelagert. An den Kontaktpunkten wird eine gleitende Bewegung vorausgesetzt. Die Reibung wird von einem klassischen Coulomb-Modell modelliert. Beim Vergleich dieser Ergebnisse mit den Arbeiten von Heshmat [23] und Iordanoff [25] lässt sich feststellen, dass deren Modelle zu sehr vereinfachend sind und weder die Reibung noch die Interaktion zwischen den Bumps berücksichtigen.

Eine weitere Erkenntnis aus der Untersuchung ist der erhebliche Zeitaufwand, den eine solche Berechnung in Anspruch nimmt. Daher implementierten Le Lez et al. ein neues numerisches Modell, das die Interaktion zwischen den Bumps berücksichtigt. Außerdem soll das Modell durch seine geringere Knotenanzahl eine relativ kurze Berechnungszeit aufweisen. Daher entschieden sich Le Lez et al. ein neues Strukturmodell zu implementieren. Die Grundidee dabei war, ein Modell zu entwerfen, das in der Lage wäre, das FE-Modell zu ersetzen. Dabei soll das Modell ähnliche Ergebnisse mit einem geringeren Zeitaufwand liefern. Dies soll durch die Reduzierung der Knoten möglich gemacht werden. Ein weiterer besonders wichtiger Punkt für die Autoren ist die Modellierung der Interaktion zwischen den Bumps. Dieses Vorhaben wird bereits von Ku und Heshmat 1992 verfolgt [53] und das Modell zeigt eine gute Übereinstimmung mit den

3 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur

experimentellen Daten. Ihr Modell, an dem die Arbeit von Le Lez sich teilweise orientiert, ist jedoch sehr komplex, besitzt eine relativ höhere Berechnungszeit und lässt sich nicht in weitere Modelle einbetten.

In der Abb. 3.1 ist die elastische Lagerwandstruktur unter Belastung eines Drucks p dargestellt, wobei die Lagerwandstruktur aus Gründen der Übersicht auf zwei Bumps reduziert wird.

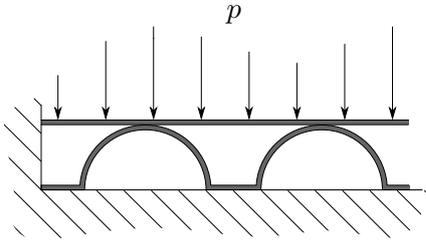


Abb. 3.1: Elastische Lagerwandstruktur unter Druckbelastung

Bei dem Modell von Le Lez et al. wird jeder Bump mit drei Federn und zwei Knoten modelliert, wie es in der Abb. 3.2 zu sehen ist. Weiterhin in der Abb. 3.2 zu sehen sind die Bedingungen, die an den Knoten gestellt werden. Dabei lassen die Knoten an der Bumpspitze sowie die zwischen zwei Bumps keine Rotation zu. Diese Bedingung gilt jedoch nicht beim letzten Bump, wie es beim Knoten 3 und 4 zu sehen ist. Die Berechnung der Steifigkeiten der Ersatzfeder wird mit Hilfe der Energiemethode durchgeführt. Es wird bei der Betrachtung der

Struktur davon ausgegangen, dass die Höhe des Bumps kleiner als sein Radius ist. Außerdem wird die Krümmung der Bumpsfolie vernachlässigt. In Tab. 3.3 sind die Schritte zur Diskretisierung der elastischen Lagerwandstruktur sowie die Freischnitte, die zu der Berechnung der Federsteifigkeiten verwendet werden, dargestellt. Dabei steht die lineare Feder k_1 für die Steifigkeit des Bumps. Durch die Befestigung der Struktur am Gehäuse leistet der Bump an dieser Stelle ein Momenten-

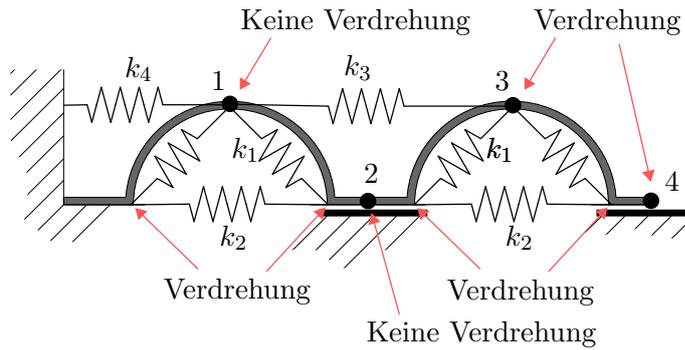


Abb. 3.2: Diskretisierung der elastischen Struktur

widerstand. Es wird außerdem davon ausgegangen, dass an der Spitze des Bumps sowie zwischen zwei Bumps keine Verdrehung möglich ist. Dort herrschen eigentlich winkelhabhängige Momente. Die Implementierung dieser Momente würde zu einem nichtlinearen Strukturmodell führen. Daher werden sie mit den Federn k_4 , k_2 und k_3 modelliert. Die Berechnung der Federsteifigkeit erfolgt zuerst durch die Ermittlung der potentiellen Energie. Im Fall der linearen Feder k_1 lautet die potentielle Energie wie folgt:

$$E_{pot} = \int_0^{\theta_0} \left(\frac{M_s(\theta)^2}{2k_m l} + \frac{N_s(\theta)^2}{2EA} \right) r_B d\theta, \quad \text{wobei} \quad k_m = \frac{Et_B^3}{12(1-\nu^2)}, \quad A = t_B l. \quad (3.1)$$

Aus dem Freischnitt (siehe Abb. 3.3) lassen sich die Schnittgrößen $M_s(\theta_0)$ und $N_s(\theta_0)$ berechnen.

$$\begin{aligned} M_s(\theta) &= L_{VL} \cdot x - L_{HL} \cdot y \\ &= L_{VL} \cdot r_B \left(\sin\left(\frac{\theta_0}{2}\right) - \sin\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) \right) - L_{HL} \cdot r_B \left(\cos\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) - \cos\left(\frac{\theta_0}{2}\right) \right) \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$N_s(\theta) = L_{VL} \sin\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) + L_{HL} \cos\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) \quad (3.3)$$

Aus der Gleichgewichtsbedingung lassen sich L_{HL} sowie L_{VL} in Abhängigkeit von H und V ermitteln.

$$L_{HL} = H, \quad L_{VL} = -V \quad (3.4)$$

Aus der Gl. (3.1) ergibt sich

$$E_{\text{pot}} = \frac{r_B}{2lK_s} \left(f_1 \left(\frac{\theta_0}{2} \right) H^2 + f_2 \left(\frac{\theta_0}{2} \right) HV + f_3(\theta_0) V^2 \right) + \frac{r_B}{2EA} \left(f_4 \left(\frac{\theta_0}{2} \right) H^2 + f_5 \left(\frac{\theta_0}{2} \right) V^2 \right). \quad (3.5)$$

Die Funktionen $(f_1, f_2, f_3, f_4, f_5)$ wurden bereits in der Arbeit von Le Lez et al. [10] ermittelt und sind im Anhang A.1.1 zu finden. Bei der Anwendung des Satzes von Castigliano lassen sich Verschiebungen δ in Richtung H berechnen, während es in Richtung V keine Verschiebung gibt.

$$0 = \frac{\partial E_{\text{pot}}}{\partial V} \quad (3.6)$$

$$\delta = \frac{\partial E_{\text{pot}}}{\partial H} \quad (3.7)$$

Aus der Gl. (3.6) lässt sich die Kraft V in Abhängigkeit von H ermitteln.

$$V = \left(\frac{-f_2/lK_s}{2(f_3/lK_s + f_5/EA)} \right) H = C_1 H \quad (3.8)$$

Durch Einsetzen von Gl. (3.8) in Gl. (3.7), nachdem diese abgeleitet wurde, kann die Verschiebung δ berechnet werden.

$$\delta = \frac{r_B}{2} \left(\frac{1}{lK_s} (2f_1 + f_2 C_1) + \frac{2}{AE} f_4 \right) H = \frac{1}{k_1} H \quad (3.9)$$

Aus 3.9 lässt sich dann die Steifigkeit k_1 bestimmen. Auf diese Weise werden alle weiteren Steifigkeiten ermittelt. Allein der letzte Bump wird beim Freischnitt anders betrachtet, denn dort gelten andere physikalische Bedingungen, wie es in den Freischnitten aus Tab. 3.3 zu sehen ist. Die Federn k_1 und k_3 besitzen daher dort andere Steifigkeiten und werden k_{1bis} sowie k_{3bis} genannt. Der Index *bis* ist aus der Arbeit von Le Lez übernommen worden. Die Berechnungen ihrer Steifigkeiten sowie die von weiteren Federn sind im Anhang A.1.1 zu finden.

3 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur

Tab. 3.3: Diskretisierung der elastischen Struktur nach Le Lez et al. [10]

	Ersatzmodell	Freischnitt
k_1		
k_2		
k_3		
k_4		
k_{1bis}		
k_{3bis}		

3.2.2 Steifigkeitsmatrix

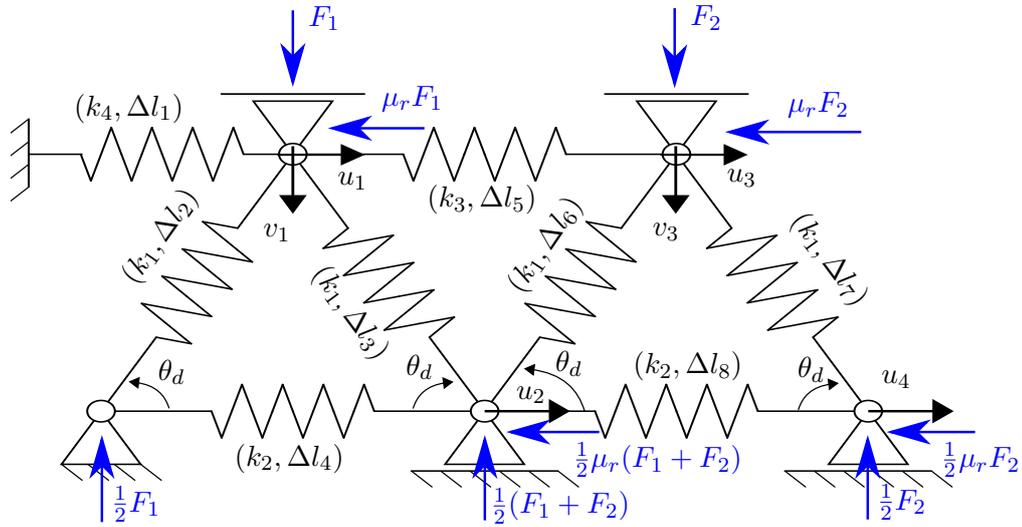


Abb. 3.3: Verformung des elastischen Lagerwandstrukturmodells

Zur Ermittlung der Steifigkeitsmatrix ist zunächst die Bestimmung der potentiellen Energie der elastischen Lagerwandstruktur erforderlich. Zu diesem Zweck wird die in der Abb. 3.3 dargestellte Struktur betrachtet. Die Beschränkung der elastischen Struktur auf zwei Bumps hat allein einen didaktischen Grund. Die Steifigkeitsmatrix besitzt schließlich keine Begrenzung, was die Anzahl an Bumps angeht. Die potentielle Energie der Struktur unter Belastung der Kräfte F_1 und F_2 lässt sich wie folgt berechnen:

$$E_{\text{Struktur}} = \frac{1}{2} \left[k_1 \left(\Delta l_2^2 + \Delta l_3^2 + \Delta l_6^2 + \Delta l_7^2 \right) + k_2 \left(\Delta l_4^2 + \Delta l_8^2 \right) + k_3 \Delta l_5^2 + k_4 \Delta l_1^2 \right]. \quad (3.10)$$

Die Federsteifigkeiten werden als linear angenommen und ihre Auslenkungen werden, wie folgt, ermittelt:

$$\begin{cases} \Delta l_1 = u_1 \\ \Delta l_2 = u_1 c - v_1 s \\ \Delta l_3 = u_2 c - u_1 c - v_1 s \\ \Delta l_4 = u_2 \end{cases} \quad \begin{cases} \Delta l_5 = u_3 - u_1 \\ \Delta l_6 = u_3 c - v_3 s - u_2 c \\ \Delta l_7 = u_4 c - u_3 c - v_3 s \\ \Delta l_8 = u_4 - u_2 \end{cases} \quad (3.11)$$

mit $c = \cos(\theta_0)$ und $s = \sin(\theta_0)$.

Beim Einsetzen der Gl. (3.11) in Gl. (3.10) lässt sich die potentielle Energie als Funktion der Verschiebungen (u_i, v_i) darstellen:

$$\begin{aligned} E_{\text{Struktur}} = & \frac{1}{2} \left[k_1 \left(2u_1^2 c^2 + 2v_1^2 s^2 + 2u_2^2 c^2 + 2u_3^2 c^2 + 2v_3^2 s^2 + u_4^2 c^2 - 2u_1 u_2 c^2 - 2v_1 u_2 c s \right) \right. \\ & + k_1 \left(-2u_2 u_3 c^2 + 2u_2 v_3 c s - 2u_3 u_4 c^2 - 2v_3 u_4 c s \right) + k_2 \left(2u_2^2 + u_4^2 - 2u_2 u_4 \right) \\ & \left. + k_3 \left(u_1^2 - 2u_1 u_3 + u_3^2 \right) + k_4 u_1^2 \right] \end{aligned} \quad (3.12)$$

Aus der Ableitung der potentiellen Energie können Kräfte, die in den jeweiligen Koordinatenrichtungen wirken, berechnet werden. Aus dieser Gleichung lässt sich auch die Steifigkeitsmatrix

$[K]_{\text{Kopp}}$ der Steifigkeit entspricht, die die Bumps aufgrund ihrer Kopplung miteinander entwickelt. Der verallgemeinerte Verschiebungsvektor lautet:

$$\{\mathbf{U}\} = \{u_1, v_1, u_2, \dots, u_{2n-1}, v_{2n-1}, u_{2n}\}^T. \quad (3.18)$$

3.2.3 Modellierung der Reibungskräfte

Wie in vielen bereits veröffentlichten Modellen wird auch hier das Coulomb-Reibungsmodell [53, 62] verwendet. Dabei ist die Reibungskraft proportional zur Normalkraft, die am entsprechenden Knoten wirkt. Zur Bestimmung der Richtung der Reibungskraft entwickelt Le Lez einen Algorithmus, der in der Abb. 3.4 dargestellt ist.

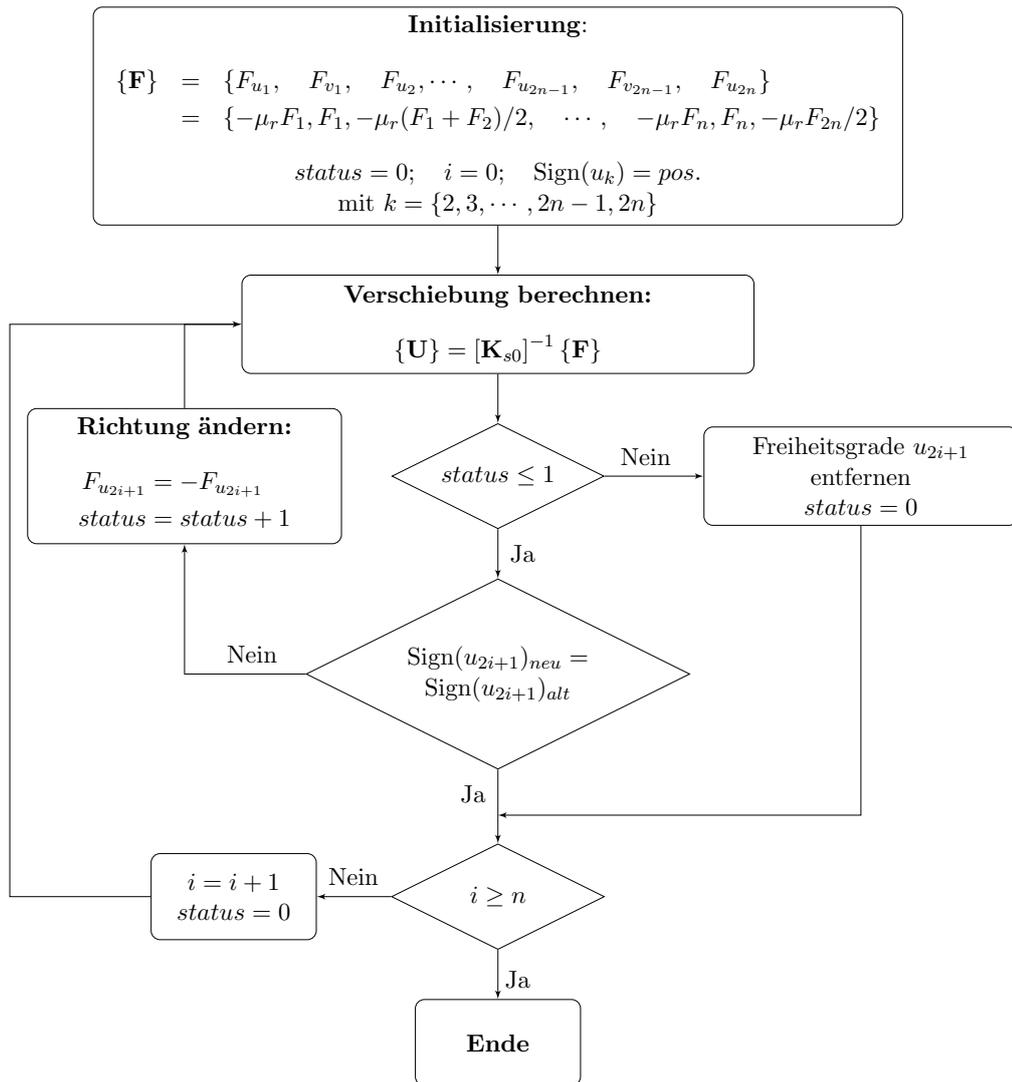


Abb. 3.4: Programmablauf zur Bestimmung der Richtung der Reibungskräfte und zur Berechnung des Verschiebungsvektors $\{\mathbf{U}\}$

Zu Beginn der statischen Berechnungen werden alle Knotenverschiebungen positiv betrachtet, also in Richtung u_i ausgerichtet. Nach der Auflösung der Gleichung

$$[\mathbf{K}_{s0}] \{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (3.19)$$

mit $\{\mathbf{F}\} = \{-\mu_r F_1, F_1, -\mu_r (F_1 + F_2)/2, \dots, -\mu_r F_n, F_n, -\mu_r F_{2n}/2\}$ (3.20)

werden die Richtungen, beziehungsweise die Vorzeichen, der Verschiebungsvektoren überprüft. Die Überprüfung geht vom Bump mit dem Festende bis zum Bump mit dem Freie Ende und wird beim ersten Knoten abgebrochen, bei dem Richtung bzw. Vorzeichen der berechneten Verschiebung sich entgegen initialen Wert zurückverändert hat. Im Kraftvektor $\{\mathbf{F}\}$ wird die Richtung der entsprechenden Reibungskraft umgekehrt und die Gl. 3.19 wird erneut berechnet. Falls im Anschluss dieser zweiten Berechnung die Verschiebungsrichtung dieser Knoten erhalten bleibt, wird die Überprüfung der nächsten Knoten durchgeführt. Falls jedoch der Verschiebungsvektor seiner Richtung nochmal verändert hat, ist davon auszugehen, dass die Reibungskraft, die an diesem Knoten wirkt, höher ist als die von den Federn ausgeübten Kräfte. Dieser Knoten wird aufgrund der Haftreibung als fester Punkt betrachtet. Das System verliert daher einen Freiheitsgrad und der Vektor $\{\mathbf{U}\}$ wird neu definiert, bevor die Gl. (3.19) wieder berechnet wird. Diese Prozedur wird bis zum letzten Bump durchgeführt und auf dieser Art wird der Vektor $\{\mathbf{U}\}$ bestimmt.

3.3 Validierung des statischen Lagerstrukturmodells

Zur Validierung des statischen Lagerstrukturmodells wird sein Verhalten der elastischen Lagerwandstruktur unter vordefinierten Bedingungen untersucht und mit einem FE-Modell verglichen. Bei diesem Vergleich geht es darum zu untersuchen, inwiefern das Le Lez Modell die Struktureigenschaft der elastischen Struktur wiedergeben kann. Das FE-Modell, das als Referenz für die Validierung gilt, besteht aus einem starren Untergrund, worauf sich eine Bumpfolie gleitend bewegt. Aufgrund des relativ kleinen Bumpradius im Vergleich zum Lagerradius wird die Krümmung der Bumpfolie vernachlässigt. Im Rahmen der FE-Untersuchung, wie auch in der Arbeit von Le Lez, besteht die Bumpfolie aus 10 Bumps und wird von einer Topfolie bedeckt. Beide Folien sind an einer ihrer Extremitäten befestigt, sodass die Bumpfolie auf einer Seite einen festen Bump und auf der anderen Seite einen freien besitzt. Die Gleitbewegungen der Bumpfolie auf dem starren Untergrund sind reibungsbehaftet und dabei wird das Coulombsche Reibungsmodell angewendet.

Es werden zur Validierung der statischen Lagerstruktur Ergebnisse aus der FE-Simulation mit dem Strukturmodell von Le Lez, Heshmat [23], sowie Iordanoff [25] verglichen. Dabei wird die elastische Struktur von vier unterschiedlichen Druckprofilen belastet und die daraus resultierenden Verformungen werden festgehalten. Bei den Belastungen handelt es sich um ein konstantes, ein steigendes, ein fallendes sowie ein steigendes und fallendes Druckprofil. Die auf die Struktur wirkende Kraft bleibt für alle diese Profile gleich und entspricht der Kraft eines konstanten Druckfeldes von $2 \cdot 10^5$ Pa. Weiterhin werden bei den Berechnungen dieser Druckprofile unterschiedliche Reibungskoeffizienten betrachtet. Für die Berechnung aller Modelle werden Lagerdaten aus der Tab. 3.4 verwendet.

Tab. 3.4: Lagerdaten zur Validierung des statischen Modells

Parameter		Wert
Bumpfoliendicke	t_b [mm]	0,102
Bumpspannweite	s_b [mm]	4,572
Bumphöhe	h_b [mm]	0,508
Halbe Bumplänge	l_b [mm]	0,508
E-Modul	E [GPa]	214
Poisson-Zahl	ν []	0,29
Bumpbreite	L [mm]	38,1
Anzahl Bumps	\bar{L} [mm]	5

In den Abb. 3.5, 3.6 und 3.7 sind Ergebnisse aus der FE-Simulation sowie aus der Modellberechnung von Le Lez, Heshmat und Iordanoff dargestellt. In der Abszisse steht die Reihenfolge der Bumps, wobei der Bump Nummer 1 der feste Bump und Nummer 10 der freie ist. Der Wert auf der Ordinate entspricht der Verschiebung bzw. der Verformung des jeweiligen Bumps. Dabei werden hier allein die Verschiebungen der Knoten an den Bumpspitzen in Richtung v dargestellt (siehe Abb. 3.3). Die Koordinate v ist senkrecht zur Bumpfolie ausgerichtet und Knotenverschiebungen ins Bumpinnere werden positiv gezählt. Weiter in den Abb. 3.5, 3.6 und 3.7 zu sehen ist eine Illustration des Druckprofils, das auf die elastische Struktur wirkt.

Das Modell von Heshmat zeigt bei gleichmäßig verteiltem Druck unabhängig von den Reibungskoeffizienten eine identische Strukturverformung. Dies liegt daran, dass bei diesem Modell Reibungsverlust außer Acht gelassen wird. Außerdem besitzen alle Bumps die gleiche lineare Federsteifigkeit, daher ist die Verformung für alle Bumps identisch. Im Gegensatz zum Heshmat-Modell besitzt der Bump am Festende beim Modell von Iordanoff eine höhere Steifigkeit. Die restlichen Bumps weisen dennoch die gleiche lineare Steifigkeit auf. Daher unterscheiden sich die Verläufe unter einem konstanten Druckfeld bei den Modellen von Heshmat und Iordanoff beim Bump mit dem Festende. Außerdem zeigt das Iordanoff-Modell eine abnehmende Strukturverformung bei zunehmenden Reibungskoeffizienten, denn bei der Modellierung von Iordanoff wird zwar jeder Bump als eine linearer Feder angenähert, die mit ihrem Nachbar nicht interagiert, dennoch fließt in die Berechnung ihrer Steifigkeit der Reibungskoeffizient. Daher ist die Strukturverformung beim Iordanoff-Modell näher am FE-Modell als das Heshmat-Modell. Das Le Lez-Modell zeigt beim konstanten Druckprofil bessere Ergebnisse als die beiden bereits erwähnten Modelle. Abgesehen vom letzten Bump, wo der Unterschied zum FE-Modell minimal ist, spiegelt das Le Lez-Modell relativ gut das Verhalten der elastischen Lagerwandstruktur wider.

Bei der Belastung der Struktur durch ein steigendes oder fallendes Druckprofil ist zu erwarten, dass die maximale Verformung vom Bump mit der höchsten Druckbelastung erreicht wird. Im Fall des steigenden Druckprofils wirkt der maximale Druck auf den Bump Nummer 10 bzw. auf den Bump mit dem Freie. Bumps an diesem Ende können sich relativ frei nach außen bewegen und entwickeln eine geringere Steifigkeit (siehe Abb. 3.5), denn sie können Belastungen durch horizontale Verschiebungen leicht abbauen. Diese horizontalen Verschiebungen werden bei ansteigendem Reibungskoeffizient zunehmend behindert (siehe Abb. 3.6 und 3.7) und bei höherem Anpressdruck auf die Bumps können diese sich nicht mehr bewegen. In diesem Fall werden die Bumps aktiv und ihre Steifigkeit erhöht sich. Die Aktivierung eines Bumps ist charakterisiert durch einen plötzlichen Anstieg seiner Steifigkeit. Dies ist der Fall, wenn der Bump nicht mehr in der Lage ist, sich in der Umfangsrichtung zu bewegen oder zu verformen. Dadurch wird der Bump steifer.

Bei nicht zu hoher Reibung bewegen sich die Bumps relativ leicht, bevor sie haften. Dies führt zu einer Stauchung der Bumps im Bereich der Einspannung (Bump Nummer 1) und dort zu einer Anhebung der Bumpspitze, wie die negativen Verschiebungen aus den Le Lez- und FE-Modellen in der Abb. 3.6 zeigen. Bumps mit negativen Verschiebungen sind gestaucht, jedoch ohne den Kontakt mit dem Gehäuse zu verlieren. Beim Stauchen kommen die Bumpfüße zusammen wodurch die Bumpspitze sich anhebt. Bewegungen in diese Richtung (also nach oben) werden negativ gezählt. Das Le Lez-Modell zeigt außerdem im Gegensatz zum Heshmat- sowie Iordanoff-Modell eine gute Modellierung der Interaktion der Bumps miteinander. Dies bleibt weiterhin der Fall bei fallendem Druckfeld. Hier wirkt der maximale Druck beim Bump mit dem Festende und nimmt bis zum letzten Bump ab. Der Bump Nummer 1 besitzt eine höhere Steifigkeit aufgrund der Festeinspannung auf einer Seite und einer Bumpreihe auf der anderen Seite, die aufgrund der noch hohen Druckbelastung unbeweglich ist. Daher kann hier die maximale Verformung nicht erreicht werden. Dies wird auch von dem Iordanoff-Modell wiedergegeben. Das steigende und fallende Druckprofil stellt einen eher praktischen Fall dar im Vergleich zu den bisher betrachteten

3 Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur

Profilen und alle Modelle zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf zum FE-Modell. Das Iordanoff- und Heshmat-Modell zeigen bei $\mu_r = 0$ einen fast deckungsgleichen Verlauf, bevor dies mit zunehmendem Reibungskoeffizienten auseinander geht. Dennoch bleiben die Verformungen bei beiden Modellen höher als die des FE-Modells. Das Le Lez-Modell bildet dagegen die FEM-Verläufe auch quantitativ sehr gut ab.

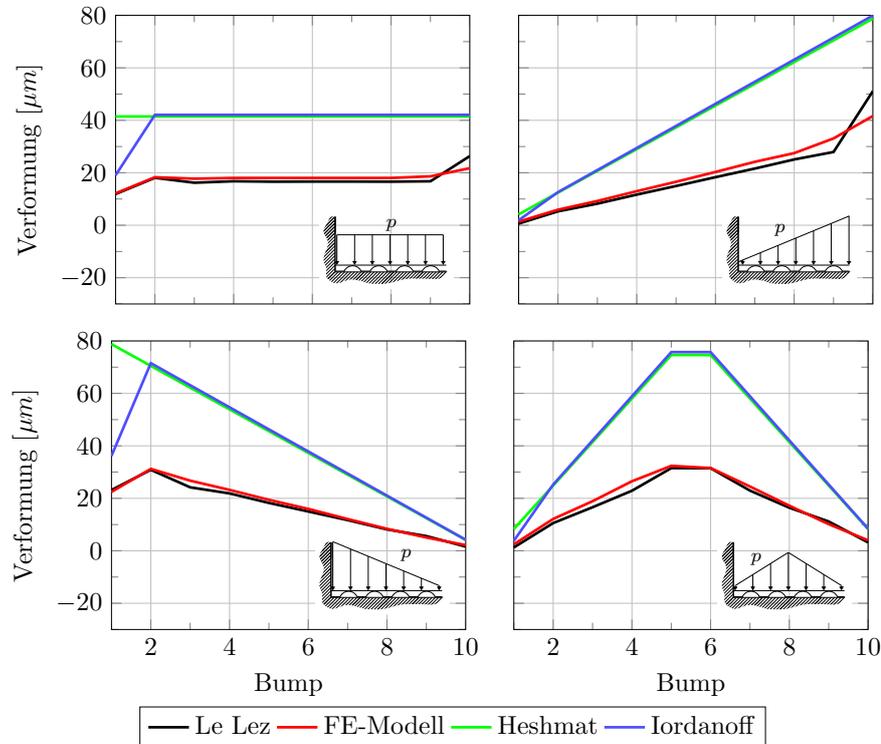


Abb. 3.5: Vertikale Verformung des statischen Modells unter diversen Lastprofilen und bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu_r = 0$

Es lässt sich also schlussfolgern, dass die Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur als einfache Struktur, bei der jeder Bump durch eine lineare Feder ersetzt wird, aufgrund seiner Simplität sowie die leichte Einbettung in weitergehende multiphysikalische Simulationsmodelle eine gute Alternative zu numerisch aufwendigen FE-Strukturmodellen ist. Dabei erreicht das Modell von Iordanoff durch Berücksichtigung von Reibungskoeffizienten und Versteifung des Bumps mit dem Festende bessere Ergebnisse als das Heshmat-Modell. Diese Modelle können jedoch ohne weitere Anpassungen das Verhalten der elastischen Struktur nicht genau wiedergeben. Beim Le Lez-Modell werden sowohl die Reibung als auch die Festeinspannung der Bumpfolie berücksichtigt. Außerdem wird die Interaktion von Bumps miteinander modelliert, die, wie die hier betrachteten Fälle (siehe Abb. 3.5, 3.6 und 3.7) zeigen, eine sehr wichtige Rolle bei dem Verhalten der Struktur spielt. Dieses Strukturmodell ist jedoch etwas komplexer als die Iordanoff- und Heshmat-Modelle aufgrund seiner Nichtlinearität bei der Beschreibung der Strukturverformung und seines iterativen Charakters bei der Bestimmung der Richtung der Reibungskraft (siehe Abschnitt 3.2.3). Daher wird bei der Betrachtung von Systemen, die unter Störungen mit kleinen Amplituden stehen, oft auf das Modell von Iordanoff zurückgegriffen [14]. Dabei werden alle weiteren Energieverluste durch den Strukturverlustfaktor, der in Abschnitt 4.2.2 erläutert wird, berücksichtigt.

Bei der Modellierung des statischen Strukturverhaltens zeigt das Modell von Le Lez eine bessere Übereinstimmung mit der FE-Simulation als das Modell von Iordanoff und Heshmat. Daher wird

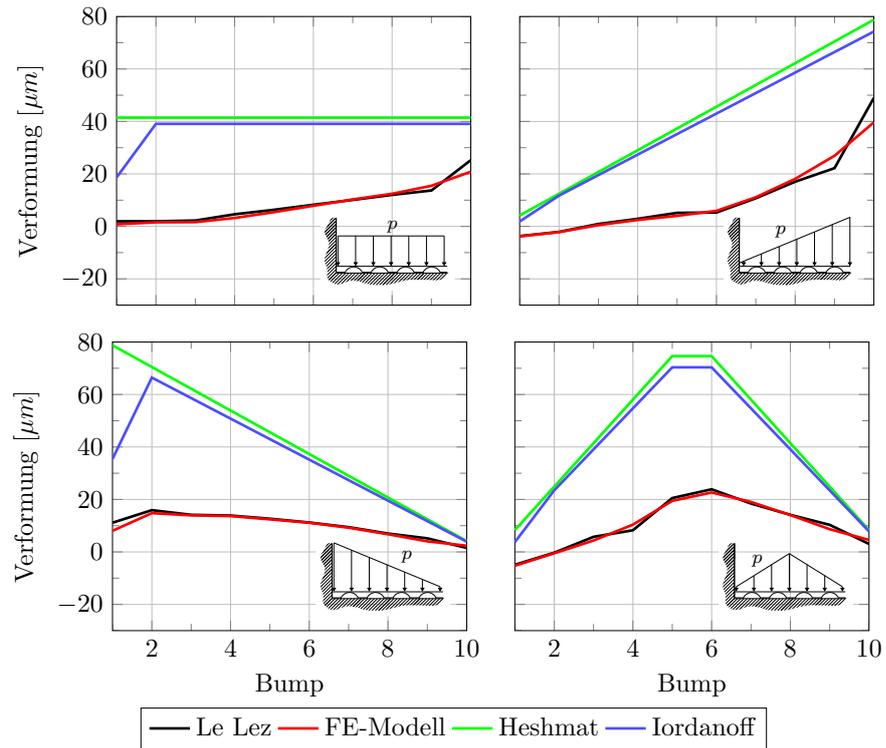


Abb. 3.6: Vertikale Verformung des statischen Modells unter diversen Lastprofilen und bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu_r = 0,1$

dieses Modell bei der Berechnung der Gleichgewichtslage im Rahmen der Parameteridentifikation verwendet.

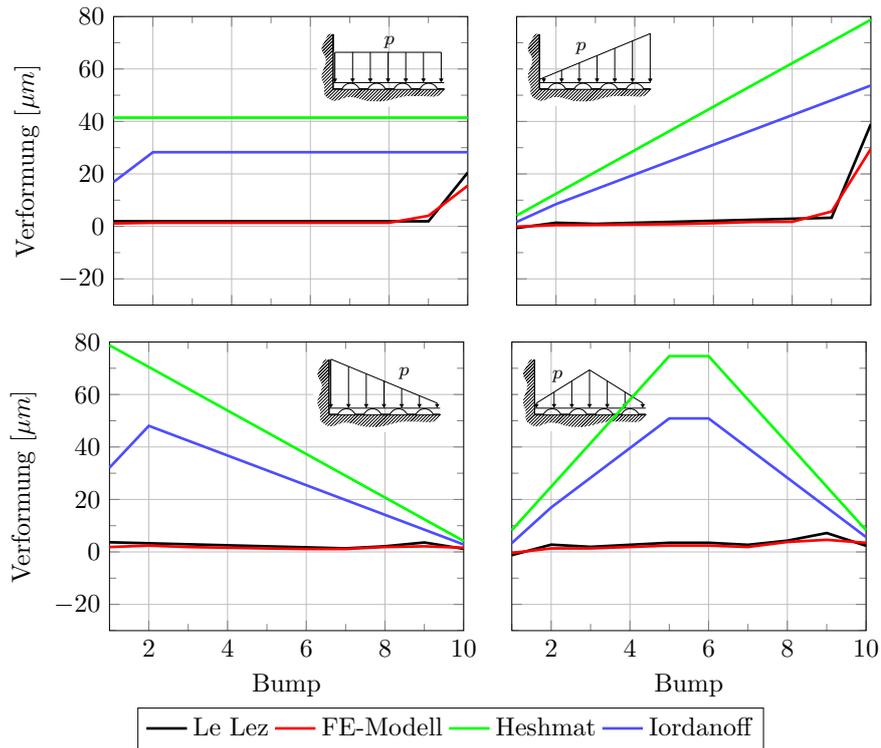


Abb. 3.7: Vertikale Verformung des statischen Modells unter diversen Lastprofilen und bei einem Reibungskoeffizienten von $\mu_r = 0,5$

3.4 Dynamisches Lagerstrukturmodell nach Le Lez et al.

Das dynamische Lagerstrukturmodell von Le Lez et al. basiert auf dem bereits vorgestellten statischen Modell (siehe Kapitel 3.2). Daher wird auch hier die Geometrie des Lagers sowie die Interaktion der Bumps miteinander berücksichtigt, die einen bedeutsamen Einfluss auf die Lagerparameter besitzen [61]. Bei der Erweiterung des Modells auf dynamische Fälle werden zwei Annahmen gemacht. Die erste Annahme geht davon aus, dass die kinetische Energie der Struktur Null sei. Aufgrund der geringeren Masse der Bumpfolie ist ihre kinetische Energie im Vergleich zur potentiellen Energie vernachlässigbar klein, daher wird sie nicht betrachtet. Die zweite Annahme betrifft die Dämpfung. Es wird angenommen, dass die Lagerstrukturdämpfung allein auf die Coulombsche Reibung zurückzuführen ist. Daher ist die Strukturdämpfung zu vernachlässigen. Die Gleichung, die das dynamische Modell beschreibt, lautet:

$$[\mathbf{K}_{s0}] \{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (3.21)$$

mit

$$\{\mathbf{U}\} = \{u_1, v_1, u_2, \dots, u_{2n-1}, v_{2n-1}, u_{2n}\}^T \quad (3.22)$$

$$\{\mathbf{F}\} = \{F_{r1}, N_1, F_{r2}, \dots, F_{r_{2n-1}}, N_{2n-1}, F_{r_{2n}}\}^T. \quad (3.23)$$

Eine Betrachtung der Reibungskräfte wie bei dem statischen Modell (siehe Abb. 3.4) lässt sich hier nicht umsetzen, denn die Reibungskräfte sind im Fall des dynamischen Modells geschwindigkeitsabhängig und nicht linear. Außerdem würde ein solches Unternehmen von einer höheren Berechnungszeit begleitet. Eine neue Betrachtung der Reibungskräfte ist daher notwendig.

3.4.1 Dynamisches Reibungsmodell

Aufgrund seiner Simplitzität wird häufig das Modell von Coulomb zur Modellierung von Reibungskräften gewählt [56, 63, 64, 65, 66]. Dieses lässt sich durch die Gleichung (3.24) mathematisch beschreiben.

$$F_{r_i} = \mu_r N_i \text{sign}(\dot{u}_i^s) \quad (3.24)$$

\dot{u}_i^s beschreibt die relative Geschwindigkeit zwischen dem Objekt und der Oberfläche, auf der es sich bewegt. Daher eignet sich die Beschreibung der Reibungskraft aus der Gl. (3.24) besonders gut für gleitende Objekte, denn die Funktion *sign* lässt sich bei einer relativen Geschwindigkeit von Null nicht eindeutig definieren (siehe Gl. (3.25)). Die Modellierung von *stick-slip*-Effekten, die bei experimentellen Untersuchungen von GFBs zu beobachten sind [67, 68], lassen sich daher mit diesem Modell nicht modellieren.

$$-1 \leq \text{sign}(0) \leq 1 \quad (3.25)$$

Aus der Gl. (3.25) lässt sich die Gl. (3.24) wie folgt umschreiben:

$$F_{r_i} = \begin{cases} \mu_r N_i \text{sign}(\dot{u}_i^s), & \dot{u}_i^s \neq 0, \quad \text{Gleiten} \\ -\mu_r N_i \leq F_{r_i} \leq \mu_r N_i, & \dot{u}_i^s = 0, \quad \text{Haften} \end{cases} \quad (3.26)$$

Zur Berechnung der Reibungskraft laut Gl. (3.24) ist eine Bestimmung der Verschiebungsrichtung u_i notwendig. Ein Algorithmus für diesen Zweck wurde bereits im Kapitel 3.2.3 entworfen. Eine solche Vorgehensweise würde beim dynamischen Modell zu Konvergenzproblemen führen.

Um diese Probleme zu umgehen, wird das Modell von Petrov und Ewins aus dem Jahre 2004 zu Hilfe genommen [7]. Bei der Modellierung der Coulombschen Reibungskraft nehmen die Autoren an, dass aufgrund der Rauigkeit an der Kontaktstelle die Oberflächenverformungen, die dort stattfinden, elastisch und linear seien. Es entsteht daher eine Federkraft:

$$F_{r_i} = k_t [u_i(t) - u_t^s(t)] . \quad (3.27)$$

Zur Erläuterung sowie zur Herleitung der Gl. (3.27) verwendeten die Autoren die Abb. 3.8.

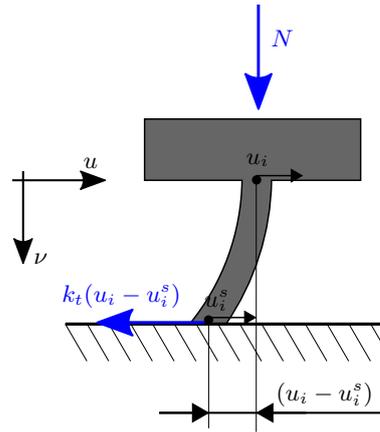


Abb. 3.8: Kontaktinteraktion einer rauhen Oberfläche nach Petrov und Ewins [7]

Neben dem Punkt u_i^s wird der Punkt u_i eingeführt, der im Gegensatz zu u_i^s bekannt ist. Um weitere Unbekannte aus der Gl. (3.27) zu bestimmen, vergleichen die Autoren sie mit der Gl. (3.24). Bevor dieser Vergleich realisiert werden kann, wird die Funktion *sign* von einer anderen Funktion approximiert, die bei einer relativen Geschwindigkeit von Null stetig ist.

$$\text{sign}(\dot{u}_i^s) \approx \frac{2}{\pi} \arctan(c_t \dot{u}_i^s) \quad (3.28)$$

Dank des Parameters c_t kann die Approximation der Funktion $sign$ gesteuert werden, wie es in der Abb. 3.9 zu sehen ist. Beim Einsetzen der Gl. (3.28) in Gl. (3.24) lässt sich die Größe u_i^s

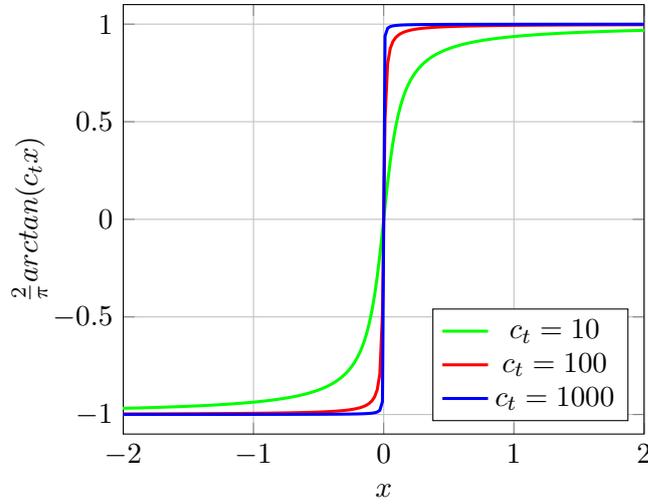


Abb. 3.9: Approximation der Funktion $\frac{2}{\pi} sign(ctx)$

herleiten:

$$F_{r_i} = \mu_r N_i \left(\frac{2}{\pi} \arctan(ct \dot{u}_i^s) \right) \Rightarrow \dot{u}_i^s = \frac{1}{c_t} \tan \left(\frac{F_{r_i} \pi}{2\mu_r N_i} \right). \quad (3.29)$$

Die Ableitung der Gl. (3.27) ergibt nach Einsetzen der Gl. (3.29) die Gl. (3.30). Das Modell von Petrov und Ewins ermöglicht so die Beschreibung von dynamischen Reibungskräften und bietet eine stetige Definition der Reibung für alle reellen Werte, wodurch auch *stick-slip*-Effekte berücksichtigt werden können.

$$\dot{F}_{r_i} = k_t \left[\dot{u}_i(t) - \frac{1}{c_t} \tan \left(\frac{\pi F_{r_i}}{2\mu_f N_i} \right) \right] \quad (3.30)$$

Um die Implementierung der Gl. (3.30) in die dynamische elastische Lagerwandstruktur zu erleichtern, wird sie ein wenig umgeschrieben.

$$g_i = g(F_{r_i}, N_i) = \frac{k_t}{c_t} \tan \left(\frac{\pi F_{r_i}}{2\mu_f N_i} \right) \quad (3.31)$$

$$\dot{F}_{r_i} = k_t \dot{u}_i(t) - g_i \quad (3.32)$$

Nun wird die Ableitung der Gl. (3.21) betrachtet.

$$[\mathbf{K}_{s0}] \{\dot{\mathbf{U}}\} = \{\dot{\mathbf{F}}\} \quad (3.33)$$

mit

$$\{\dot{\mathbf{U}}\} = \{\dot{u}_1, \dot{v}_1, \dot{u}_2, \dots, \dot{u}_{2n-1}, \dot{v}_{2n-1}, \dot{u}_{2n}\}^T \quad (3.34)$$

$$\{\dot{\mathbf{F}}\} = \{\dot{F}_{r1}, \dot{N}_1, \dot{F}_{r2}, \dots, \dot{F}_{r_{2n-1}}, \dot{N}_{2n-1}, \dot{F}_{r_{2n}}\}^T. \quad (3.35)$$

Wie bereits in der Gl. (3.32) gezeigt wurde, lässt sich die Reibungskraft in zwei Anteile aufteilen. Diese Tatsache lässt sich auch in der Gl. (3.33) umsetzen.

$$[\mathbf{K}_{s0}] \{\dot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{A}] \{\dot{\mathbf{U}}\} = \{\mathbf{D}\} \quad (3.36)$$

Wobei

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} k_t & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & k_t & & & \\ & & & \ddots & & \\ & & & & k_t & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & k_t \end{bmatrix}, \quad \{\mathbf{D}\} = \begin{bmatrix} g_1 \\ \dot{N}_1 \\ g_2 \\ \vdots \\ g_{2n-1} \\ \dot{N}_{2n-1} \\ g_{2n} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

Die Geschwindigkeiten der Knoten können dann berechnet werden.

$$\{\dot{\mathbf{U}}\} = ([\mathbf{K}_{s0}] + [\mathbf{A}])^{-1} \{\mathbf{D}\} \quad (3.38)$$

Zur Bestimmung der Reibungskraft sind jedoch die Geschwindigkeiten in der Richtung u_i relevant. Um allein diese Größe zu berechnen, wird die Matrix $[\mathbf{C}]$ in Gl. (3.38) eingesetzt.

$$\begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \vdots \\ \dot{u}_{2n-1} \\ \dot{u}_{2n} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 1 & & & \\ & & & \ddots & & \\ & & & & 1 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \vdots \\ \dot{u}_{2n-1} \\ \dot{v}_{2n-1} \\ \dot{u}_{2n} \end{Bmatrix} \quad (3.39)$$

$$\{\mathbf{X}\} = [\mathbf{C}] \{\dot{\mathbf{U}}\} \quad (3.40)$$

Daraus ergibt die Gl. (3.38) Folgendes:

$$\{\dot{\mathbf{X}}\} = [\mathbf{C}] ([\mathbf{K}_{s0}] + [\mathbf{A}])^{-1} \{\mathbf{D}\} . \quad (3.41)$$

Das Beziehen der Gl. (3.32) auf das gesamte System und bei Berücksichtigung der Gl. (3.41) lässt die Ableitung der Reibungskräfte in Matrixform zu:

$$\begin{Bmatrix} \dot{F}_{r1} \\ \dot{F}_{r2} \\ \vdots \\ \dot{F}_{r_{2n-1}} \\ \dot{F}_{r_{2n}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_t & 0 & & & & \\ 0 & k_t & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & k_t & 0 & \\ & & & 0 & k_t & \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \vdots \\ \dot{u}_{2n-1} \\ \dot{u}_{2n} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ \vdots \\ g_{2n-1} \\ g_{2n} \end{Bmatrix} \quad (3.42)$$

$$\{\dot{\mathbf{F}}_r\} = ([\mathbf{B}] [\mathbf{C}] ([\mathbf{K}] + [\mathbf{A}])^{-1} - [\mathbf{C}]) \{\dot{\mathbf{D}}\} = [\mathbf{G}] \{\dot{\mathbf{D}}\} . \quad (3.43)$$

Das Differentialgleichungssystem (3.43) besteht aus $2n$ -Gleichungen und besitzt einen relativ geringen Stabilitätsbereich, wodurch es bei der Lösung der Gleichung zu Konvergenzproblemen kommen kann. Dieses Problem lässt sich durch die Berechnung der Jacobi-Matrix beheben, die nur einmal bestimmt werden muss, da die Matrix $[\mathbf{G}]$ zeitlich unabhängig ist.

$$[\mathbf{J}] = [\mathbf{G}] [\mathbf{M}] \quad (3.44)$$

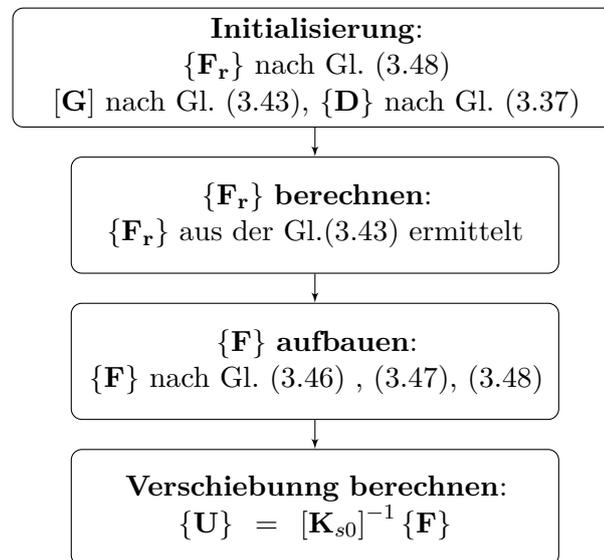


Abb. 3.10: Programmablauf zur Berechnung der dynamischen Lagerstrukturverformungen

4 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

4.1 Lagerherstellung

Im Jahr 2008 veröffentlichte DellaCorte [69] eine Anleitung zur Herstellung von Gasfolienlagern der ersten und zweiten Generation, um dadurch die Forschung in diesem Bereich zu fördern. Diese Anleitung wurde und wird auch noch heute von zahlreichen Forschungsinstituten verwendet. Begleitet von dieser Anleitung werden die Gasfolienlager für die vorliegende Arbeit hergestellt. Aus einer 100 μm Inconel X750 Folie werden zuerst Bump- und Topfolie auf Maß herausgeschnitten. Die Bumpfolie erhält danach ihre wellige Struktur durch wiederholte Pressvorgänge mit einer hydropneumatischen Presse (siehe Abb. 4.1). Dabei wird die Folie zwischen einen Stahlstempel

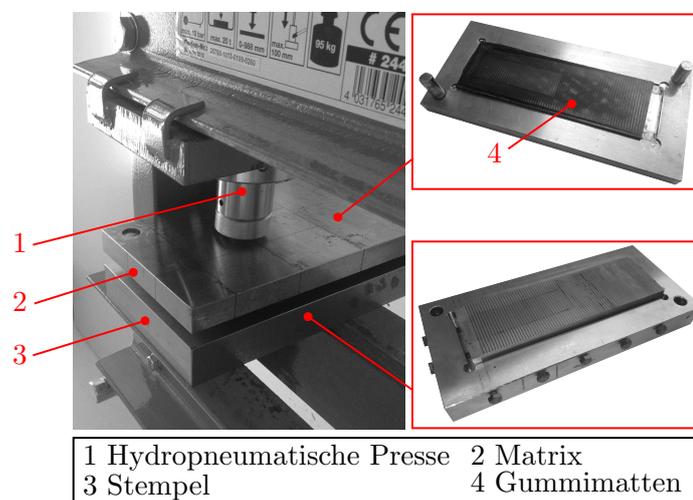


Abb. 4.1: Gesenkbiegen der Bumpfolie an der hydropneumatischen Presse

und eine Kunststoffmatrix platziert und in der Presse zusammen gepresst. Bei der Verwendung einer Kunststoffmatrix statt einer Metallmatrix, wie es in der Abb. 4.1 zu sehen ist, wird die Abnutzung der Stempel reduziert. Nach jedem Pressvorgang wird eine Kontrollmessung der Folie zur Überprüfung des Bumpsradius durchgeführt, bis die gewünschte Geometrie erreicht ist. Die Bumpfolie ist in dieser Phase der Herstellung noch relativ weich, daher wird sie berührungslos vermessen. Es wird zu diesem Zweck ein optisches Messverfahren entwickelt. Dieses beinhaltet im Wesentlichen eine digitale Kamera mit einem Vergrößerungsfaktor von 20 bis 200. Zur Unterstützung dieser Hardware, beziehungsweise zur Verarbeitung der Bilder wird ein *Matlab*-Skript implementiert, das auf Bildbearbeitungsverfahren basiert. Nachdem eine Aufnahme des zu messenden Bumpradius erfolgt ist, werden durch Farbkontrast Körperkanten erkannt und in ein Schwarz-Weiß-Bild umgewandelt. Durch das Auswählen von Kanten im Bild werden Bumpradius sowie Bumphöhe ermittelt. Zur Bestimmung der Genauigkeit des Verfahrens werden Zylinderstifte mit bekannten, unterschiedlichen Durchmessern vermessen. Dabei werden wiederholt Stifte der Durchmesser 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm sowie 8 mm fotografiert und ihre Radien mit dem optischen Messverfahren ermittelt. Die Ergebnisse dieser Messkampagne sind in der Abb. 4.2 in einem Histogramm dargestellt.

Die Daten zeigen in guter Näherung eine Normalverteilung. Zur Beurteilung des Messprozesses

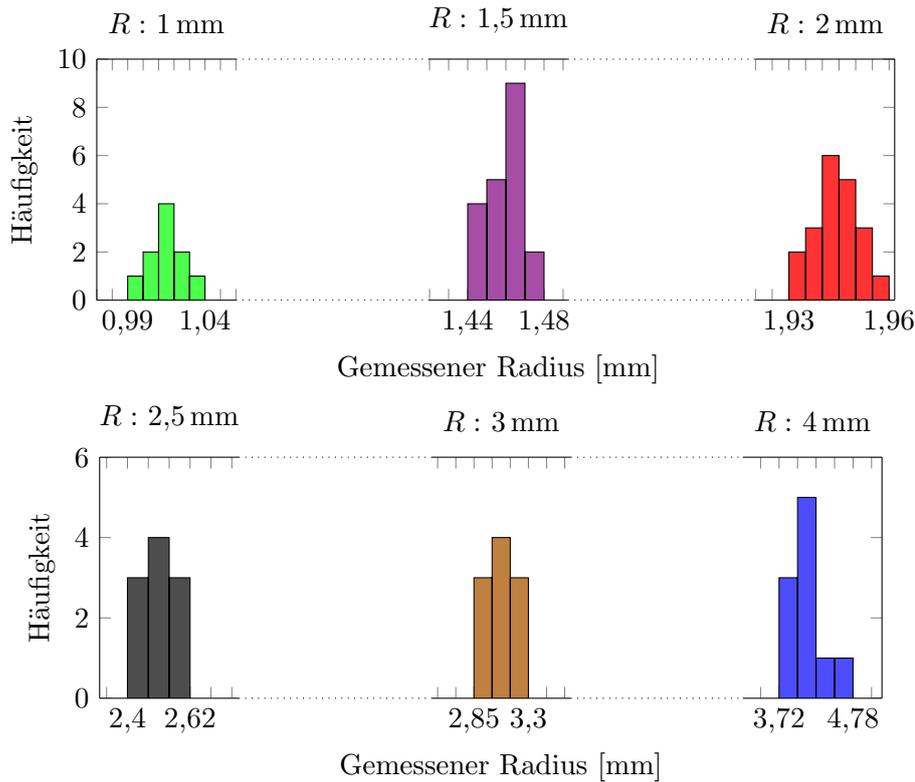


Abb. 4.2: Häufigkeitsverteilung der Messdaten zur optischen Vermessung der Stifte der Radien 1 mm, 1,5 mm, 2 mm, 2,5 mm, 3 mm sowie 4 mm

werden die Messmittelfähigkeitsindizes C_g und C_{gk} berechnet [70, 71]:

$$C_g = \frac{(R_{max} - R_{min})}{6\sigma_R} = \frac{2\Delta R_s}{6\sigma_R} = \frac{\Delta R_s}{3\sigma_R} \quad (4.1)$$

$$C_{gk} = \frac{\Delta R_s - \Delta \bar{R}}{6\sigma_R}, \quad \text{wobei} \quad \Delta \bar{R} = \left| \frac{1}{2}(R_{max} - R_{min}) + \bar{R} \right|. \quad (4.2)$$

Die Terme $\Delta \bar{R}$, \bar{R} , σ_R entsprechen jeweils dem Toleranzfeld, dem arithmetischen Mittelwert der Wiederholmessungen und der Standardabweichung. In der Tab. 4.1 sind die Fähigkeitsindizes der jeweiligen Stifte festgehalten. Das Verfahren gilt als fähig, wenn die Indizes C_g und C_{gk} folgende Bedingungen erfüllen:

$$C_g > 1,33 \quad \text{und} \quad C_{gk} > 1,33 \quad (4.3)$$

In diesem Fall liegt der wahre Wert mit einer Wahrscheinlichkeit von 99,73 % innerhalb des Vertrauensbereichs ($[R - \mathbf{Tol.}, R + \mathbf{Tol.}]$), dessen Amplitude von der Toleranz ($\mathbf{Tol.}$) abhängig ist. Wie die Ergebnisse aus der Tab. 4.1 zeigen, bleibt die Messmittelfähigkeit des Messsystems nur bei zunehmender Toleranz erfüllt. Diese Abnahmen der Genauigkeit mit steigenden Radien liegen an den Abbildungsfehlern des optischen Aufnahmegeräts. Die Kamera zeichnet aufgrund der Krümmung ihrer Linse im Randbereich mit Verzerrung. Es findet außerdem dort chromatische Aberration¹ und Vignettierung² statt, die die Erkennung von Körperkanten erschweren. Dies

¹Die chromatische Aberration ist ein Abbildungsfehler, bei dem Licht unterschiedlicher Wellenlänge durch das Objektiv stark gebrochen wird.

²Die Vignettierung ist die Abdunklung an den Bildrändern.

ließe sich durch die Anschaffung einer hochwertigeren Mikroskopkamera beheben.

Tab. 4.1: Messmittelfähigkeitsindizes des optischen Messverfahrens zur Vermessung von Bumpradien

R [mm]	C_g	$C_g k$	\bar{R}	Tol. [mm]
1	2,35	1,94	1,01	0,08
1,5	2,71	1,67	1,47	0,08
2	5,74	1,88	1,95	0,15
2,5	1,38	1,36	2,5	0,25
3	1,54	1,3	3,1	0,55
4	1,53	1,33	4,13	1

Es werden bei der Herstellung des Lagers Bumpfolien mit Radien unter 2,5 mm gefertigt. In diesem Messbereich beträgt der maximale absolute Messfehler 0,25 mm. Diese Genauigkeit genügt im Angesicht der Tatsache, dass nur sehr begrenzte Mittel zur Fertigung des Lagers zur Verfügung stehen und so eine höhere Fertigungsgenauigkeit nur mit mehr Aufwand und der Beschaffung von präziseren Fertigungsgerät erreichbar ist. Dazu gehört eine Presse mit einem höheren Anpressdruck sowie einer höher auflösenden Mikroskop-Kamera.

Nach dem Pressvorgang und Vermessung der Geometrie der Bumps wird die Bumpfolie mit der Topfolie 4 Stunden bei 640 °C wärmebehandelt. Dies erhöht die Steifigkeit beider Folien [69]. Nach der Wärmebehandlung wird die Bumpfolie noch einmal vermessen. In Abb. 4.3 sind diese geometrischen Daten über die Länge der Bumpfolie aufgetragen, die hier normiert (x/L) ist. In den Abbildungen sind neben geometrischen Daten der am Fachgebiet hergestellten Lager die Bumpradien des Lagers der Firma MSI Inc (*Mechanical Solutions Inc.*), die im bereits aufgebauten Zustand (Bump- und Topfolie wurden schon im Gehäuse geschweißt.) gemessen wurden, dargestellt. MSI Inc ist eine amerikanische Firma, die neben ihrer Beratungstätigkeit im Bereich der Rotordynamik Gasfolienlager herstellt und verkauft. Wie es hier zu sehen ist, streuen

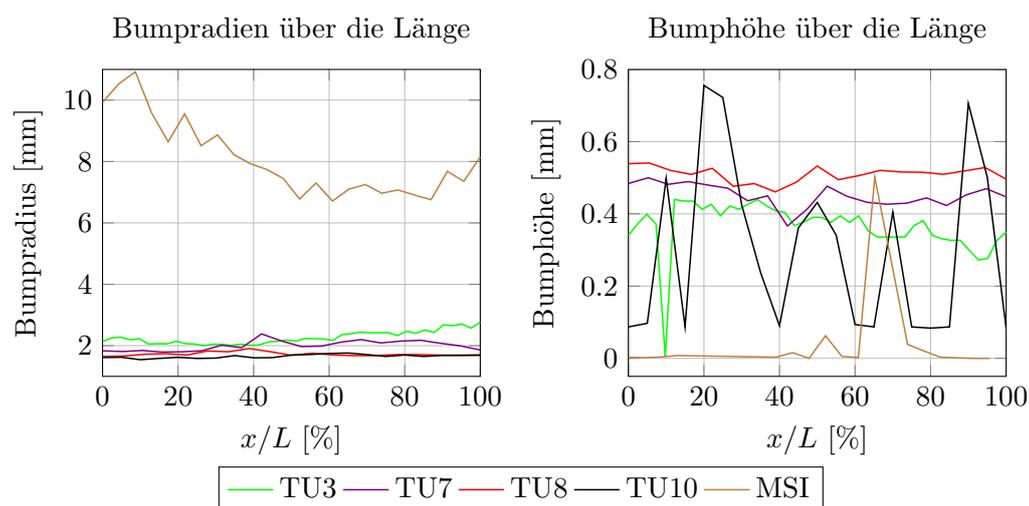


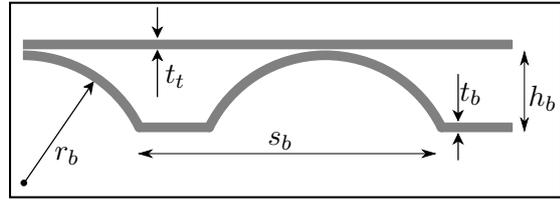
Abb. 4.3: Bumpgeometrie der Lager TU3, TU8, TU10, sowie MSI über die relative Länge x/L

die Radien des MSI-Lagers relativ stark über die Länge. Diese Ergebnisse sind jedoch mit Vorsicht zu betrachten, denn in diesem Messbereich ist die Toleranz des Messverfahrens relativ groß,

4 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Tab. 4.2: Geometrische und physikalische Daten der Lager MSI, TU3, TU7, TU8 sowie TU10

Parameter		Werte					
Lagerradius	R	19,05 mm					
Lagerlänge	l	38,1 mm					
Topfoildicke	t_t	0,102 mm					
Bumpfoildicke	t_b	0,102 mm					
E-Modul	E	$2,07 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2$					
Poisson-Zahl	ν	0,29					
Lager		MSI	TU3	TU7	TU8	TU10	
Bumpspannweite	s_b	4,57 mm	3,06 mm	3,12 mm	3,02 mm	2,53 mm	
Bumpradius	r_b	8,08 mm	2,26 mm	2 mm	1,72 mm	1,7 mm	
Bumphöhe	h_b	0,5 mm	0,365 mm	0,45 mm	0,5 mm	0,3 mm	
Bumpanzahl	N_b	26	38	38	38	38	



nämlich 1 mm. Nach der Wärmebehandlung werden die Folien gereinigt und in das Lagergehäuse geklebt (siehe Abb. 4.4a). Um die Montage der Lager in weiteren Prüfständen zu erleichtern, wird das GFB in einer Lageraufnahme montiert (siehe Abb. 4.4b). Das Lager wird anschließend mit zwei Madenschrauben arretiert (siehe Abb. 4.4b Position 2). Neben den Bohrungen zur Arretierung des Lagers sind in Abständen von 45° weitere M4-Gewindebohrungen vorhanden, um Messinstrumente zu befestigen oder durchzuführen, wie zum Beispiel Thermoelemente. Auf diese Weise kann die statische und dynamische Steifigkeitskennlinie des Lagers in 45° -Schritten über den Umfang gemessen werden.

Die geometrischen und physikalischen Daten der Lager, die im Rahmen der Untersuchung der

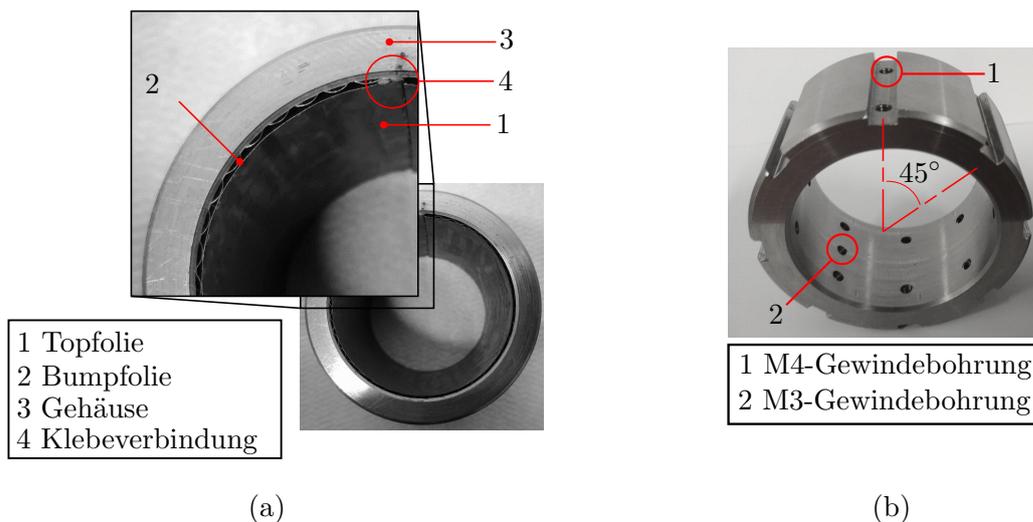


Abb. 4.4: (a) Ein am Fachgebiet selbsthergestelltes Gasfolienlager und die dazu angefertigte (b) Lageraufnahme

elastischen Lagerwandstruktur verwendet werden, sind in der Tab. 4.2 zu finden.

4.2 Statische Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

4.2.1 Versuchsdurchführung zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Der experimentelle Prüfstand zur Messung der statischen Steifigkeit der elastischen Lagerwand ist in der Abb. 4.5 dargestellt. Der gesamte Prüfstand befindet sich auf einer Drehbank und besteht aus einer Kraftmessdose (Position 3), einem Wegsensor (Position 4) und einer in einem Drehfutter (Position 5) eingespannten Welle (Position 2). Die Welle besteht aus 42CrMo4 (1.7225) und hat eine geschliffene Oberfläche. Sie wird zusätzlich auf der gegenüberliegenden Seite von einem Reitstock (Position 6) so gehalten, dass die Welle fluchtend mit der Drehachse der Drehbank positioniert ist. Dadurch wird gewährleistet, dass die auf das Lager ausgeübte statische Kraft F_0 senkrecht zur Lagerachse ausgerichtet ist und schneiden sich. Die Ausübung der statischen Kraft auf das Lager wird durch das Verfahren des Werkzeugschlittens (Position 7) erreicht. Zur

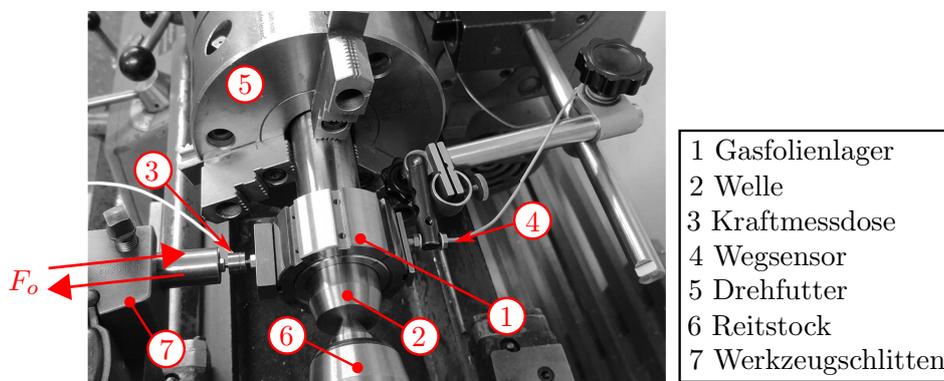


Abb. 4.5: Prüfstand zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwand

Erfassung der statischen Kraft wird zwischen Werkzeugschlitten und Lager (Position 1) die Kraftmessdose angebracht. Die aus der Lagerbelastung resultierende Verschiebung wird auf der gegenüberliegenden Seite vom einem Wegsensor erfasst. Die Daten aus der Kraftmessdose sowie aus dem Wegsensor werden mit einer Abtastfrequenz von 6000 Hz vom NI 9215 Messmodul der Firma *National Instruments* erfasst. Bei einer statischen Untersuchung, wie sie hier durchgeführt wird, ist eine so höhere Abtastfrequenz nicht unbedingt nötig. Es lassen sich allerdings dadurch Messwerte besser filtern bzw. glätten. Bei einer Reduzierung der Messdaten auf 1 Hz werden 6000 Messpunkte, die in einer Sekunde aufgenommen wurden, gemittelt, um einen Messpunkt zu bekommen. Dadurch lassen sich Störungen reduzieren. Die Spezifikationen der verwendeten messtechnischen Instrumente sind in der Tab. 4.3 zu finden. Beim Aufbau des Prüfstands wird, nachdem das zu vermessene Lager in der Lageraufnahme angebracht wird, die Kraftmessdose an der Lageraufnahme auf der zu untersuchenden Winkelposition montiert. Danach wird das Lager samt Messtechnik auf die Welle geschoben. Am anderen Ende der Kraftmessdose wird ein Dorn angeschraubt. Über diesen Dorn, der an den Werkzeugschlitten montiert wird, wird während des Versuchs die statische Last eingeleitet. Zur Positionierung und zur Stabilisierung der Welle wird sie mit dem Reitstock festgeklemmt. Schließlich wird der Wegsensor in Position gebracht.

Bei einer Winkelposition werden gleichzeitig zwei gegenüberliegende Winkel gemessen. In der Abb. 4.6 wird als Beispiel die Messung an der Winkelposition 90° - 270° illustriert. Sie lässt sich in zwei Phasen durchführen. Zunächst wird der Werkzeugschlitten hereingefahren bis die Kraftmessdose -150 N anzeigt, das ist der Beginn der **1. Phase**. Bei dieser 1. Phase wird der Werkzeugschlitten langsam herausgefahren, was für die Kraftmessdose einer Belastung mit einer

4 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Tab. 4.3: Messtechnische Instrumente zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwand

Messinstrument	Hersteller	Bezeichnung	Messbereich	Genauigkeit
Kraftmessdose	burster	Typ 8417	-500 N: 500 N	2,5 N
USB-Sensor-Interface	burster	Typ 9206	-	24 Bit
Wirbelstromsensor	eddylab	T05-G-KA	0 mm: 0,5 mm	30 nm
Wirbelstromsensor Basismodul	eddylab	TX2	-	-
Analoges Spannungseingangsmodul	National Instruments	NI 9215	-10 V:10 V	2 mV

Zugkraft entspricht. Die Verschiebungen aus dieser Belastung werden vom Wirbelstromsensor erfasst und bis 150 N weitergeführt. In dieser Phase wird die Kennlinie des Lagers am Winkel 90° bei Entlastung und am Winkel 270° bei Belastung aufgenommen. Diese Kennlinie ist in der Abb. 4.6 rot gekennzeichnet. Bei der **2. Phase** ist die statische Kraft sowie die Fahrtrichtung des Werkzeugschlittens umgekehrt gerichtet. Es werden nun der Winkel 90° bei zunehmender Kraft und der Winkel 270° bei abnehmender Kraft gemessen. Diese Vorgänge werden bei jeder Winkelposition von jeder einzelnen Messkampagne 5 Mal wiederholt. Die Messdaten aus den wiederholten Messungen werden gemittelt, bevor sie ausgewertet werden. Dadurch werden nicht-systematische Fehler reduziert.

Aus diesen beiden Messphasen wird ein in Abb. 4.6 ähnlich dargestellter Weg-Kraft-Verlauf erhalten. Dabei wird z.B. der Winkel 90° bei der **1. Phase** mit einer zunehmenden Kraft $[-150 \text{ N}, 0 \text{ N}]$ und bei der **2. Phase** mit einer abnehmenden Kraft $[0 \text{ N}, -150 \text{ N}]$ belastet.

Die statische Last auf $[-150 \text{ N}, 150 \text{ N}]$ begrenzt, um eine Zerstörung des Lagers zu verhindern.

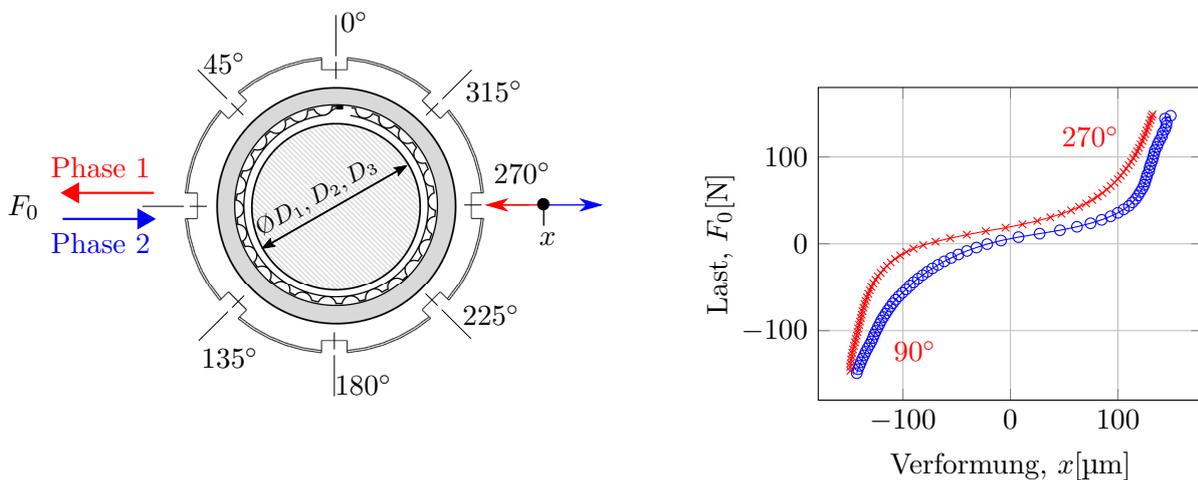


Abb. 4.6: Messprinzip zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur am Beispiel der Winkelposition 90° - 270°

Die statische Untersuchung der elastischen Lagerstruktur wird an 5 Gasfolienlagern durchgeführt. Dabei werden drei verschiedene Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern verwendet. Die Verwendung von unterschiedlichen Wellen ermöglicht eine Variation des Nominalspaltes und somit die Untersuchung des Einflusses dieser Größe auf die Steifigkeit sowie auf den Strukturverlustfaktor des Lagers. Ein weiterer Aspekt der Untersuchung ist der Einfluss von Shims auf die

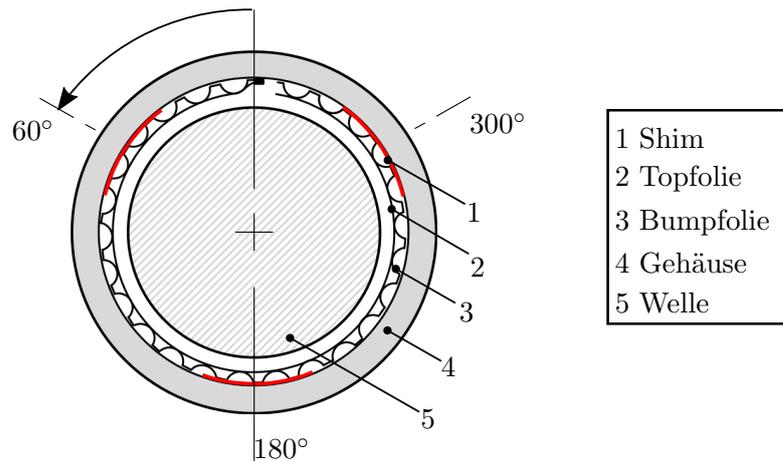


Abb. 4.7: Schematische Darstellung eines mit Shims modifizierten Gasfolienlagers

Steifigkeit (siehe Abb. 4.7). Es handelt sich bei den Shims um metallische Lehrenbleche mit einer Breite von 12,5 mm und einer Dicke, die sich über einen Bereich von 10 μm zu 1 mm erstreckt. Die Shims werden in Abständen von 120° zwischen Bumpfolie und Gehäuse platziert. In der Tab. 4.4 sind die im Rahmen der Untersuchung durchgeführten Messkampagnen aufgelistet.

Tab. 4.4: Messkampagnen zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwand

Welle	Shims	Winkelposition	Lager
$D_1=37,95 \text{ mm}$	-	0°-180°; 45°-225° 90°-270°; 135°-315°	MSI1, MSI3, TU3 TU7, TU8, TU10
	25 μm	0°-180°; 45°-225° 90°-270°; 135°-315°	MSI1, MSI3, TU3 TU7, TU8, TU10
$D_2=38,05 \text{ mm}$	-	0°-180°; 45°-225° 90°-270°; 135°-315°	MSI1, MSI3, TU3 TU7, TU8, TU10
$D_3=38,105 \text{ mm}$	-	0°-180°; 45°-225° 90°-270°; 135°-315°	MSI3, TU3 TU7, TU8, TU10

Die statische Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur wird parallel mit den rotordynamischen Versuchen, die im Kapitel 7 präsentiert werden, durchgeführt. Im Rahmen der rotordynamischen Untersuchung des Lagers MSI1 wird das Lager beschädigt, daher fehlen hier Ergebnisse der statischen Versuche des Lagers MSI1 mit der Welle D_3 .

4.2.2 Datenaufbereitung und Datenauswertung aus der statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Die Aufbereitung und die Auswertung der Messdaten aus der statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur werden nach dem Schema des in Abb. 4.8 vorliegenden Strukturgramms durchgeführt. Die Rohdaten werden zunächst mit Hilfe eines digitalen Filters vom Messrauschen befreit. Aus den gefilterten Daten lassen sich Hystereseverläufe, wie es in der Abb. 4.9a zu sehen ist, darstellen. Es wird außerdem daraus die Weg-Kraft-Kennlinie (Abb. 4.9a, rote Linie) berechnet. Bei der Ermittlung der Kennlinie werden zuerst die Messdaten aus der 1. Phase (F_{an}, x_{an}) und 2. Phase (F_{ab}, x_{ab}) der Messung (aus Abschnitt 4.2.1) in kleinen Intervallen [$F_0; \Delta F + F_0$] mit gleichen Lastamplituden aussortiert. Die Amplitude der Intervalle wird für

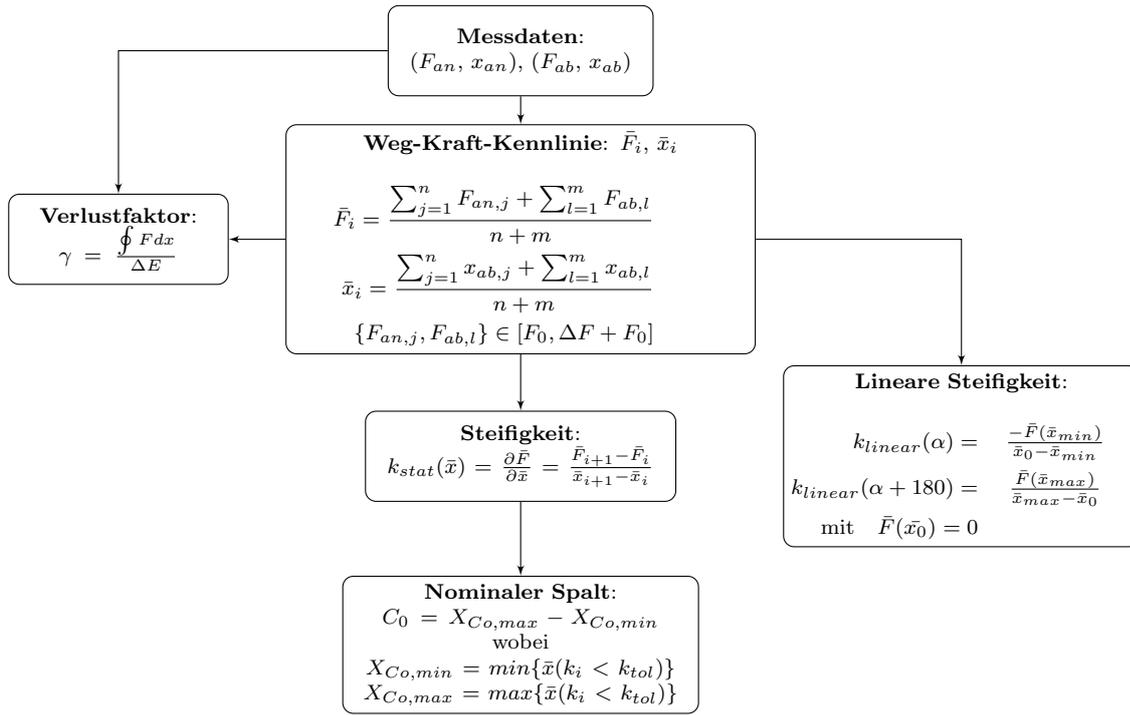


Abb. 4.8: Programmablauf zur Bestimmung von statischen Lagerkenngrößen aus den experimentellen Untersuchungen

alle Messkampagnen auf $\Delta F=3\text{ N}$ festgesetzt. Danach werden die Messdaten aus allen Intervallen gemittelt (siehe Gl. 4.4).

$$\begin{aligned} \bar{F}_i &= \frac{F_{an,1} + \dots + F_{an,n} + F_{ab,1} + \dots + F_{ab,m}}{m+n}, \quad \{F_{an,1} \dots F_{an,n}\} \in [F_0; \Delta F + F_0] \\ \bar{x}_i &= \frac{x_{an,1} + \dots + x_{an,n} + x_{ab,1} + \dots + x_{ab,m}}{m+n}, \quad \{F_{ab,1} \dots F_{ab,m}\} \in [F_0; \Delta F + F_0] \end{aligned} \quad (4.4)$$

m und n sind die Anzahl an Messpunkten aus dem Intervall $[F_0; \Delta F + F_0]$, die jeweils aus der 1. Phase und 2. Phase der Messung entstanden sind. i steht für den Reihenindex der Elemente aus der Steifigkeitskennlinie. Aus der Steifigkeitskennlinie (\bar{F}, \bar{x}) lassen sich dann die wegabhängige Steifigkeit (siehe Abb. 4.9b) sowie die lineare Steifigkeit des Lagers am entsprechenden Winkel ermitteln (siehe Abb. 4.9a). Die Linearisierung der Steifigkeit wird für jeden Winkel realisiert, wie in der Abb. 4.9a dargestellt ist. Die lineare Steifigkeit entspricht der Verbindungslinie im Weg-Kraft-Verlauf zwischen der Nullpunkt-Last und dem Punkt mit der Maximal- oder Minimallast, je nachdem an welchem Winkel dies gerade ermittelt wird. Im Fall der Maximallast ist die lineare Steifigkeit die des Winkels $\alpha + 180^\circ$ (siehe Gl. 4.6) und bei einer Minimallast entspricht sie der des Winkels α (siehe Gl. 4.5).

$$k_{linear}(\alpha) = \frac{-\bar{F}(\bar{x}_{min})}{\bar{x}_0 - \bar{x}_{min}} \quad (4.5)$$

$$k_{linear}(\alpha + 180^\circ) = \frac{\bar{F}(\bar{x}_{max})}{\bar{x}_{max} - \bar{x}_0}, \quad \text{wobei } \bar{F}(\bar{x} = 0) = \bar{F}(\bar{x}_0) = 0 \quad (4.6)$$

Die statische Steifigkeit der Lagerwandstruktur in Abhängigkeit der Verformung wird durch das Ableiten der statischen Last nach dem Weg erhalten, wie in der Gl. 4.7 definiert ist.

$$k_{stat}(\bar{x}_i) = \frac{\partial \bar{F}}{\partial \bar{x}} = \frac{\bar{F}_{i+1} - \bar{F}_i}{\bar{x}_{i+1} - \bar{x}_i} \quad (4.7)$$

Die Abb. 4.9b illustriert den typischen Steifigkeitsverlauf der elastischen Lagerwand eines Gasfolienlagers über dem Weg, bzw. über der Verformung der Struktur. Bei einer Verformung unterhalb $-90 \mu\text{m}$ und oberhalb $45 \mu\text{m}$ zeichnet sich die Struktur durch einen relativ schnellen Abfall respektive Anstieg ihrer Steifigkeit aus. Innerhalb dieses Bereichs ist der Verlauf der Steifigkeit relativ flach. Es werden trotz relativ großer Verformung der Struktur kaum Laständerungen gemessen. Daher wird dieser Bereich Nominallagerspalt oder kurz Nominalspalt genannt. In der Literatur wird von *bearing clearance* C_0 gesprochen. Diese Größe entspricht also keiner räumlichen

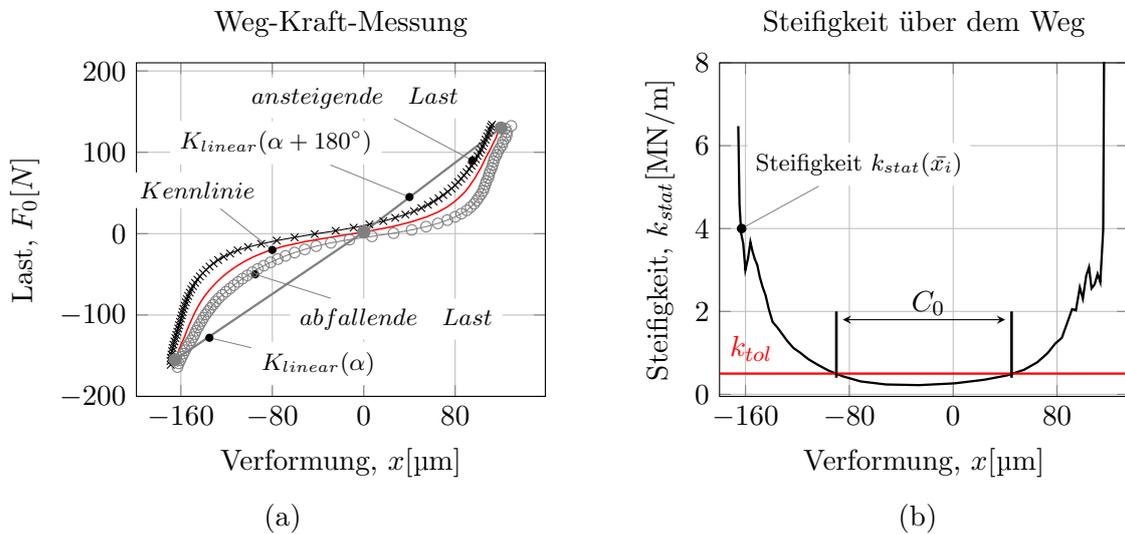


Abb. 4.9: Typische Verläufe einer statischen Weg-Kraft-Messung von GFBs: (a) Weg-Kraft-Messung, (b) ermittelte Steifigkeit

Entfernung, die sich mit einem Messschieber oder dergleichen messen lässt. Es handelt sich um die Verformung, die das GFB erfährt, bevor die Bumps aktiv werden. Die Aktivierung der Bumps ist deutlicher bei der Betrachtung des Steifigkeitsverlaufs über dem Weg (Abb. 4.9b) durch einen plötzlichen Anstieg der Steifigkeitskurve zu erkennen. Eine deutliche Definition des Nominalspalts ist jedoch in der Literatur nicht zu finden. Daher wird eine Definition des Nominalspalts formuliert, um eine Basis für einen systematischen, qualitativ und quantitativ besseren Vergleich aller Messkampagnen zu erschaffen. *Der Nominalspalt ist daher im Rahmen dieser Arbeit der Bereich, in dem die Steifigkeit der Lagerwandstruktur kleiner als die Steifigkeit k_{tol} ist.* Nach der Analyse mehrerer Messergebnisse wird die Konstante auf $k_{tol} = 0,5 \text{ MN/m}$ festgelegt. Eine weitere Größe, die in dieser Untersuchung betrachtet wird, ist der Strukturverlustfaktor γ . Dieser Faktor drückt das Verhältnis von irreversibler Energie zu reversibler Energie aus. Dabei entspricht die irreversible Energie der Fläche, die von der Hysterese umschlossen ist (siehe Abb. 4.9a), während die reversible Energie der potenziellen Energie einer Feder mit der gleichen Steifigkeit, wie der linearen Steifigkeit des Lagers, entspricht.

$$\gamma = \frac{\oint F dx}{\Delta E} \quad \text{wobei} \quad \Delta E = E_{kin} = \frac{1}{2} k_{linear} (x_{max} - x_{min})^2 \quad (4.8)$$

Die hier verwendete Steifigkeit \bar{k}_{linear} erstreckt sich über die gesamte Hysterese und ist wie folgt definiert:

$$\bar{k}_{linear} = \frac{\bar{F}_{max} - \bar{F}_{min}}{\bar{x}_{max} - \bar{x}_{min}} . \quad (4.9)$$

Dabei sind \bar{F}_{max} und \bar{F}_{min} jeweils das Maximum und das Minimum aus der Weg-Kraft-Kennlinie mit den entsprechenden Verformungen \bar{x}_{max} und \bar{x}_{min} .

4.2.3 Ergebnisse aus der statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

In diesem Abschnitt werden die Lager mit den Parametern, die in Abschnitt 4.2.2 vorgestellt wurden, ausgewertet. Die hier dargestellten Messergebnisse sind bereits die Mittelwerte aus 5 wiederholten Messungen jeder Messkampagne.

Statische Steifigkeitskennlinie

In der Abb. 4.10 sind Steifigkeitskennlinien der elastischen Lagerwandstruktur der Lager MSI1, MSI3, TU3, TU7, TU8 und TU10 bei der Messung mit der Welle D_1 dargestellt. Um die Ergebnisse besser beurteilen zu können, werden die Kennlinien aller Messkampagnen so verschoben, dass sie alle den gleichen Ursprung bei Null besitzen. Dies hat keinerlei Einfluss auf die Ergebnisse, denn die Verformung ist keine koordinatenfeste Größe. Bei Betrachtung der Ergebnisse ist festzustellen, dass die Kennlinien der Winkelpositionen keiner Systematik folgen, wie es auch in der Arbeit Rubio und San Andrés zu sehen ist [34]. Beide Autoren führten im Jahr 2004 ähnliche Untersuchungen durch, wie hier dargestellt, allerdings an einem Gasfolienlager der 2. Generation (GFBs der 2. Generation wurden bereits in Abschnitt 2.1 vorgestellt). Im Rahmen jener Arbeit behaupteten sie, dass die Steifigkeit der elastischen Lagerwandstruktur niedriger sei in der Nähe des festen Bumps, wenn das Lager niedrig belastet ist. In den hier vorgestellten Messergebnissen nimmt die Steifigkeit jedoch beim Annähern des freien Endes der Bumpsfolie zu. Es ist nicht klar in welcher Größenordnung sich diese niedrige Belastung befinden soll. (Der feste Bump bzw. Festbump ist der, an der die Bumpsfolie mit dem Gehäuse verbunden ist und wird in der Literatur als *Fixed End* bezeichnet. In dieser Arbeit befindet sich das *Fixed End* am Winkel 0° und das freie Ende der Bumpsfolie knapp vor dem Winkel 360° . Dieses Ende der Bumpsfolie wird *Free End* genannt.) Dieses Verhalten der Lagerwand ändert sich jedoch laut den beiden Wissenschaftlern bei steigender Last. In der Nähe des festen Bumps würde das Lager steifer als im Bereich des Bumps mit dem freien Ende. Diese Aussage kann aus der Untersuchung des Lagers TU3 mit der Welle D_1 bestätigt werden. Dennoch lässt sie sich bei weiteren Lagern nicht mehr wiederholen. Bei dem Lager MSI1 ist zu beobachten, dass die elastische Struktur bei der Winkelposition 90° - 270° eine höhere Steifigkeit als bei der Winkelposition 135° - 315° aufweist. Das Lager MSI3 zeigt währenddessen ein anderes Verhalten im Vergleich zu MSI1. Die Lagerwandstruktur besitzt hier bei der Winkelposition 45° - 225° eine höhere Steifigkeit als bei der Winkelposition 135° - 315° sowie bei der Winkelposition 0° - 180° . Andere Beobachtungen lassen sich bei den Lagern TU7, TU8 und TU10 anstellen.

Um den Aussagen der beiden Wissenschaftler genau auf dem Grund zu gehen, wird die lineare Steifigkeit jedes einzelnen Winkels ausgewertet. In der Tab. 4.5 sind die Steifigkeiten der Lager an den Winkeln 0° und 315° festgehalten. Die Messdaten zeigen, dass die elastische Lagerwandstruktur tendenziell beim Winkel 0° höhere Werte als bei 315° aufweist. Dies bestätigt die Aussage von Rubio und San Andrés hinsichtlich der Belastung eines GFBs mit steigender Kraft und unterstützt außerdem die von Iordanoff im Jahr 1999 durchgeführte Untersuchung [25]. Dabei wurde herausgefunden, dass die Steifigkeit der elastischen Struktur am *Fixed End* höher als am *Free End* ist.

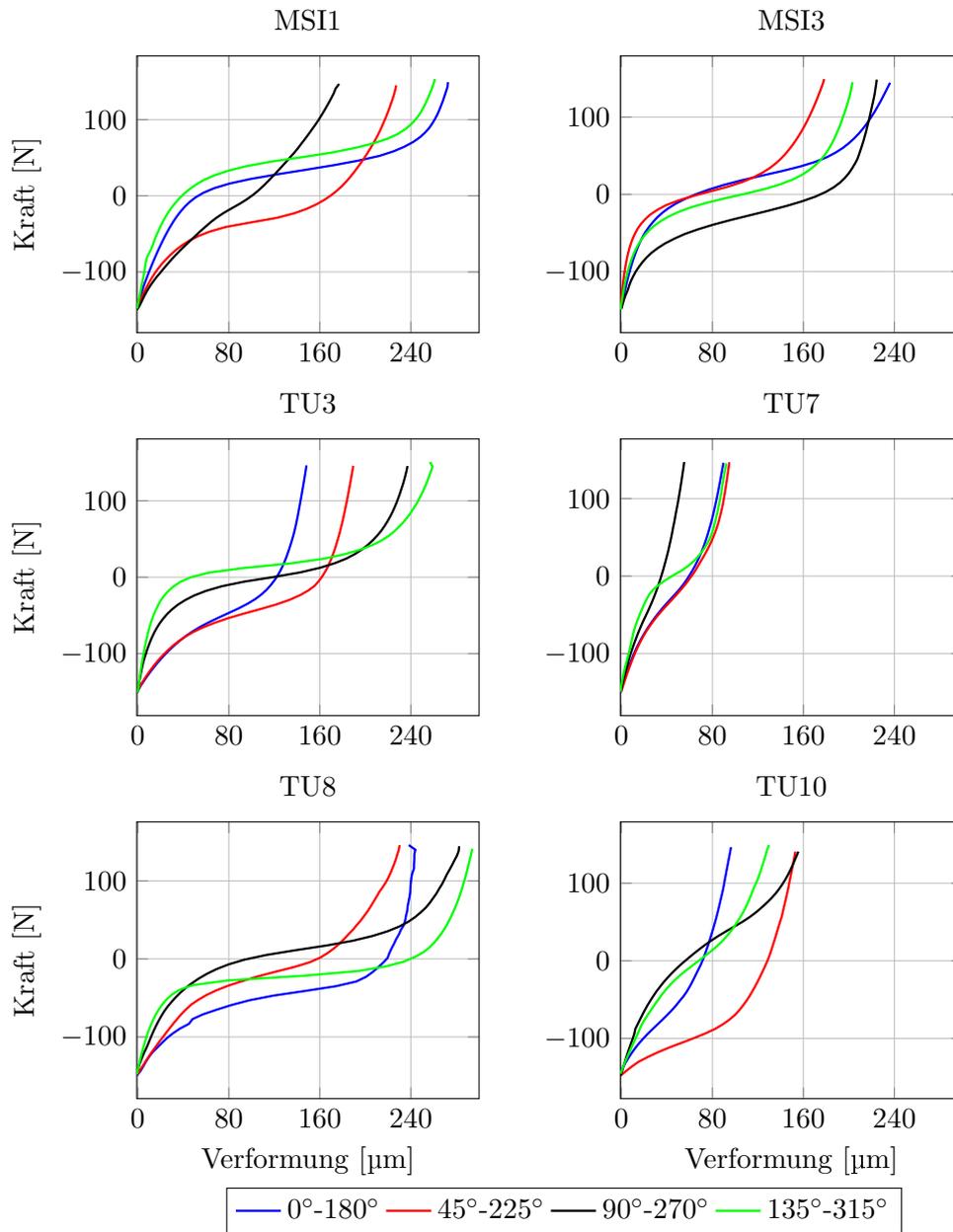


Abb. 4.10: Steifigkeitskennlinie der elastischen Lagerwandstruktur der Lager MSI1, MSI3, TU3, TU7, TU8 sowie TU10 bei der Messung mit der Welle D_1

Diese Eigenschaft der Struktur wird auch von der Strukturmodellierung von Le Lez wiedergegeben. Weiterhin geht Iordanoff davon aus, dass allein der Bump am *Fixed End* eine höhere Steifigkeit besitzt und die Steifigkeiten aller anderen Bumps gleich und konstant sind. Dies kann anhand der hier vorliegenden experimentellen Ergebnisse nicht bestätigt werden, denn bei der Betrachtung der Messergebnisse unter einem anderen Winkel lässt sich eine gewisse Tendenz erkennen. In der Abb. 4.11 sind die winkelabhängigen linearen Steifigkeiten dargestellt, die nach den Gl. 4.5 und 4.6 ermittelt wurden. Es kann bei der Messung mit der Welle D_1 beobachtet werden, dass zwischen den Winkeln 135° und 270° die Steifigkeit der elastischen

Tab. 4.5: Experimentell ermittelte statische Steifigkeit an den Winkeln 0° (*Fixed End*) und 315° (*Free End*)

Welle	Winkel	lineare Steifigkeit [kN/m]				
		MSI3	TU3	TU7	TU8	TU10
D_1	0°	2569	1202	2527	684	1979
	315°	1420	710	3219	2552	2496
D_2	0°	2364	1296	3438	1414	4893
	315°	1864	842	2988	734	2388
D_3	0°	4939	2238	16682	3073	13116
	315°	5163	1066	17062	1273	10926

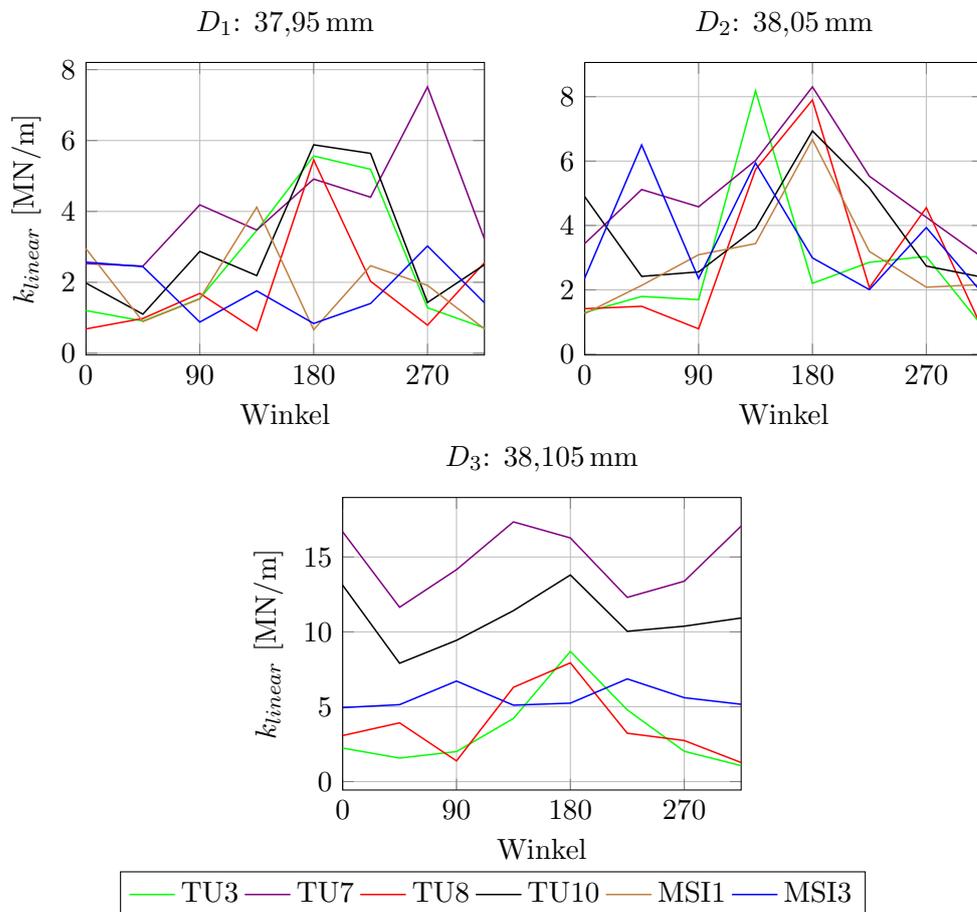


Abb. 4.11: Experimentell ermittelte statische lineare Steifigkeiten der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern

Lagerwandstruktur ansteigt, bevor sie wieder abnimmt. Dieses Verhalten ist jedoch nicht der Fall bei den Lagern MSI1 und MSI3. Allerdings wird dieser Trend bei zunehmender Vorspannung der Struktur bzw. zunehmendem Durchmesser deutlich. Dieser Bereich der höheren Steifigkeit deckt sich mit der mittleren Linie der Bumpfolie. Wird die Struktur mit zunehmenden Durchmessern vorgespannt, so werden Bumps in diesem Winkelbereich von beiden Seiten gestaucht, was dem

Lager eine höhere Steifigkeit verleiht.

Ein weiterer Aspekt der Untersuchung ist es, herauszufinden, welchen Einfluss eine passive Änderung des Lagers durch Einsatz von Shims auf die elastische Lagerwandstruktur haben kann. Daher werden Messkampagnen mit der Welle D_1 an den mit Shims modifizierten Lagern durchgeführt. Die Steifigkeitskennlinien der Lager mit und ohne Modifikation werden in der Abb. 4.12 verglichen. Durch die Modifikation des Lagers gewinnt die Steifigkeitskennlinie des GFBs an Linearität und es zeigt sich eine Erhöhung der Steifigkeit an jeder Winkelposition.

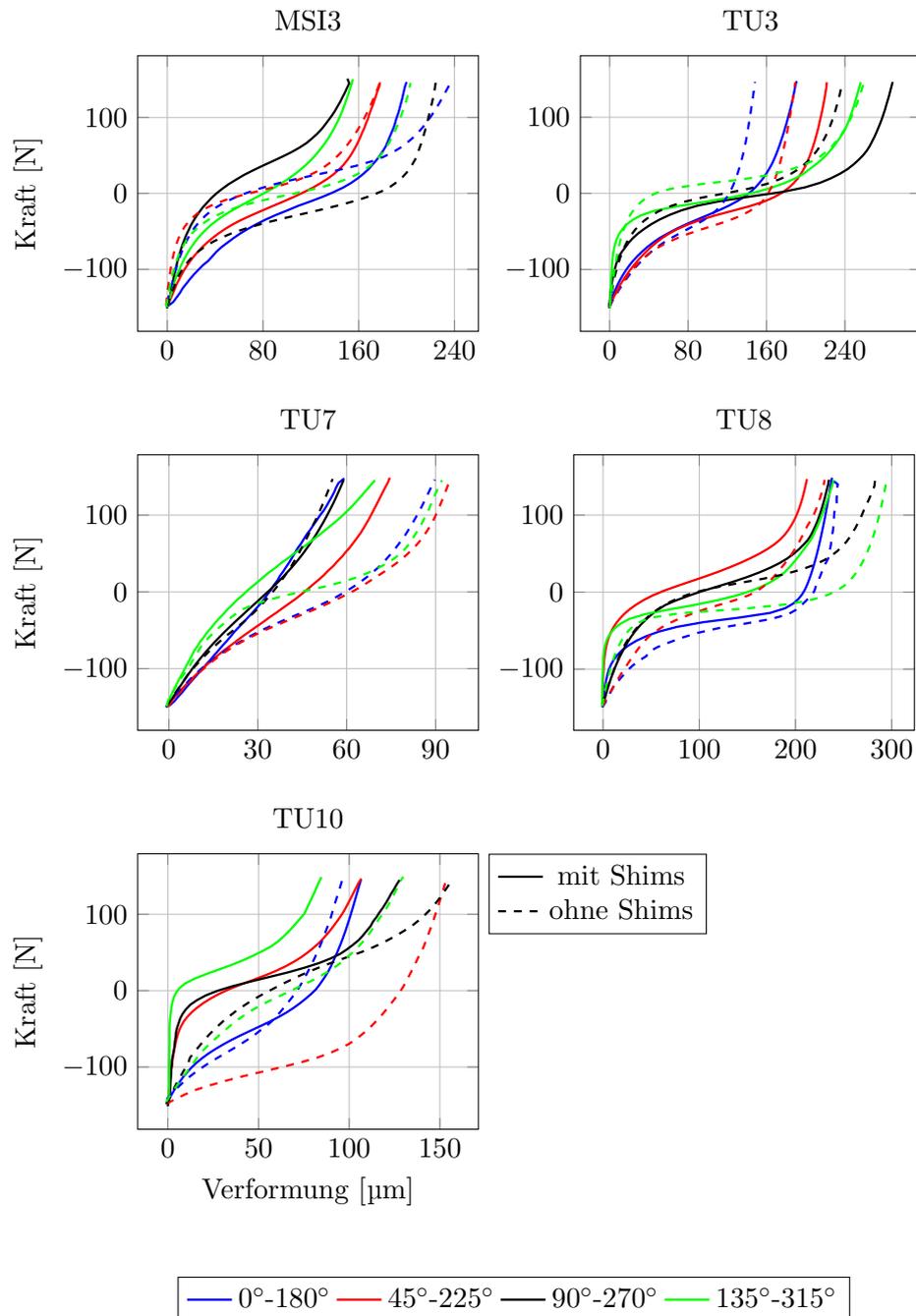


Abb. 4.12: Steifigkeitskennlinie der elastischen Lagerwandstruktur der Lager MSI3, TU3, TU7, TU8 sowie TU10 bei der Messung mit der Welle D_1 und unter Verwendung von Shims

Bei dem Lager TU7 zeigt die Kennlinie an den Winkelpositionen 0° - 180° und 90° - 270° ein lineares Verhalten. Die Erhöhung der Steifigkeit ist jedoch ungleichmäßig, denn die drei Shims befinden sich allein an den Winkeln 60° , 180° und 300° . Dies führt zu einer ungleichmäßigen Vorspannung der elastischen Lagerwandstruktur und zu höherer Steifigkeit an der jeweiligen Stelle. Bei der Position (45° - 225°) des Lagers TU10 erreicht die Lagermodifizierung eine Erhöhung der linearen Steifigkeit um bis zu 40 %. Weiterhin sorgt die Lagermodifizierung für eine Reduzierung der Nichtlinearität, wie es aus den Hysteresen zu sehen (Abb. 4.12) ist. Besonders ausgeprägt ist dies beim Lager TU7. Die Reduzierung der Nichtlinearität beruht darauf, dass durch den Einsatz von Shims die Struktur vorgespannt wird und die Anzahl an aktiven Bumps steigt. Ein Bump ist aktiv, wenn er kaum Verschiebung in der Umfangsrichtung des Lagers zulässt, wodurch seine Steifigkeit in der radialen Richtung zum Tragen kommt.

Nominaler Lagerspalt

Die Abb. 4.13 stellt die Nominalspalte der Lager TU3, TU7, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über dem Lagerumfang dar. Die Ermittlung der Nominalspalte wird bei den Wellen D_1 , D_2 sowie D_3 nach der Formulierung, die in Abschnitt 4.2.2 erläutert wurde, durchgeführt. Es ist bei diesen Ergebnissen festzustellen, dass die Lager MSI1 und MSI3 trotz des gleichen Fertigungsstandards unterschiedliche nominale Lagerspalte bei der Messung mit der Welle D_1 aufweisen. Dies liegt vermutlich an der Anordnung der Folien im Gehäuse: Top- und Bumpfolie besitzen aufgrund des Aufbaus des Lagers eine einzelne Befestigungslinie mit dem Gehäuse. Dadurch kann nicht gewährleistet werden, dass es systematisch bei jedem Lager Kontakt zwischen Top- und Bumpfolie sowie Bumpfolie und Gehäuse besteht. Daher sind selbst Lager aus der gleichen Fertigungslinie unterschiedlich vorgespannt.

Die Ergebnisse der Messung mit der Welle D_2 zeigen eine Reduzierung des Nominalspalts. Die Abnahme des Nominalspalts ist jedoch nicht bei jeder Winkelposition gleich. So ist zum Beispiel beim Lager TU8 eine Reduzierung des Nominalspalts bei der Winkelposition 0° - 180° um ungefähr $50\ \mu\text{m}$ gegenüber die Messung mit der Welle D_1 festzustellen, während diese bei weiteren Winkelpositionen weniger als $40\ \mu\text{m}$ beträgt. Diese Ergebnisse zeigen weiter, dass der Nominalspalt kein physikalischer Abstand ist. Er ist aufgrund seiner Definition von der Lagersteifigkeit abhängig und variiert daher mit der Anzahl der aktiven Bumps. Der Nominalspalt ist außerdem ein Indiz für die Nichtlinearität der Struktur hinsichtlich ihrer Steifigkeit, denn je kleiner der Nominalspalt ist, umso linearer ist die Lagersteifigkeit. Diese Größe ist mehr mit der Aktivierung der Bumps verbunden, denn ihre Definition basiert auf dem Steifigkeitsniveau des Lagers. Bei der Messung mit der Welle D_2 wird die elastische Lagerwandstruktur über dem Lagerumfang vorgespannt, wodurch die Anzahl an aktiven Bumps steigt. Dies führt zu einer Reduzierung des nominalen Spalts und einer geringeren Streuung desselben über dem Lagerumfang. Die Vorspannung der Struktur wird bei D_3 weiter fortgesetzt, bis der nominale Spalt komplett verschwindet.

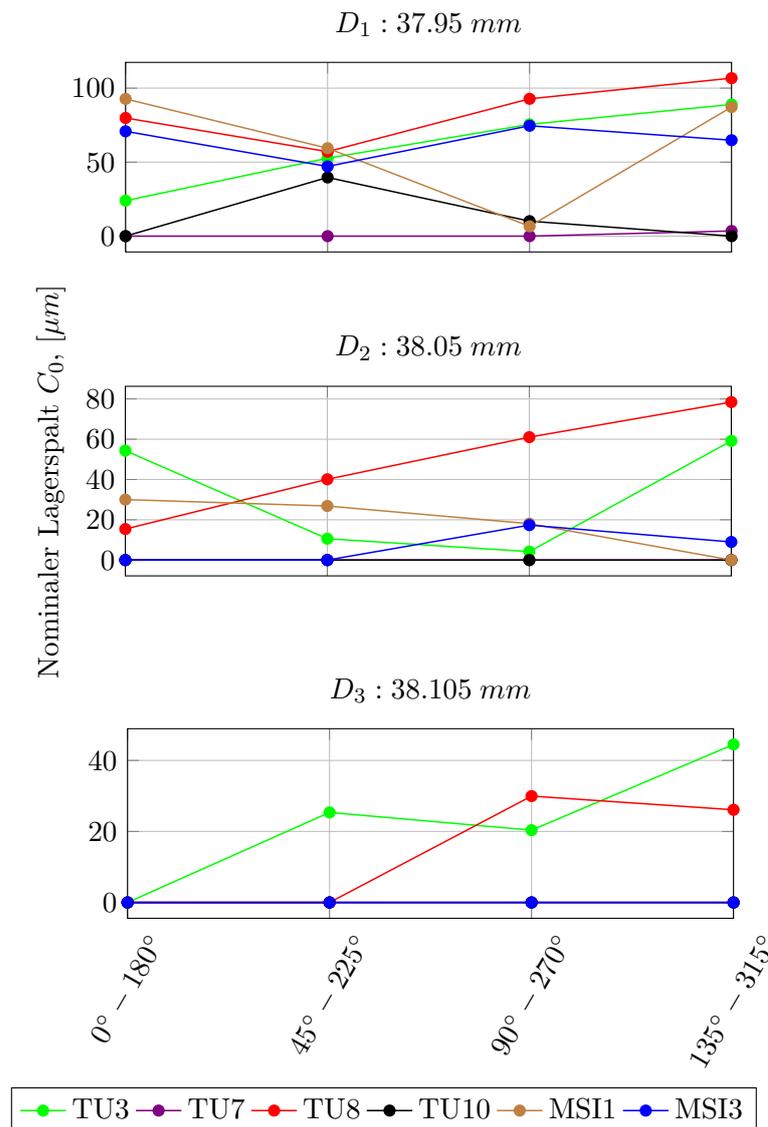


Abb. 4.13: Experimentell ermittelte Nominalspalte der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern. (Bei der Messung mit den Wellen D_2 und D_3 ist bei einigen Lagern kein nominaler Lagerspalt mehr vorhanden und deren Verlauf überdeckt sich auf der Nulllinie)

Statischer Strukturverlustfaktor

Aktive Bumps charakterisieren sich durch die Tatsache, dass sie geringere Verschiebungen in Umfangsrichtung erfahren, was zur Erhöhung der Steifigkeit in radialer Richtung führt. Darüber hinaus präsentieren Lager mit einer höheren Anzahl an aktiven Bumps eine Hysterese mit einer geringeren Nichtlinearität. Bei nicht-aktiven Bumps jedoch sind die tangentialen Verschiebungen größer als die radiale Verformung. Diese Verschiebungen sind reibungsbehaftet und führen zu Energieverlusten. In der Abb. 4.14 liegen die Strukturverlustfaktoren der Testlager bei der Messung mit den Wellen D_1 , D_2 und D_3 vor. Die Ergebnisse zeigen, dass der Strukturverlustfaktor im Bereich des Fixed End (0° - 180°) für alle Lager tendenziell gering ist. Dies ist begründet in der

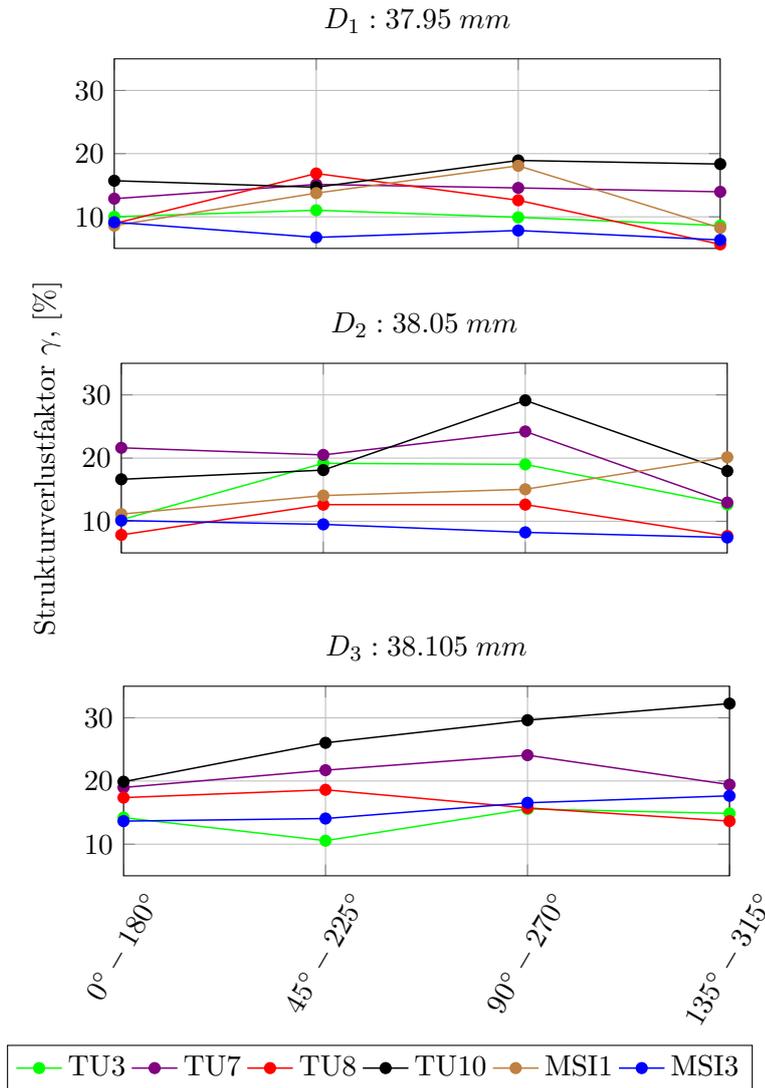


Abb. 4.14: Experimentell ermittelter Strukturverlustfaktor der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung der Wellen D_1 , D_2 und D_3

eingeschränkter Bewegung der Bumps im Winkel 0° , wo sie sich nicht in Richtung des Festbumps ausdehnen können. Am Free End der Bumpfolie allerdings sind die Bumps in der Lage, sich nach außen zu bewegen. Bei dieser Bewegung der Bumps wird durch Reibung Energie dissipiert. Daher ist der Strukturverlustfaktor bei den Winkelpositionen $90^\circ - 270^\circ$ und $135^\circ - 315^\circ$ maximal. Eine Erhöhung der dissipierten Energie bzw. des Strukturverlustfaktors lässt sich entweder durch eine Vergrößerung der Reibungswege oder Erhöhung der Reibungspunkte erreichen. Bei zunehmendem Durchmesser und damit größerer Vorspannung wird die Anzahl der Kontaktpunkte der Bumpfolie mit dem Gehäuse sowie mit der Topfolie erhöht. Dadurch steigt der Strukturverlustfaktor, wie die Messergebnisse aus der Untersuchung mit der Wellen D_2 und D_3 zeigen. Die Vorspannung der elastischen Lagerwandstruktur lässt sich auch durch die Verwendung von Shims erreichen. Dabei kann, wie es in der Abb. 4.15 zu sehen ist, gezielt der Strukturverlustfaktor verändert

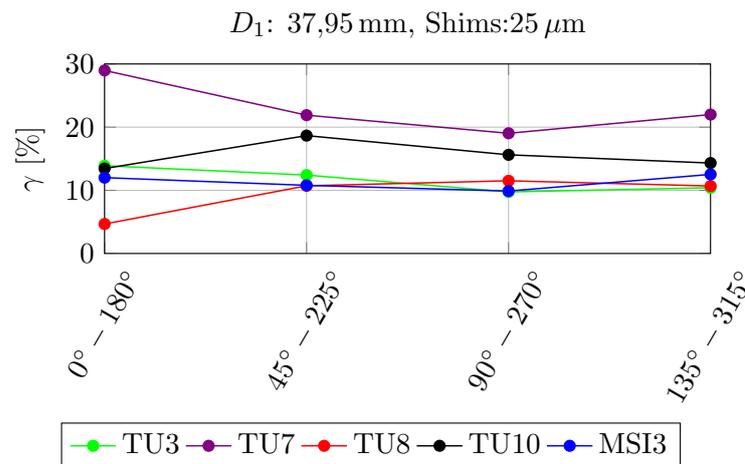


Abb. 4.15: Experimentell ermittelter Strukturverlustfaktor γ der mit Shims modifizierten Lager TU3, TU8, TU10 und MSI3 über den Umfang unter Verwendung der Welle D_1

werden. Bei der Modifikation der Lager werden die Shims an den Winkeln 60° , 180° und 300° angebracht. An diesen Stellen findet die maximale Änderung des Strukturverlustfaktors statt. Durch die Lagermodifikation lässt sich allerdings effektiver ein Anstieg des Strukturverlustfaktors als bei einer Vergrößerung des Wellendurchmessers erreichen. Bei der Messung am Winkel 180° mit der Welle D_1 erhöht sich der Strukturverlustfaktor durch die Lagermodifikation um 31 %, während bei der Änderung des Wellendurchmessers von D_1 zu D_2 eine Verbesserung des Strukturverlustfaktors nur um 10 % erreicht werden kann. Am Winkel 315° erreicht dieser Unterschied 98 % (Lagermodifikation) zu 17 % (Durchmesseränderung). Der Grund für dieses Verhalten kommt vermutlich daher, dass durch die Vergrößerung des Wellendurchmessers die elastische Struktur über den gesamten Umfang vorgespannt wird. Dadurch können sich Bumps sehr begrenzt bewegen. Bei der Verwendung von Shims wird ein Mischzustand erreicht. Die Struktur wird geringfügig vorgespannt, sodass die Bumps sich noch relativ frei ausdehnen können. Aufgrund der leicht erhöhten Normalkraft wird mehr Energie dissipiert.

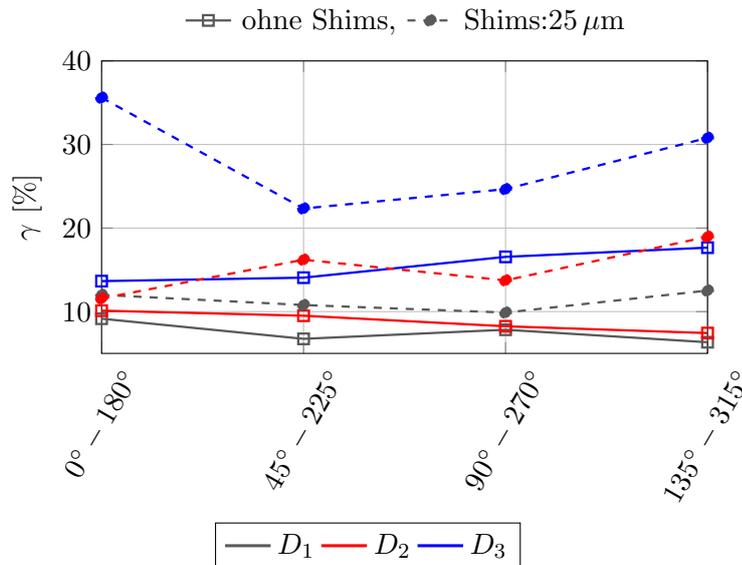


Abb. 4.16: Experimentell ermittelter Strukturverlustfaktor γ des mit Shims modifizierten Lagers MSI3 über den Umfang unter Verwendung der Wellen D_1 , D_2 und D_3

4.2.4 Messunsicherheit zur statischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Wie bereits in Abschnitt 4.2.1 wird jede Messung 5 Mal wiederholt. Durch diese wiederholte Messungen ist es möglich eine Aussage über die Güte des Messverfahrens zu tätigen.

Bei der Betrachtung der Messfehler wird davon ausgegangen, dass die Messergebnisse normal verteilt sind. Daher wird zur Berechnung der Messunsicherheit aufgrund der endlichen Wiederholungsanzahl ($n = 5$) die Verteilung der Messergebnisse auf Student-Verteilung angelehnt. Bei einer statistische Messunsicherheit von 95 % ist der Erweiterungsfaktor $c = 2,57$. Dieser Faktor ist von der Anzahl der wiederholten Messreihen abhängig und wird aus der t -Verteilung entnommen [71]. Die Messunsicherheit $u_{\hat{x}}$ ist wie folgt definiert:

$$u_{\hat{x}} = c \frac{\sigma_x}{\sqrt{n}}, \quad \text{mit} \quad \sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}. \quad (4.10)$$

Dabei steht x für den Strukturparameter, deren Messunsicherheit berechnet wird. \bar{x} und σ_x sind jeweils der Mittelwert und die Standardabweichung des Parameter x aus der wiederholten Messreihe.

In der Abb. 4.17 ist die Messunsicherheit aus der experimentellen Ermittlung der linearen Lagersteifigkeit der Lager TU3, TU7, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 dargestellt. Die Messunsicherheit ist prozentual auf der Ordinate und die jeweilige Winkelposition auf der Abszisse aufgetragen. Es lässt sich feststellen, dass die Messunsicherheit aus der Messung mit der Welle D_3 allgemein geringer als die mit der Welle D_1 sowie D_2 ist. Der Grund für diese relativ geringe Messunsicherheit ist die Abnahme der Nichtlinearität, deren Effekte aufgrund der Vorspannung der Lagerwandstruktur sinken. Dies ist weiterhin der Grund für die geringe Messunsicherheit bei der Winkelposition 0° unabhängig vom Welldurchmesser und vom Lager. Die lineare Steifigkeit beschreibt daher bei 0° gut die Steifigkeit des Lager.

In Anbetracht der Tatsache, dass es bei der Ermittlung der Steifigkeit darum geht, die Struktursteifigkeit mit einer linearen Steifigkeit zu approximieren, ist das Messverfahren bei einer

maximalen Messunsicherheit von 17 % relativ zuverlässig.

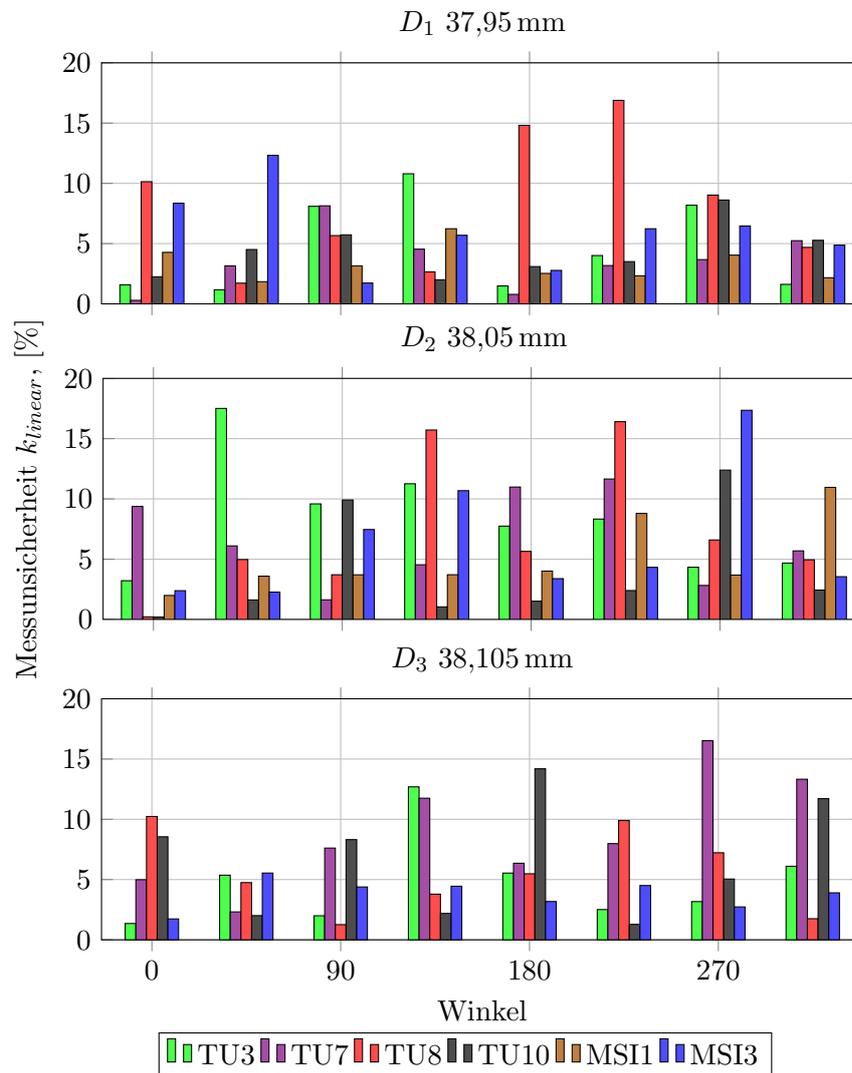


Abb. 4.17: Messunsicherheit der experimentell ermittelten statischen linearen Steifigkeiten der Lager TU3, TU8, TU10, MSI1 und MSI3 über ihren Umfang unter Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern

4.2.5 Teilzusammenfassung

Die statische Untersuchung der elastischen Lagerwand konnte zeigen, dass nur eine beschränkte Aussage über die lineare Steifigkeit der Lagerwand bei der Betrachtung der Hysterese formuliert werden kann. Dies liegt daran, dass die Hysterese das Ergebnis aus der Messung von zwei Winkeln ist. Daher ist die lineare Steifigkeit der gesamten Hysterese eine Approximation aus der Steifigkeit beider Winkel. Durch die Ermittlung der linearen Steifigkeit jedes Winkels konnte festgestellt werden, dass die lineare Steifigkeit der elastischen Struktur nicht stetig vom *Free End* (360°) zum *Fixed End* (0°) ansteigt. Die Messergebnisse zeigen zwar einen Anstieg der Steifigkeit von 360° bis circa 180° , jedoch fallen die Werte zwischen 180° und 0° (siehe Abb. 4.11 D_1 und D_2). Diese Messergebnisse stehen zu keinem Widerspruch mit dem Erkenntnis aus der Literatur [25, 52, 23],

die besagt, dass die Steifigkeit der Lagerwand höher beim *Fixed End* als *Free End* ist, wie die Tab. 4.5 zeigt. Allerdings ist die Steifigkeit zwischen *Fixed End* und *Free End* nicht konstant.

Die experimentelle Ermittlung des Nominalspalts, der zwar ein gängiger Parameter im Bereich der GFBs ist, wurde bis jetzt nicht genau definiert, wie im Rahmen dieser Arbeit festgestellt wurde. Daher wurde hier eine Auswertungsverfahren zur experimentellen Ermittlung dieses Parameters implementiert und systematisch bei allen Lagern angewendet (siehe Abschnitt 4.2.2). Aus den Ergebnissen lässt sich erkennen, dass der Nominalspalt keine Größe ist, die sich mit einem üblichen Messinstrument wie einem Messschieber oder einer Bügelmessschraube erfassen lässt. Es handelt sich dabei mehr um die Verformung, die die elastische Wandstruktur erfährt, bevor diese ihre Steifigkeit entfaltet. Aufgrund des Aufbaus des Lager mit einer einzigen Befestigungslinie für die Top- und Bumpfolie am Gehäuse ist der Nominalspalt über dem Lagerumfang ungleich verteilt. Dies kommt daher, dass die Topfolie nicht gleichmäßig auf der Bumpfolie diese letzte auch nicht gleichmäßig auf der Gehäuseinnenwand liegt. Diese Tatsache führt dazu, dass Lager aus der gleichen Produktion nicht den gleichen Nominalspalt aufweisen, wie die Messergebnisse aus den Lagern MSI1 und MSI3 zeigen (siehe Abb. 4.14).

Der experimentell ermittelte Strukturverlustfaktor zeigt ein Verhalten, das zu dem des Nominalspalts umgekehrt ist. Bei steigenden Durchmessern nimmt der Strukturverlustfaktor zu. Dies lässt aus der Tatsache erklären, dass der Strukturverlustfaktor von der Verlustenergie abhängig ist. Diese Verlustenergie wird prinzipiell durch Reibung verursacht. Bei Anstieg des Wellendurchmessers, mit dem die Messung durchgeführt wird, erhöhen sich die Kontaktpunkte zwischen Top- und Bumpfolie sowie zwischen Bumpfolie und Gehäuse. Dadurch steigt die Verlustenergie und somit auch der Strukturverlustfaktor.

Die statische Untersuchung hat weiterhin gezeigt, dass die Modifikation des Lagers mit Shims sich positiv auf die Strukturparameter auswirkt. Es wird dadurch ein höherer Strukturverlustfaktor als durch Änderung der Wellendurchmesser erreicht (98% zu 17% beim Winkel 315°). Auch bei der linearen Steifigkeit sorgt der Einsatz von Shims für eine Erhöhung der Steifigkeit.

Die letzte Erkenntnis aus dieser Untersuchung betrifft die selbst hergestellten GFBs hinsichtlich ihrer Messergebnisse, denn im Verlauf dieser Untersuchung lieferten sie gut wiederholbare Ergebnisse, die teilweise eine niedrigere Messunsicherheit als die gekauften MSI-Lager aufweisen. Es bestehen allerdings in der Herstellung noch weitere Verbesserungsmöglichkeiten die zur Produktion von noch hochwertigeren Lagern führen können.

4.3 Dynamische Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Das Ziel der hier durchgeführten experimentellen Untersuchungen ist die Ermittlung der dynamischen Steifigkeit und Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur über den Frequenzbereich von 30 Hz bis 1000 Hz. Zu diesem Zweck wird der in der Abb. 4.18 abgebildete Prüfstand aufgebaut. Der Prüfstand besteht aus einer Welle des Durchmessers 37,95 mm, die in zwei Wellenböcken montiert ist. Das zu untersuchende Gasfolienlager wird als erstes auf der Welle angebracht bevor diese in den Böcken befestigt wird. Zum Prüfstand zählen außerdem zwei Wirbelstromsensoren zur Erfassung von Schwingwegen, ein Beschleunigungssensor, eine Kraftmessdose zur Bestimmung der aufgebrachten statischen Last, ein Kraftsensor zur Messung der dynamischen Kraft und schließlich ein Shaker. Der Beschleunigungssensor wird am Testlager angebracht und erfasst die Beschleunigung, die das Lager erfährt. Die Kraftmessdose, die zwischen Shaker und Lager montiert wird, misst die vom Shaker ausgeübte dynamische Kraft. Um mögliche äußere Störungen zu reduzieren, wird der gesamte Prüfstand auf ein schwingungsisoliertes Maschinenbett montiert. In der Tab. 4.6 sind Spezifikationen und Bezeichnungen von allen verwendeten Messinstrumenten aufgelistet. Um weitere Einflüsse aufgrund der Prüfstands-eigenen Eigenschaften zu erfahren, wird eine Modalanalyse durchgeführt. In der Abb. 4.19 ist der Testaufbau zur Modalanalyse dar-

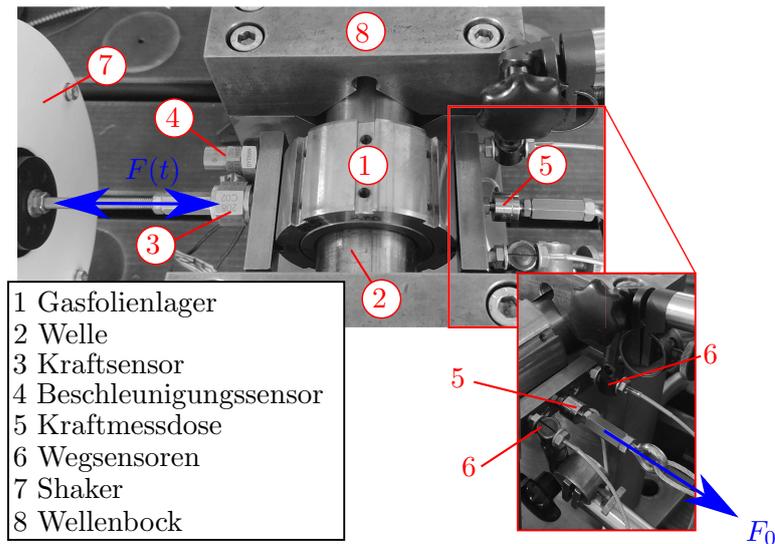


Abb. 4.18: Prüfstand zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Tab. 4.6: Messtechnische Instrumente zur dynamischen Untersuchung der Lagerwandstruktur

Messinstrument	Hersteller	Bezeichnung	Messbereich	Genauig.
Kraftsensor	PCI Piezotronics	-	$\pm 444,8 \text{ N}$	-
Beschleunigungssensor	PCI Piezotronics	-	$\pm 490 \text{ m/s}^2$	-
Kraftmessdose	burster	Typ 8417	$\pm 500 \text{ N}$	2,5 N
USB-Sensor-Interface	burster	Typ 9206	-	24 Bit
Wirbelstromsensor	eddylab	T05-G-KA	0 : 0,5 mm	30 nm
Wirbelstromsensor Basismodul	eddylab	TX2	-	-
Analoges Spannungseingangsmodul	National Instruments	NI 9215	$\pm 10 \text{ V}$	2 mV

gestellt. Dabei wird das GFB aus dem Prüfstand zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur entfernt. Es wird außerdem auf einer Viertellänge der Welle in waagerechter Richtung ein Beschleunigungsaufnehmer platziert. An den Punkten P_1 , P_2 und P_3 wird das System mit dem Modalhammer angeregt und seine Antwort darauf wird vom Beschleunigungssensor mit einer Abtastfrequenz von 12 000 Hz erfasst. Anregungs- und Antwortsignal werden zuerst mit einem Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 2000 Hz gefiltert und durch eine Fourier-Transformation [72] in den Bildbereich überführt. Auf Grund der Amplitudendämpfung des Tiefpassfilters im Bereich seiner Sperrfrequenz und der maximalen im Signal vorhandene Frequenz stellte die Frequenz von 2000 Hz sich als geeignete Grenzfrequenz für den Filter dar. Die Übertragungsfunktion, die sich aus dem Quotienten vom Anregungssignal zum Antwortsignal berechnen lässt, zeigt den Amplituden- und Phasengang in Abb. 4.20. Der Amplitudengang weist für alle Erregungspunkte bei ungefähr 1050 Hz einen Amplitudenanstieg auf. Dieser plötzliche Amplitudenanstieg zeigt jedoch bei dem Phasengang nicht den typischen 180° -Phasensprung, der Resonanzstellen charakterisiert. Zudem zeigt der Amplitudengang eine relativ niedrige Amplitude. Weiterhin stellt diese Amplitudenerhöhung kein Problem für die Messungen dar, denn die Untersuchung der Lagerwandstruktur beschränkt sich auf den Frequenzbereich von 30 Hz bis

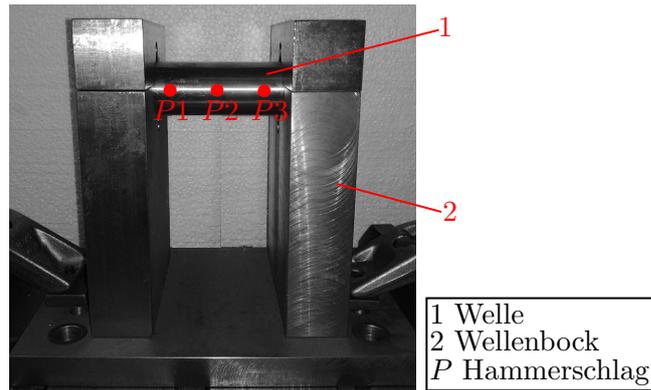


Abb. 4.19: Messaufbau zur Modalanalyse am Prüfstand zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

1000 Hz. Der Grund dafür sind die mit den Frequenzen zunehmenden dynamischen Kräfte, die die elastische Lagerstruktur zerstören konnten.

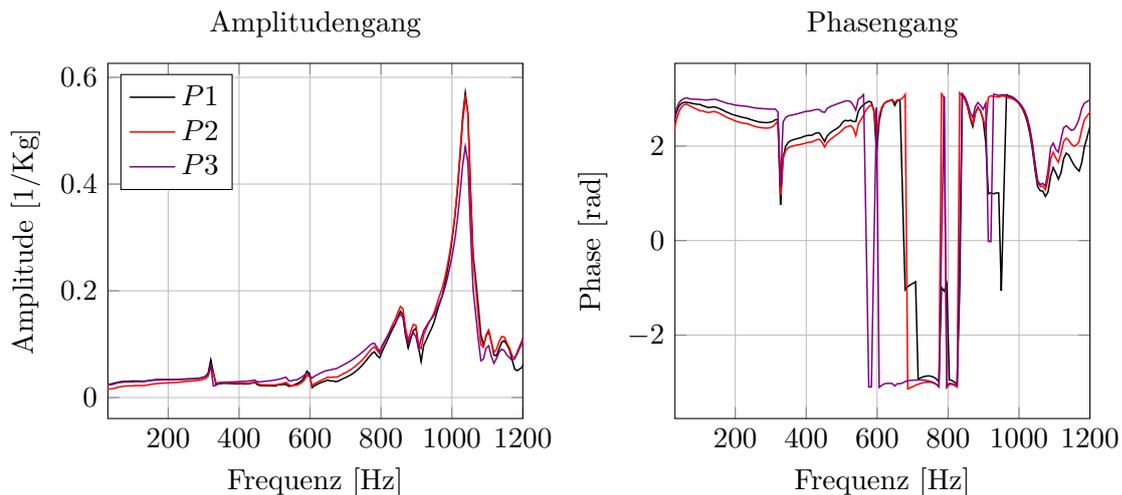


Abb. 4.20: Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse des Prüfstands zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Nach der Durchführung der ersten Messung an der elastischen Lagerwandstruktur zeigen die Ergebnisse Auffälligkeiten im Bereich von 300 Hz bis 400 Hz im Steifigkeits- und Dämpfungsverlauf. Um diesen Auffälligkeiten auf den Grund zu gehen, wird eine weitere und genauere Untersuchung des Prüfstands durchgeführt. Dabei wird der gesamte Prüfstand auseinander genommen und jedes einzelne Bauteil modal analysiert. Bei der Modalanalyse des Wellenbocks zeigen Amplituden- und Phasengang eine Resonanz bei 360 Hz. Diese Resonanz konnte bei der ersten Untersuchung des Zusammenbaus womöglich nicht herausgefunden werden, weil die Energie, die durch den Hammerschlag in den gesamten Prüfstand eingeleitet wurde, nicht ausreichend war, um diese Resonanzfrequenz anzuregen.

Aus diesen Voruntersuchungen lässt sich schlussfolgern, dass keine eindeutige Interpretation der Messergebnisse aus der Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur im Bereich von 300 Hz bis 400 Hz geliefert werden kann.

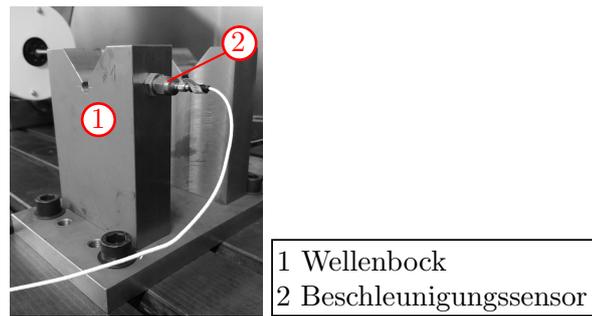


Abb. 4.21: Messaufbau zur Modalanalyse des Wellenbocks mit Modalhammer

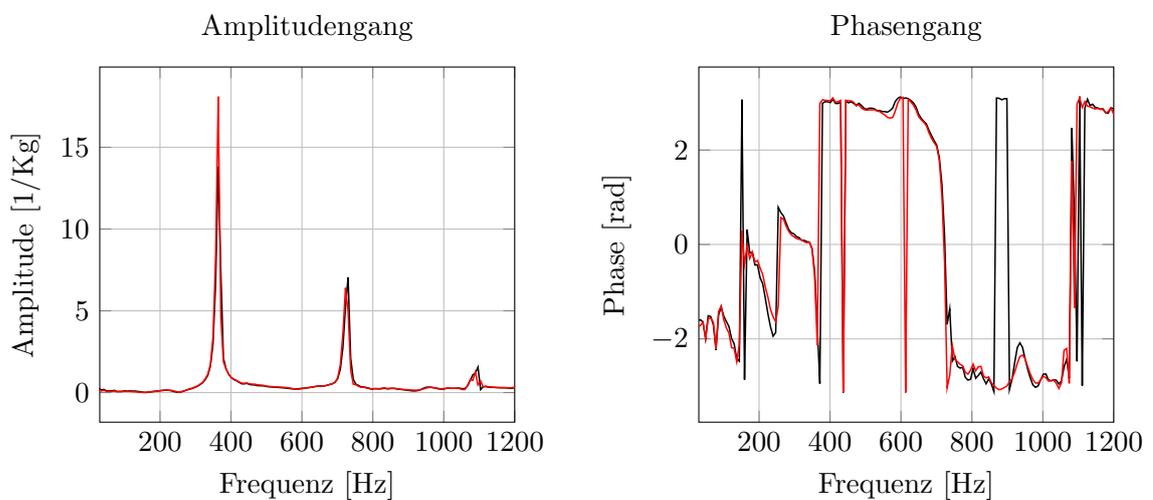


Abb. 4.22: Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse des Wellenbocks des Prüfstands zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

4.3.1 Versuchsdurchführung zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

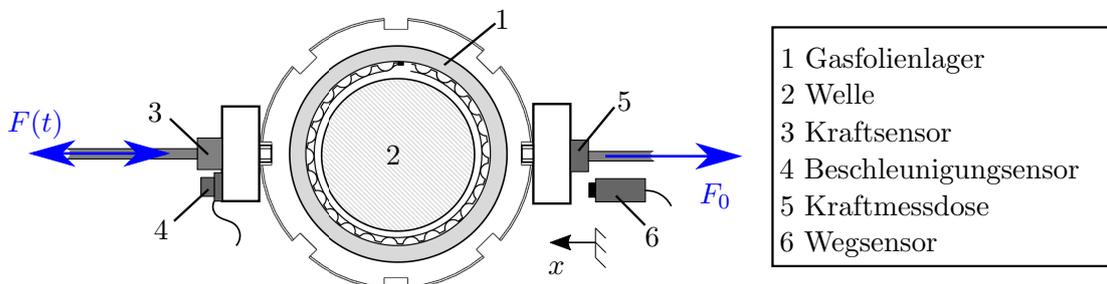


Abb. 4.23: Messprinzip zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Die Abb. 4.23 illustriert das experimentelle Messprinzip zur Bestimmung der dynamischen Parameter der elastischen Lagerwandstruktur. Nachdem das Testlager sowie alle Sensoren angebracht sind, wird auf das Lager eine statische Kraft F_0 in horizontale Richtung ausgeübt.

4 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Dies spannt die elastische Struktur des Lagers vor und vertritt das Gewicht des Rotors in einem normalen Betrieb. Ein weiterer Grund für das Anbringen der statischen Kraft F_0 ist, dafür zu sorgen, dass bei der Anregung der elastischen Struktur mit der Kraft $F(t)$ die Lagerwand sich nicht von der Welle löst. Ein solches Verhalten im Verlauf der Untersuchung würde die Ergebnisse negativ beeinflussen und unbrauchbar machen. Zudem würde es zu ständigen Stößen kommen und dadurch zur Anregung von nichtgewünschten Frequenzen führen. Außerdem würde die Untersuchung nicht nur die elastische Lagerwandstruktur betreffen, sondern auch den Luftspalt, der sich zwischen Welle und Lagerwand befindet. Die Kraft F_0 wird im Verlauf der Experimente von der Kraftmessdose erfasst und bleibt für jede Messkampagne konstant. Die Kraft $F(t)$ ist die dynamische Anregung, die vom Shaker auf das Testlager ausgeübt wird. Es handelt sich dabei um eine monofrequente harmonische Kraft, deren Amplitude so eingestellt beziehungsweise geregelt wird, dass der Schwingungsweg je nach Messkampagne $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ oder $10\ \mu\text{m}$ beträgt. Seine Frequenz wird im Verlauf einer Messung konstant gehalten und geht über die gesamte Messkampagne von 30 Hz bis zu 1000 Hz. Bei steigender Frequenz steigt auch die Amplitude der Kraft $F(t)$. Dies liegt daran, dass eine Erhöhung der Frequenz bei einem konstant gehaltenen Schwingungsweg zu einem Anstieg der Beschleunigung führt. Der Shaker erhöht deswegen die dynamische Kraft $F(t)$. Daher werden bei den Messkampagnen mit den Schwingungswegen von $6\ \mu\text{m}$ die Versuche bei 600 Hz und bei den Messkampagnen mit den Schwingungswegen von $10\ \mu\text{m}$ bei 570 Hz abgebrochen. Dadurch sollte eine Zerstörung der Bumpfolie und eine Abhebung des Lagers von der Welle bei der Anregung verhindert werden. Bei der Messung, die 8 s dauert, wird das Gasfolienlager mit einer Kraft $F(t)$ angeregt und die zeitliche Amplitude der Kraft wird vom Kraftsensor erfasst. Die aus der Anregung resultierenden Wege sowie Beschleunigungen werden dann von den jeweiligen Sensoren gemessen. Die Messdaten werden mit einer Abtastfrequenz von 12 000 Hz gemessen. Der Grund für die relative hohe Abtastfrequenz ist auf das Auswertungsverfahren zur Ermittlung der Strukturparameter, das im nächsten Abschnitt erläutert wird, zurückzuführen. Die Messkampagnen werden aufgrund des erheblichen Messaufwands allein an dem Lager TU10 durchgeführt und sind in der Tab. 4.7 zu finden. Die

Tab. 4.7: Messkampagne zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Messstelle	90°, 135°, 180°, 225°, 270°					
Statische Kraft	27 N			37 N		
Anregungsfrequenz [Hz]	30 - 1000	30 - 600	30 - 560	30 - 1000	30 - 600	30 - 560
Schwingweg	2 μm	6 μm	10 μm	2 μm	6 μm	10 μm

Messkampagne an einem Winkel besteht daher aus mehreren Messungen, die jeweils 8 s dauern, und während denen die Schwingungsamplitude konstant gehalten wird und die Anregungsfrequenz nach jeder Messung um 10 Hz erhöht wird. Der Zeitaufwand für das Messen sowie das Ausrichten des Prüfstands bei jeder Messstelle beträgt durchschnittlich 5 Tage.

Die Messkampagne aus der Tab. 4.7 ist eine Erweiterung der von Hoffmann durchgeführten Messung, die sich auf den Messfrequenzbereich 25 Hz bis 125 Hz beschränkt (siehe Tab. 4.8). Dieser Messfrequenzbereich wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit von 30 Hz bis zu 1000 Hz ausdehnt.

Tab. 4.8: Messkampagne zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Messstelle	90°, 135°, 180°			
Statische Kraft	30 N		50 N	
Anregungsfrequenz [Hz]	25 - 125	25 - 125	25 - 125	25 - 125
Schwingweg	2 μm	4 μm	2 μm	4 μm

4.3.2 Datenaufbereitung und Datenauswertung aus der dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

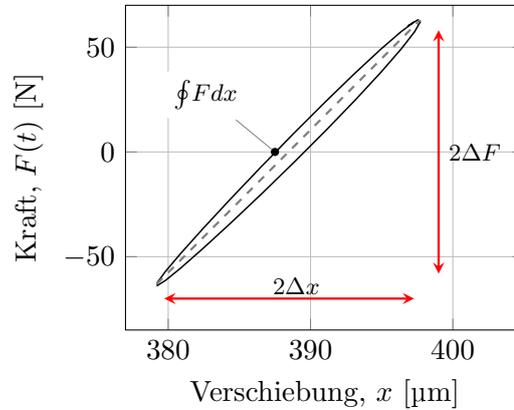


Abb. 4.24: Beispielhafte Ergebnisse einer dynamischen Untersuchung einer Lagerwandstruktur eines Gasfolienlagers

Zur experimentellen Bestimmung der dynamischen Steifigkeit und Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur werden prinzipiell in der Literatur zwei Auswertungsverfahren der Messdaten angewendet [68, 73, 67].

Auswertungsverfahren 1

Es handelt sich bei dieser Methode um ein grafisches Verfahren zur Bestimmung der Steifigkeit und der Dämpfung welches häufig im Bereich der Gasfolienlager anzutreffen ist [68]. Zur Erläuterung dieser Methode wird die in der Abb. 4.24 dargestellte Hysterese betrachtet. Dies ist der typische Verlauf einer Weg-Kraft-Messung bei einem GFB und wurde beim Lager TU10 am Winkel 90° bei 470 Hz aufgenommen. Auf der Abszisse sind die Verschiebungen bzw. die Verformungen der Struktur aufgetragen, die die elastische Struktur unter der Belastung der dynamischen Kraft (Ordinate) erfährt. Die gestrichelte Linie steht für die Steifigkeitskennlinie und die Steifigkeit $k_{d,1}$ lässt sich wie folgt berechnen.

$$k_{d,1} = \frac{\Delta F}{\Delta x} \quad (4.11)$$

Δx und ΔF sind jeweils die Amplituden der Schwingungswege respektive die dynamische Anregungskraft. Bei der Ermittlung der Dämpfung wird die Fläche betrachtet, die von der Hysterese umschlossen wird. Diese Fläche entspricht der irreversiblen Energie, die innerhalb einer Periode dissipiert wird. Aus dieser Fläche lässt sich eine viskose Dämpfung $c_{d,1}$ ermitteln, deren Verlustenergie äquivalent zur von der Hysterese umschlossenen Fläche ist.

$$c_{d,1} = \frac{\oint F dx}{\pi \omega x^2} \quad (4.12)$$

Bei der Berechnung des Flächenintegrals $\oint F dx$ bietet die Trapezregel aufgrund der relativ hohen Abtastfrequenz (12 000 Hz) eine sehr gute Approximation, denn die Genauigkeit dieses Verfahrens ist von der Schrittauflösung abhängig. Die Indizes der Parameter $k_{d,1}$ und $c_{d,1}$ stehen für das jeweilige Auswertungsverfahren.

Auswertungsverfahren 2

Bei diesem Verfahren wird zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit und Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur das Schwingungssystem als ein Einmassenschwinger modelliert. Diese Methode wurde bereits von anderen Autoren angewendet. Im Jahre 2007 ermittelten von Rubio und San Andres die Steifigkeit und Dämpfung von Gasfolienlagern unter Verwendung eines Einmassenschwingers als Modell [73]. Dies wird von Kim et al. zwei Jahre später wiederholt [67].

$$m\ddot{x}(t) + c_{d,2} \cdot \dot{x}(t) + k_{d,2} \cdot x(t) = F_0 + F(t) \quad (4.13)$$

Dabei ist m das Gewicht des Gasfolienlagers inklusive der an ihm angebrachten Messinstrumente sowie die Lageraufnahme. $c_{d,2}$ und $k_{d,2}$ sind jeweils die Dämpfung und die Steifigkeit der elastischen Lagerwandstruktur. Die Kräfte F_0 und $F(t)$ sind die in Abb. 4.23 dargestellten Kräfte und entsprechen jeweils den statischen sowie den dynamischen Kräften, die auf die Lagerwandstruktur wirken. Die Überführung der Gleichung 4.13 durch die Fourier-Transformation in den Bildbereich ergibt Folgendes:

$$-m\omega^2 X(\omega) + i\omega c_{d,2} X(\omega) + k_{d,2} X(\omega) = F(\omega). \quad (4.14)$$

$X(\omega)$ und $F(\omega)$ sind jeweils die Fourier-Transformationen der Schwingweg $x(t)$ und der dynamischen Kraft $F(t)$ bei der Frequenz ω . Aus der Gl. 4.14 kann schließlich für jede Frequenz Steifigkeit und Dämpfung berechnet werden.

$$k_{d,2} = \operatorname{Re} \left(\frac{F(\omega)}{X(\omega)} \right) + m\omega^2; \quad c_{d,2} = \frac{1}{\omega} \operatorname{Im} \left(\frac{F(\omega)}{X(\omega)} \right) \quad (4.15)$$

Die Abb. 4.25 zeigt den Programmablauf zur Bestimmung der dynamischen Steifigkeit und Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur sowohl aus dem Auswertungsverfahren 1 als auch 2. Die Auswertung der Daten beginnt mit der Aufbereitung der Daten. Dies beinhaltet die Filterung der Messdaten mit einem Tiefpassfilter, um das Signal von möglichen Störfrequenzen zu befreien. Danach werden die Daten im Fall der Parameterbestimmung nach Auswertungsverfahren 1 in Perioden zerlegt. Aus diesem einzelnen Zeitfenster, das einer Hysterese entspricht, werden Kraft- und Wegamplitude ermittelt und schließlich die Steifigkeit berechnet. Bei Ermittlung der Dämpfung wird zuerst darauf geachtet, dass genügend Messpunkte vorhanden sind. Dies ist meistens nicht der Fall bei höheren Anregungsfrequenzen. Dies liegt an der kurzen Dauer der Schwingungsperiode, wodurch weniger Messpunkte in diesem Zeitfenster erfasst werden. Es werden daher durch kubische Spline Interpolationsverfahren weitere Punkte generiert. Wie bereits erwähnt, spielt die Anzahl an Punkten bei der Flächenberechnung eine wichtige Rolle, was die Genauigkeit des Verfahrens angeht. Aus der Hysteresefläche lässt sich dann die Dämpfung berechnen.

Bei der Ermittlung der Steifigkeit und Dämpfung nach dem Auswertungsverfahren 2 werden die gefilterten Messdaten mit einem Hanning-Fenster gewichtet. Dies vermeidet Leakage-Effekte bei der Fourier-Transformation, die anschließend folgt [72]. Aus der Bewegungsgleichung können dann die Steifigkeit und Dämpfung berechnet werden.

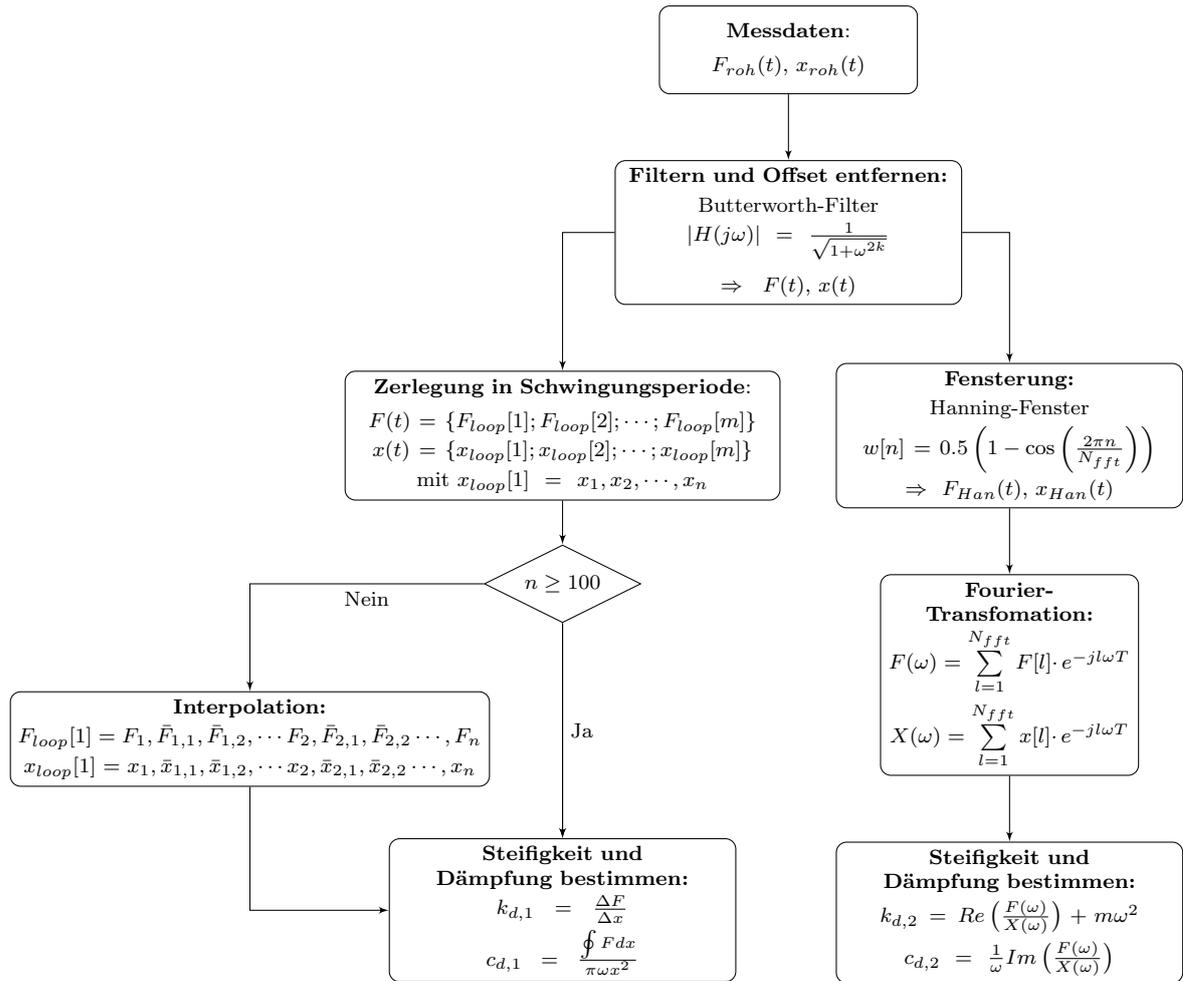


Abb. 4.25: Programmablauf zur Auswertung der dynamischen Untersuchungen der elastischen Lagerwandstruktur nach den Auswertungsverfahren 1 und 2

Ergebnisvergleich aus Auswertungsverfahren 1 und 2

Die Abb. 4.26 stellt Steifigkeiten und Dämpfungen dar, die an den Winkeln 90° und 180° des Lagers TU10 bei einem Schwingweg von 2 µm gemessen wurden. Bei der Auswertung dieser Messungen werden sowohl das Verfahren 1 als auch das Verfahren 2 angewendet. Beide Methoden zeigen über den gesamten Frequenzbereich 30 Hz und 1000 Hz eine gute Übereinstimmung hinsichtlich der Dämpfung sowohl bei 90° als auch bei 180°. Bei den Steifigkeiten ist allerdings ein gewisser Unterschied festzustellen. Im niedrigen Frequenzbereich zwischen 30 Hz und 400 Hz besteht zwar keine Übereinstimmung zwischen beiden Verfahren jedoch eine relativ geringe Abweichung. Diese Abweichung verstärkt sich allerdings bei zunehmenden Frequenzen, bis dies einen maximalen Wert von 145 % erreicht.

Um herauszufinden, bei welchem Verfahren die daraus ermittelten Parameter das dynamische Verhalten der elastischen Struktur besser wiedergegeben werden, wird die Übertragungsfunktion zur Überprüfung der Parameter verwendet. Bei der Übertragungsfunktion handelt es sich um das Verhältnis zwischen dem Eingangssignal beziehungsweise dem Kraftsignal und dem Ausgangssignal. Dabei wird das Signal aus dem Beschleunigungssensor, der am Lager befestigt ist, als Ausgangssignal verwendet. Dieses Signal wird bei der Auswertung von Steifigkeiten und

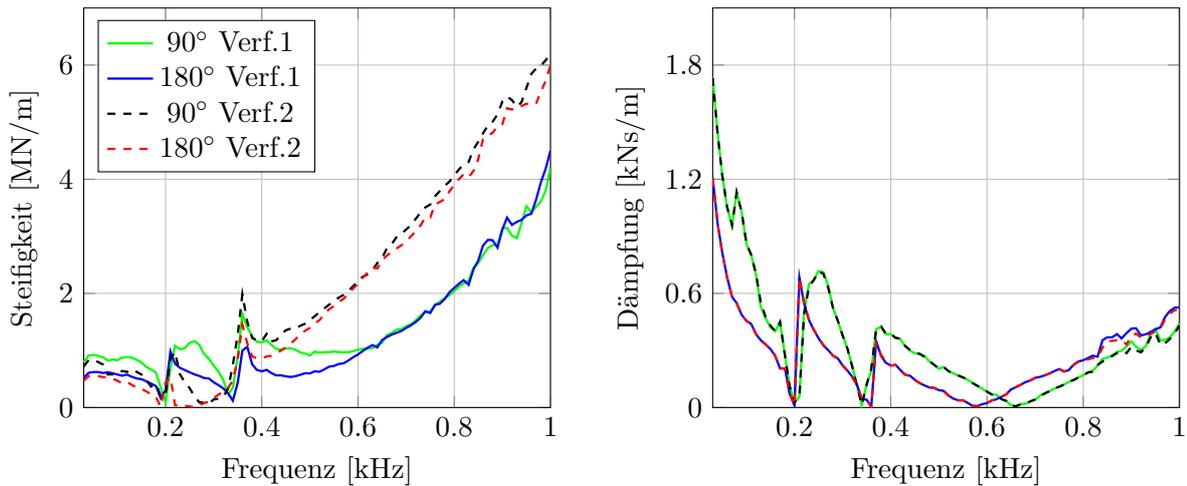


Abb. 4.26: Dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen an den Winkeln 90° und 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von 2 μm und einer statischen Last von 27 N ermittelt aus Auswertungsverfahren 1 und 2

Dämpfungen nicht verwendet. Es besteht daher keine Redundanz. Die Übertragungsfunktion lautet:

$$H(\omega) = \frac{A(\omega)}{F(\omega)}, \quad (4.16)$$

wobei $A(\omega)$ die Fourier-Transformation der Beschleunigung ist. Die Strukturparameter ($c_{d,j}$ und $k_{d,j}$) beschreiben daher das dynamische Verhalten der Struktur, wenn folgende Gleichung erfüllt ist:

$$H(\omega) \stackrel{!}{=} \frac{\omega^2}{(m\omega^2 - k_{d,j}) + \omega i c_{d,j}} \quad \text{mit } i = \sqrt{-1} \quad j = \{1, 2\} \quad (4.17)$$

Die Abb. 4.27 zeigt Amplituden- sowie Phasengang der Übertragungsfunktion aus Kraft- und Beschleunigungssignal an den Winkeln 90° und 180° bei einer Schwingungsamplitude von 2 μm . Weiterhin in der Abbildung zu sehen sind berechnete Übertragungsfunktionen aus den Steifigkeiten und Dämpfungen, die aus den Auswertungsverfahren 1 und 2 ermittelt wurden. Die simulierten Übertragungsfunktionen zeigen beim Amplitudengang eine relativ gute Übereinstimmung im niedrigen Frequenzbereich sowohl bei 90° als auch bei 180°. Im höheren Frequenzbereich zeigt jedoch der Amplitudengang aus Verfahren 1 eine Abweichung, die über das Dreifache der experimentell ermittelten Amplitude geht. Beim Phasengang zeigen beide Verfahren allgemein eine relativ gute Übereinstimmung, jedoch besitzt das Verfahren 1 eine bessere Deckungsgleiche unterhalb von 400 Hz. Es besteht dennoch bei den Verfahren hinsichtlich der Phase kein großer Unterschied. Ein möglicher Grund für die Abweichung des Auswertungsverfahrens 1 ist die relativ geringe Anzahl an Messpunkten im höheren Frequenzbereich trotz der höheren Abtastfrequenz. Das Interpolationsverfahren, das dort angewendet wird, kann, wie die Ergebnisse zeigen, diesen Mangel nicht komplett ausgleichen.

Die berechnete Übertragungsfunktion aus dem Auswertungsverfahren 2 zeigt also im Vergleich zum Auswertungsverfahren 1 eine geringere Abweichung von der experimentellen Übertragungsfunktion. Für weitere Auswertungen der dynamischen Untersuchungen der elastischen Lagerwandstruktur wird daher das Verfahren 2 verwendet. Dabei wird auf den Index verzichtet.

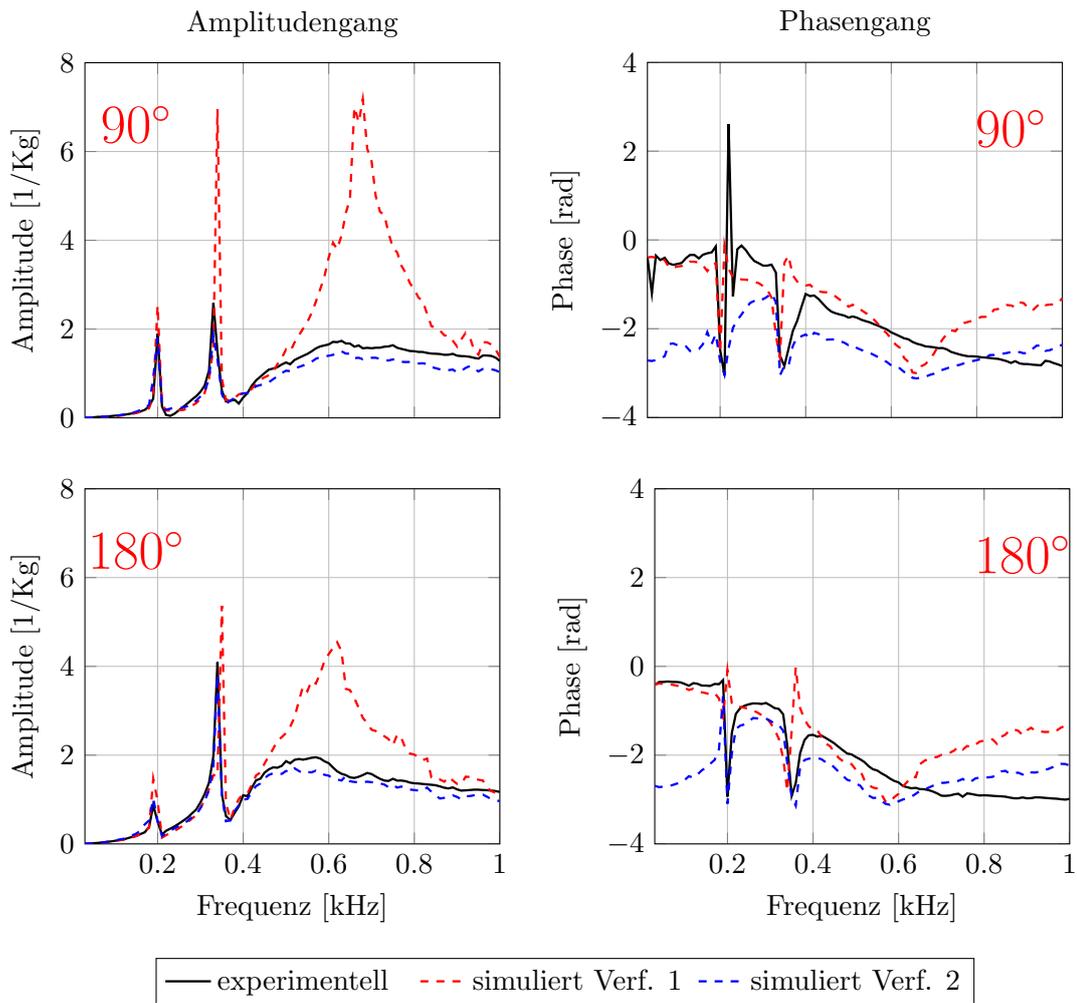


Abb. 4.27: Phasen- und Amplitudengang der Übertragungsfunktion, ermittelt aus der experimentellen dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur an den Winkeln 90° und 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von 2 µm

4.3.3 Ergebnisse aus der dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Die dynamische Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur dient dazu, Erkenntnisse über das dynamische Verhalten der Struktur zu gewinnen. Daher wird ihre Schwingungsantwort unter diversen Einflüssen analysiert.

Einfluss der Schwingungsamplituden

Die in der Abb. 4.28 vorliegenden Messergebnisse sind Steifigkeiten und Dämpfungen, die am Winkel 90° des Lagers TU10 bei Schwingungswegen von 2 µm, 6 µm und 10 µm ermittelt wurden. Bei der Schwingungsamplitude von 2 µm bleiben die Amplituden der Anregungskräfte während des Versuchs relativ gering, so dass das Lager über einen Frequenzbereich von 30 Hz bis 1000 Hz (Abszisse in der Abb. 4.28) untersucht werden kann. Anders sieht es allerdings bei den 6 µm und 10 µm Messungen aus. Dort sind Anregungskräfte mit einer Frequenz über 600 Hz aufgrund ihrer höheren Amplituden, die zur Zerstörung des Lagers geführt hätten, nicht mehr für die Messungen zulässig. Dennoch lässt sich aus diesen Messkampagnen feststellen, dass die Steifigkeit

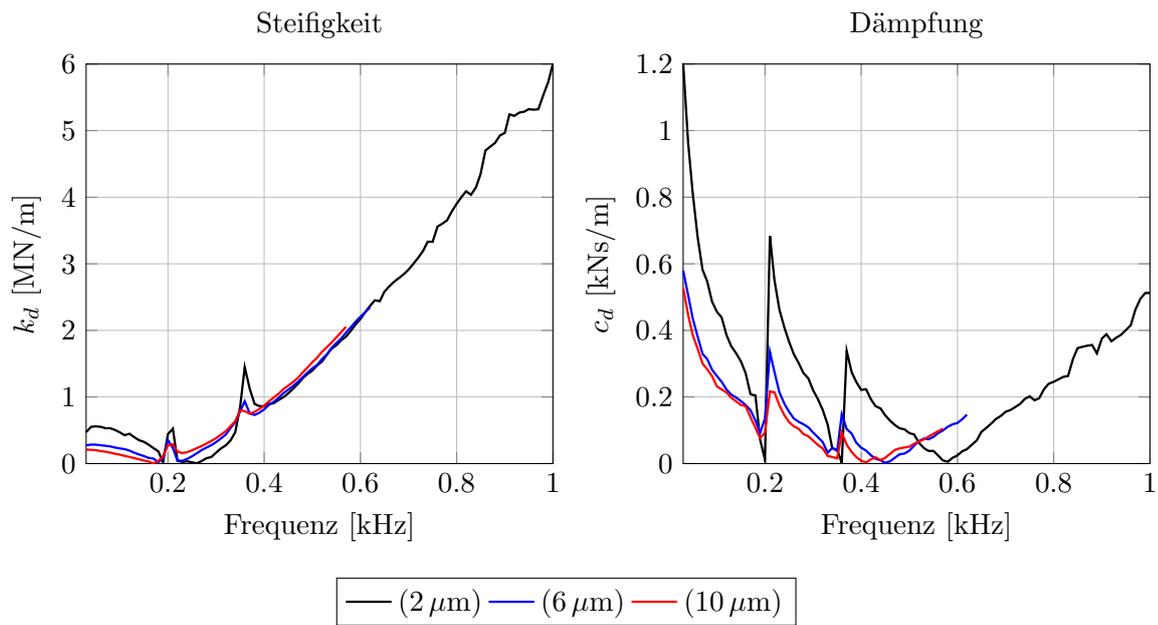


Abb. 4.28: Dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen am Winkel 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungamplituden von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ über einen Frequenzbereich von 30 Hz bis 1000 Hz und einer statischen Last von 27 N

im niedrigen Frequenzbereich (30 Hz bis 200 Hz) mit zunehmenden Schwingungsamplituden abnimmt. So ist die Steifigkeit bei der $2\ \mu\text{m}$ -Messung höher als bei der $10\ \mu\text{m}$ -Messung. Diese Tendenz ändert sich jedoch im höheren Frequenzbereich. Oberhalb der 200 Hz versteift sich die Struktur mit zunehmenden Schwingwegen. Die Dämpfung zeigt dagegen einen klaren Trend. Hier steigt die dissipierte Energie mit abnehmenden Schwingungsamplituden. Dies liegt daran, dass die Anregungskräfte bei steigenden Schwingwegen zunehmen. Dabei nehmen die Normalkräfte, die auf den Bump wirken, sowie die Anzahl an aktiven Bumps zu. Ein Bump ist aktiv, wenn die auf ihn wirkende Normalkraft so hoch ist, dass die Bumpfüße sich kaum noch in Umfangsrichtung verschieben lassen. Es wird in der Literatur von *Bump stick* gesprochen [67, 11, 61]. In diesem Fall ist der Bump nicht mehr in der Lage, Energie durch Reibung zu dissipieren, denn dies kann nur bei Bewegung stattfinden. Weiterhin ist der aktive Bump in der Lage, seine gesamte Steifigkeit zu entfalten, wie es bei der Steifigkeitskurve in der Abb. 4.28 oberhalb der Frequenz von 200 Hz zu sehen ist. Ab dieser Frequenz wird die Anzahl an aktiven Bumps aufgrund der zunehmenden Anregungskraft steigen. Dadurch versteift sich die Struktur mit zunehmender Frequenz.

Dämpfungs- und Steifigkeitsverlauf zeigen neben der Resonanz, die bereits im Abschnitt 4.3 untersucht und zugeordnet wurde, eine weitere Auffälligkeit im Bereich von 170 Hz bis 210 Hz. Dort erfährt die Steifigkeit unabhängig von der Schwingungsamplitude einen plötzlichen Anstieg, während die Dämpfung sinkt. Dieser Peak deutet auf eine Resonanz hin, die möglicherweise auf die elastische Struktur zurückzuführen ist. Um diese Vermutung zu überprüfen, werden Hysteresen innerhalb dieses Bereichs untersucht. In der Abb. 4.29 werden die Hysteresen, die bei 60 Hz bis 320 Hz gemessen wurden, dargestellt. Es kann eine Drehung der Hysterese von 190 Hz zu 200 Hz festgestellt werden. Außerdem verschwindet die Fläche, die die Hysterese umschließt, mit zunehmenden Frequenzen peu à peu, was auf die in der Abb. 4.28 gezeigte geringere Dämpfung hindeutet. Dieses Verhalten der Struktur ist unabhängig von den Schwingwegen und wiederholt sich nicht im Bereich von 300 Hz bis 400 Hz, wo ebenfalls ein Anstieg der Steifigkeit festzustellen ist. Daher ist davon aus zu gehen, dass die Resonanz der Struktur sich zwischen 190 Hz und

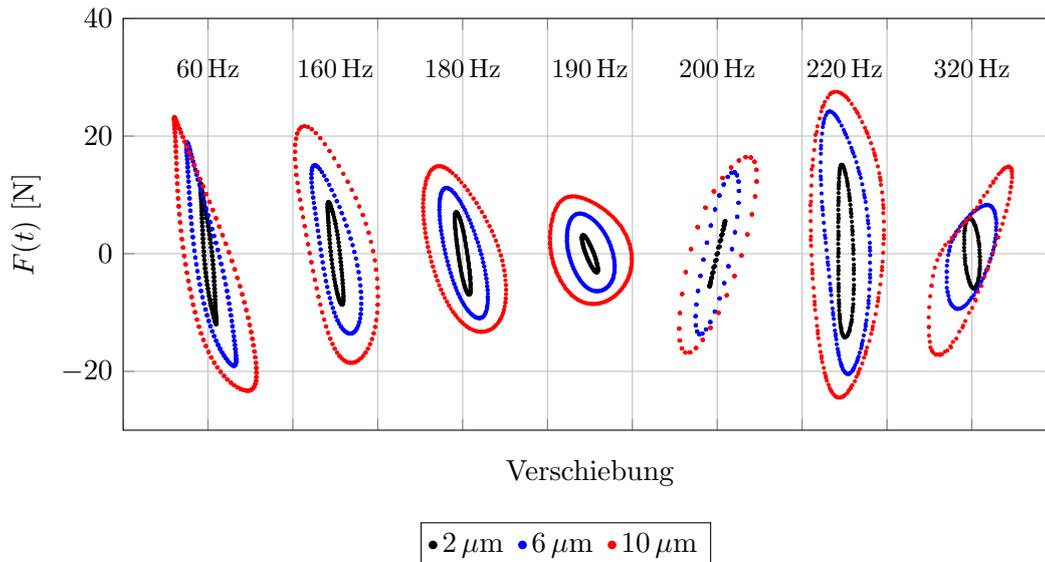


Abb. 4.29: Hysteresen am Winkel 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungamplitude von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ über einen Frequenzbereich von 60 Hz bis 320 Hz und einer statischen Last von 27 N

220 Hz befindet.

Die gesamten Ergebnisse aus dieser Messkampagne zeigen eine Ähnlichkeit mit der Arbeit von Rubio und San Andrés [73] sowie der Publikation von Saheli et al. [33], die auch zu dem Schluss kamen, dass die Steifigkeit und die Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur frequenzabhängig ist. Bei diesen Untersuchungen sinkt ebenso die Dämpfung mit zunehmenden Frequenzen, während die Steifigkeit steigt. Aus der vorliegenden Untersuchung kann weiterhin eine Wegabhängigkeit der Parameter festgestellt werden, wobei der Unterschied zwischen der $6\ \mu\text{m}$ - und der $10\ \mu\text{m}$ -Messung hinsichtlich der Steifigkeit sowie Dämpfung relativ gering ist.

Einfluss der statischen Last

Bei der Messkampagne zur Untersuchung des Einflusses der statischen Last auf Steifigkeit sowie Dämpfung wird die elastische Lagerwandstruktur mit unterschiedlicher statischer Kraft F_0 vorgespannt. In der Abb. 4.30 liegen die Ergebnisse der Messungen am Winkel 180° des Lagers TU10 bei den Schwingungsamplituden von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ und $10\ \mu\text{m}$ vor. Dabei wird die Struktur mit statischen Lasten von 27 N und 37 N belastet. Der Einfluss der Lagerlast ist relativ gering. Dennoch wird bei einer Lagerlastdifferenz von 10 N unabhängig von den Schwingungsamplituden ein Anstieg der Dämpfung bei zunehmender Lagerlast beobachtet (siehe Abb. 4.30). Die Steifigkeit verhält sich währenddessen anders. Sie nimmt bei der Erhöhung der statischen Last ab. Dieses Verhalten der elastischen Struktur liegt vermutlich daran, dass bei der Erhöhung der statischen Lagerlast die Anzahl an Bumps, die am Schwingungsprozess teilnehmen, zunehmen. Diese Bumps sind nicht alle aktiv und daher in der Lage, Energie durch Reibung bei der Bewegung der Bumpfüße zu dissipieren, wodurch die Dämpfung ansteigt. Diese Tatsache führt weiterhin dazu, dass durch die Verdrängung der Struktur in Umfangsrichtung durch die dynamischen Kräfte die Steifigkeit sinkt. Das heißt, die Energie, die bei der Anregung in das System eingespeichert wird, wird zum großen Teil durch die Dämpfung dissipiert. Wenn Bumps sich mehr in Umfangsrichtung als in radiale Richtung bewegen, ist von *Bump slip* die Rede [11, 61].

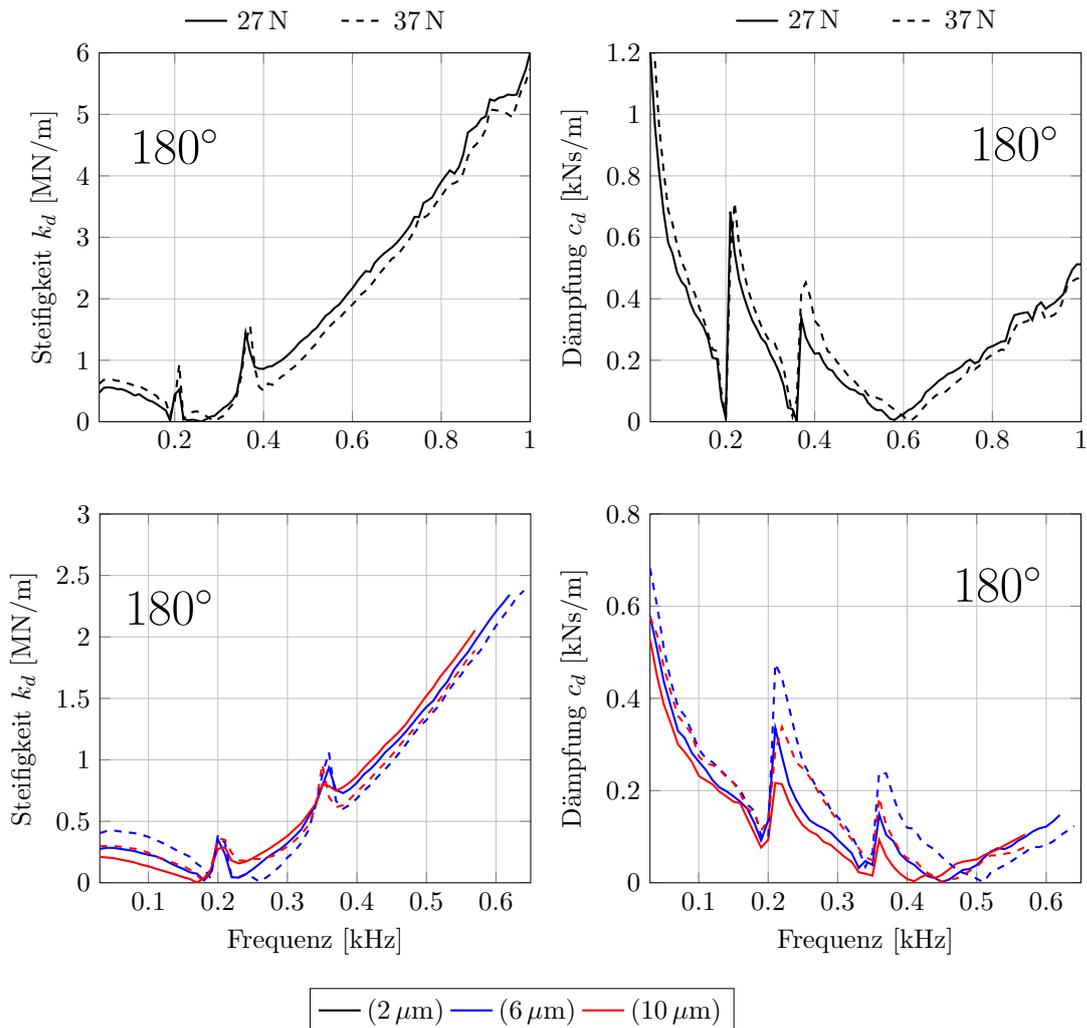


Abb. 4.30: Dynamische Steifigkeit und Dämpfung am Winkel 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ über einem Frequenzbereich von 60 Hz bis 630 Hz sowie 60 Hz bis 1000 Hz und unter den statischen Lasten von 27 N und 37 N

Einfluss der Winkellage

Die hier unternommene Analyse hat zum Zweck, den Einfluss der Festeinspannung der Bumpfolie auf die dynamischen Strukturparameter herauszufinden. Weiterhin sollte überprüft werden, ob das dynamische Verhalten der Lagerwand sich mit der Annahme, die bei der Modellierung der statischen Lagerwandstruktur getroffen wird, auch deckt. Es wird angenommen, dass die Lagerwandstruktur eine höhere Steifigkeit in der Nähe des Bumps mit dem Festende besitzt. Diese Befestigungslinie der Bumpfolie mit dem Gehäuse befindet sich im Rahmen dieser Arbeit bei 0° . Es werden daher die Messungen, die bei den Winkeln 90° , 135° sowie 180° durchgeführt wurden, gegenübergestellt (siehe Abb. 4.31).

Bei den Schwingungsamplituden von $2\ \mu\text{m}$ ist noch kein Trend zu erkennen. Dies zeigt sich jedoch peu à peu bei $6\ \mu\text{m}$ und wird bei $10\ \mu\text{m}$ deutlich erkennbar. Dabei steigt die Steifigkeit mit Nähe zum Winkel 0° , während die Dämpfung mit der Entfernung von diesem zunimmt. Dies lässt sich durch folgende Tatsache erklären. Durch die Belastung der Struktur in der Nähe der Festeinspannung stauchen sich die Bumps in diesem Bereich, denn diese sind nicht in der

Lage, sich frei in Umfangsrichtung zu bewegen. Die Struktur wird dadurch gestaucht und ihre Steifigkeit steigt. Aufgrund dieser Bewegungsbeschränkung der Struktur kann keine Energie durch reibungsbehaftete Bewegungen vernichtet werden, wodurch die Dämpfung sinkt, wie es in der Abb. 4.31c zu sehen ist.

Es lässt sich also daraus schließen, dass die Annahme, die bei der Modellierung der statischen elastischen Lagerwandstruktur getroffen wird, durch die dynamischen experimentellen Untersuchungen verifiziert wird.

Im niedrigen Frequenzbereich (60 Hz bis circa 250 Hz) ist allerdings ein anderes Verhalten zu beobachten. Mit der Nähe zum *Fixed End* sinkt hier die dynamische Struktursteifigkeit. Dieses Verhalten unterstützt die Aussage von Rubio und San Andrés [34]. Sie behaupten, dass bei niedriger Belastung die Steifigkeit mit der Nähe zur Festeinspannung des Bumps abnimmt. Im Fall der dynamischen Anregungen steigt die Anregungskraft mit zunehmenden Frequenzen, wodurch diese Untersuchung die Behauptung von Rubio und San Andrés validiert.

4 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

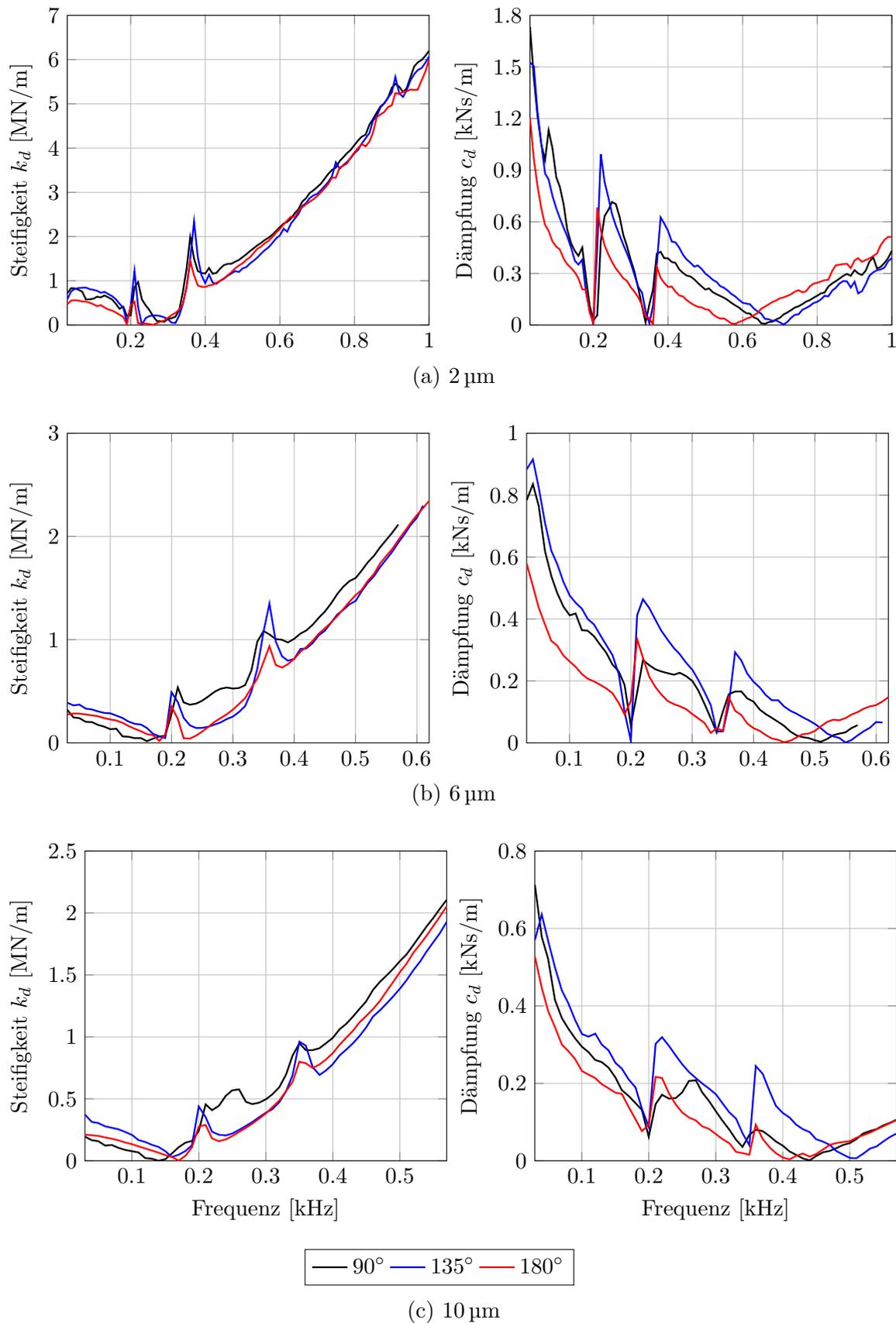


Abb. 4.31: Dynamische Steifigkeiten und Dämpfungen an den Winkeln 90° , 135° sowie 180° des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von (a) $2 \mu\text{m}$, (b) $6 \mu\text{m}$ sowie (c) $10 \mu\text{m}$ über einen Frequenzbereich von 60 Hz bis 660 Hz sowie 60 Hz bis 1000 Hz und unter der statischen Last von 27 N

Analyse der Schwingungsphänomene

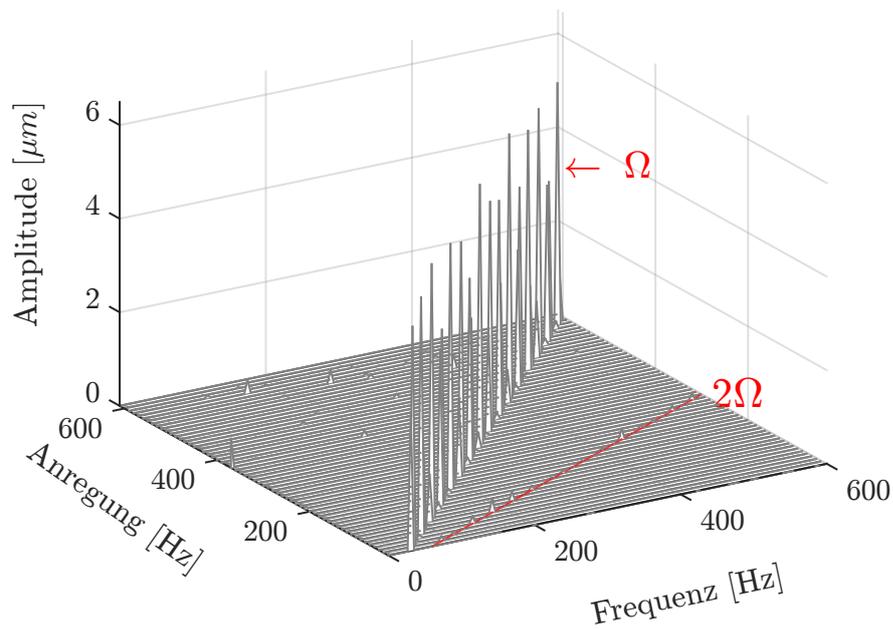


Abb. 4.32: Wasserfalldiagramm aus der dynamischen Untersuchung des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $6\ \mu\text{m}$ und unter einer statischen Belastung von $27\ \text{N}$

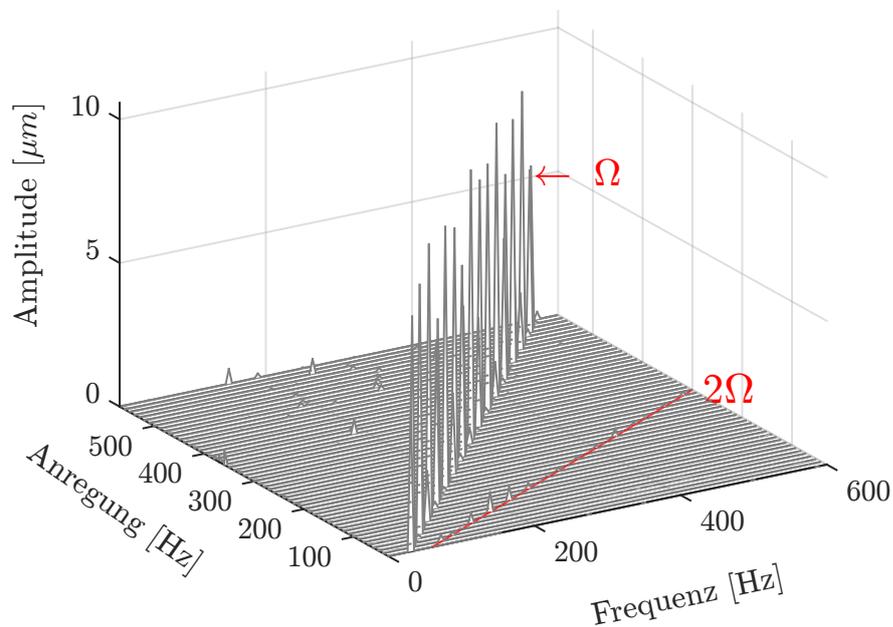


Abb. 4.33: Wasserfalldiagramm aus der dynamischen Untersuchung des Lagers TU10 bei einer Schwingungsamplitude von $10\ \mu\text{m}$ und unter einer statischen Belastung von $27\ \text{N}$

Zahlreiche Untersuchungen haben bereits gezeigt, dass in GFBs gelagerte Systeme meistens

Subjekt von subharmonischen Schwingungen sind [74, 75, 44, 9]. Es handelt sich dabei um Schwingungen mit einer Periode um das Vielfache der Hauptschwingungen. Im Fall eines rotordynamischen Systems entspricht die Frequenz der Hauptschwingung der Drehfrequenz und die Subharmonischen haben eine Schwingfrequenz um das Vielfache kleiner als die Drehfrequenz. Das Ziel dieser Untersuchung ist es, herauszufinden, ob dieses Schwingungsverhalten von in GFBs gelagerten Systemen auf die elastische Lagerwandstruktur zurückzuführen ist. Zu diesem Zweck wird eine Frequenzanalyse der Lagerschwingung durchgeführt.

Die Ergebnisse dieser Analyse werden in Form von Wasserfalldiagrammen präsentiert (siehe Abb. 4.32 und 4.33). Das Wasserfalldiagramm stellt in der Ebene die Frequenz der Anregungskraft auf der Ordinate und auf der Abszisse die während der Anregungsphase herrschenden Schwingungsfrequenzen des Lagers mit ihren jeweiligen Amplituden in der Applikate dar. In den Diagrammen sind Hauptfrequenz Ω bzw. die erste Erregerfrequenz sowie die zweite Erregerfrequenz 2Ω zu sehen. Es sind dennoch auf der linken Seite der Hauptfrequenz Ω weder bei der Messung mit der Schwingungsamplitude $6\ \mu\text{m}$ noch bei $10\ \mu\text{m}$ subharmonische Schwingungen zu beobachten. In früheren rotordynamischen Untersuchungen, die in Zusammenarbeit mit Hoffmann [9] durchgeführt wurden, wurden aber subharmonische Frequenzen bereits bei der Drehfrequenz von 333 Hz gemessen.

Es lässt sich also schlussfolgern, dass die in den rotordynamischen Untersuchungen beobachteten subharmonischen Schwingungen allein vom Schmierfilm induziert werden.

4.3.4 Messunsicherheit zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

Zur Erhöhung der Messgenauigkeit wird bei jeder monofrequenten Anregungsphase das System 8 s lang vermessen, bevor die nächste Frequenz eingestellt wird. Das Messsignal lässt sich dann bei der Auswertung aufgrund der relativ hohen Messzeit in 5 Zeitfenster unterteilen. Die ermittelten Parameter aus diesen 5 Zeitfenstern ($n = 5$) zeigen dabei eine gute Wiederholbarkeit. Bei der Berechnung der Messunsicherheit wird von einer Normalverteilung der Lagerparameter ausgegangen. Weiterhin wird aufgrund der endlichen Anzahl der Messwiederholungen, die unter 200 liegt, die Ermittlung des Vertrauensbereichs der Student-Verteilung angesetzt. Die statistische Sicherheit beträgt dabei 95 % ($c = 2,57$) und bei der Berechnung der Messunsicherheit wird die Gl. 4.10 angewendet.

In der Abb. 4.34 werden die Messunsicherheiten zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit sowie Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur bei den Schwingungswegen von $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ und $10\ \mu\text{m}$ dargestellt. Dabei sind in der Abszisse die Anregungsfrequenzen und in der Ordinate die Messunsicherheit der jeweiliger Frequenz aufgetragen. Die maximale Messunsicherheit wird bei der Messung der Steifigkeit am Winkel 135° , unabhängig von den Schwingungsamplituden, erreicht. Diese Messunsicherheit entspricht bei der Untersuchung mit $6\ \mu\text{m}$ Schwingungsweg 10 % der dort gemessenen Steifigkeit. Bei der Dämpfung ist die Messunsicherheit am Winkel 180° maximal und entspricht aufgrund der höheren Dämpfung, die dort gemessen wird, 5 %.

Allgemein betrachtet bleibt die Messunsicherheit dennoch relativ klein und beträgt im Durchschnitt $28,5\ \text{kN/m}$ bei der Steifigkeit und $8,5\ \text{Ns/m}$ bei der Dämpfung. Daher gelten die hier präsentierten Messdaten als relativ zuverlässig.

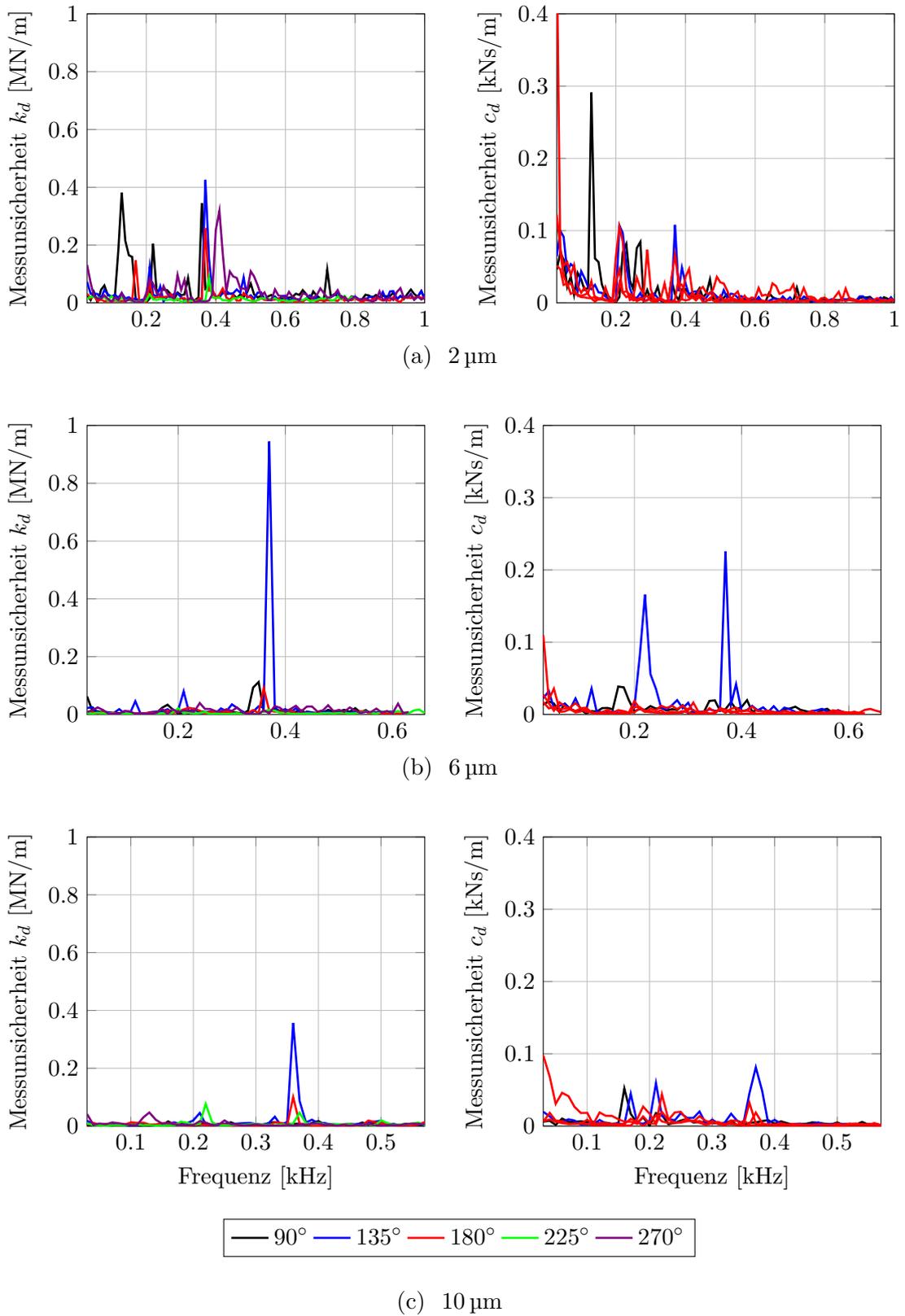


Abb. 4.34: Messunsicherheit zur dynamischen Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur bei den Schwingungsamplituden von (a) 2 μm, (b) 6 μm und (c) 10 μm

4.3.5 Teilzusammenfassung

Aus den Untersuchung geht hervor, dass die Struktursteifigkeit sowie die Dämpfung wegabhängig ist, auch wenn dies relativ gering ist. Im höheren Frequenzbereich steigt die Steifigkeit der Struktur mit zunehmenden Schwingwegen während die Dämpfung abnimmt. Diese ist auf das Ansteigen der auf den Bump wirkenden Normalkräfte bei zunehmenden Schwingwegen zurückzuführen. Dabei steigt die Anzahl an aktiven Bumps (*Bump stick*).

Weiterhin hat die Lagerlast einen relativ geringen Einfluss auf die elastische Struktur. Anders als bei zunehmenden Schwingwegen nimmt die Steifigkeit bei steigenden Lagerlasten ab. Die Dämpfung der Struktur nimmt dagegen zu. Dies liegt wahrscheinlich an dem zunehmenden *Bump slip*, wodurch die Bumps nicht mehr in der Lage sind ihre gesamte Steifigkeit zu entfalten.

Die dynamische Steifigkeit der elastischen Struktur zeigt außerdem eine Winkelabhängigkeit. Diese Abhängigkeit ist allerdings bei den Schwingungsamplituden von $2\ \mu\text{m}$ nicht besonders ausgeprägt. Ein Trend wird jedoch bei zunehmenden Schwingwegen erkennbar. Die Steifigkeit steigt mit der Nähe zum Winkel 0° (*Fixed End*), während die Dämpfung mit der Entfernung von diesem zunimmt.

Eine Untersuchung zu den Einflüssen der Lagermodifikation auf die Lagereigenschaften ist in der Arbeit von Hoffmann [57] zu finden. Die experimentellen Versuche werden an dem in Abb. 4.18 dargestellten Prüfstand durchgeführt. Es wird ein GFB der ersten Generation eingesetzt mit einem Frequenzbereich von 25 Hz bis 125 Hz. Es werden Messkampagnen mit Schwingungsamplituden von $2\ \mu\text{m}$ und $4\ \mu\text{m}$ durchgeführt. Das 38,1 mm GFB wird mit drei Shims der Stärke $50\ \mu\text{m}$ modifiziert. Die Messergebnisse zeigen, dass die Modifikation des Lagers zur einer Erhöhung der Lagersteifigkeit führt. Besonders ausgeprägt ist der Anstieg des Verlustfaktors.

Die letzte Untersuchung der elastische Struktur dient dazu herauszufinden, ob die subharmonischen Schwingungen, die bei GFB-gelagerten Systemen beobachten werden, auf die elastischen Lagerwandstruktur zurückzuführen sind. Die Frequenzanalyse der Strukturschwingung zeigt jedoch keine subharmonische Schwingungen. Es ist also zu vermuten, dass diese Schwingungen von dem Schmierfilm hervorgerufen werden und dann von der Struktur verstärkt.

5 Berechnung linearisierter Lagerparameter

Die numerischen Simulationen in dieser Arbeit beruhen auf Vorarbeiten von [76, 77]. Die verwendeten Skripte wurden von Michel [77] implementiert. Wie bereits erwähnt funktionieren

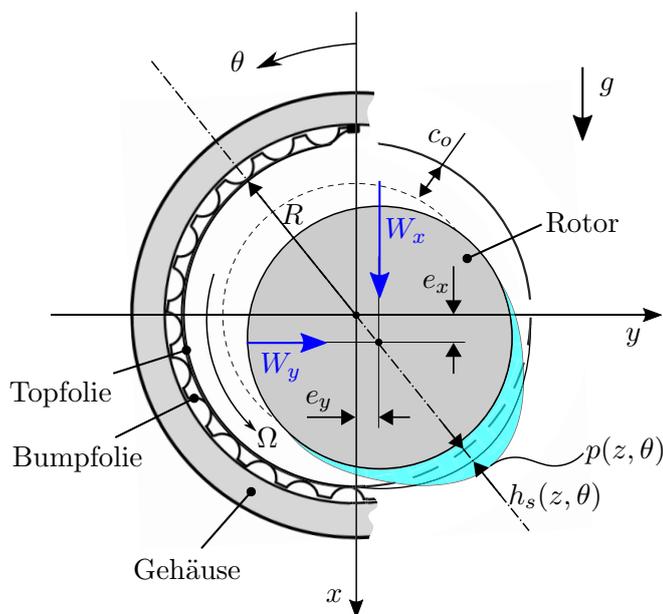


Abb. 5.1: Schematische Darstellung eines GFBs gelagerten Rotors

GFBs nach dem Prinzip des Schmierfilms. Dieses Funktionsprinzip wird im Fall von starren Gleitlagern von der Reynolds-Differentialgleichung bestimmt. Bei GFBs spielt nicht nur der Schmierfilm eine wichtige Rolle, sondern auch die elastische Struktur. Daher wird bei der numerischen Betrachtung von GFB gelagerten Systemen die Interaktion Rotor-Schmierfilm-elastische Struktur in den Fokus gestellt. Die elastische Struktur wurde bereits im Kapitel 4 behandelt. In diesem Kapitel wird zuerst die Bewegungsgleichung des Rotors formuliert, danach wird die Schmierpaltströmung modelliert und schließlich werden die Lagerparameter aus dem Störansatz-Verfahren [78] ermittelt.

5.1 Mechanisches Modell

Das System, das hier zur Modellierung steht, besteht aus einem starren symmetrischen aufgebauten Rotor, der in zwei identischen GFBs gelagert ist. Der Rotor hat ein Gewicht von $2m_r$. Zweck des mechanischen Modells ist es, die räumliche sowie zeitliche Position des Lagerzapfens zu beschreiben. Aufgrund des symmetrischen Aufbaus des Systems genügt es, die Bewegungsgleichung des Lagerzapfens in einem Lager zu beschreiben.

$$\begin{bmatrix} m_r & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{e}_x \\ \ddot{e}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} W_x \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.1)$$

Es wird außerdem bei der Gl. 5.1 allein die Zylindermodebewegung betrachtet. Dabei ist W_x die auf dem Rotor wirkende statische Last, unter anderem die Gewichtskraft und die Kräfte F_x und

F_y werden von dem im Schmierfilm herrschenden Druck hervorgerufen und lassen, wie folgt, sich rechnen:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = R \int_0^{2\pi} \int_0^l (p(z, \theta) - p_a) \begin{Bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{Bmatrix} dz d\theta . \quad (5.2)$$

Die Koordinaten (e_x, e_y) aus der Gl. (5.1) beschreiben die Lage des Lagerzapfens und haben dadurch ein Einfluss auf die Schmierfilmhöhe. Die Gl. (5.1) beschreibt somit die Interaktion Rotor-Schmierfilm.

5.2 Modellierung des Schmierfilms

Die Abb. 5.1 beschreibt die Funktionsweise eines GFBs, an Beispiel eines GFBs der 1. Generation. Durch die Drehung des Rotors wird die Luft im unteren Bereich des Rotors komprimiert. Die ungleichmäßige Verteilung des Lagerspalts sorgt für eine Druckerhöhung $(p - p_a)$, wodurch der Rotor auf einer Höhe h von der Lagerwand schwebt. Der Druck p sowie die Höhe h wird von der Reynolds-Differentialgleichung 5.3 bestimmt.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\Omega R}{2} \frac{\partial(ph)}{\partial y} + \frac{\partial(ph)}{\partial t} . \quad (5.3)$$

wobei

h	Schmierfilmdicke
p	Druck im Schmierfilm
R	Lagerradius
μ	dynamische Viskosität
Ω	Drehkreisfrequenz
x	Koordinate in Richtung der Schwerkraft
y	Koordinate senkrecht zur Schwerkraft
z	Koordinate in axiale Richtung

Die Schmierfilmdicke entspricht dem Spalt, der sich zwischen dem Rotor und der Topfolie im Betrieb bildet. Aufgrund der nachgiebigen Lagerwand hängt diese Größe nicht nur von der Position des Rotors ab, sondern auch von der Steifigkeit der elastischen Lagerwand. Daher besteht die Schmierfilmdicke zum einen aus der Bewegung des Rotors h_r und zum anderen aus der elastischen Struktur h_s .

$$h(z, \theta) = h_r(z, \theta) + h_s(z, \theta) = (c_0 + e_x \cos(\theta) + e_y \sin(\theta)) + h_s(z, \theta) \quad (5.4)$$

$h_s(z, \theta)$ entspricht der radiale Verformung der elastische Lagerwandstruktur und wird vom Strukturmodell aus dem Kapitel 4 berechnet. Die Gl. (5.3) ist eine bereits auf den Fall der GFBs angepasste Reynolds-Differentialgleichung und gilt allein unter bestimmten Voraussetzungen:

- Es handelt sich beim Fluid um ein Newtonsches Fluid.
- Die Strömung im Spalt ist laminar.
- Die Krümmung im Spalt wird vernachlässigt.
- Die Trägheitsfaktoren werden im Vergleich zu den viskosen Termen vernachlässigt.
- Die dynamische Viskosität μ gilt als konstant über den Spalt.
- Die Schmierfilmdicke ist h sehr klein gegenüber den Radius des Lagers $\frac{h}{R} \ll 10^{-3}$ [60] .

- Die Strömung ist isotherm.
- Der Druck wird als konstant über die Schmierfilmdicke angenommen.

Neben diesen Voraussetzungen werden vier Randbedingungen zur Lösung Gl. (5.3) gestellt. Am Lagereinlass und Lagerauslass herrscht Umgebungsdruck

$$p(z = 0, \theta) = p_a, \quad p(z = l, \theta) = p_a, \quad p(z, \theta = 0) = p_a, \quad p(z, \theta = \theta_{end}) = p_a. \quad (5.5)$$

Es wird weiterhin kein subambientes Druckfeld bei der Berechnung der Strukturverformung zugelassen. Dies beruht auf der Tatsache, dass die Luft Zugkräfte, die aufgrund des subambienten Drucks hervorgerufen werden, schlecht übertragen kann. Es wird in diesem Unterdruckbereich lediglich zu einer Abhebung der Topfolie und somit zu einem Ausgleich der Druckdifferenz führen. Diese Randbedingung wird Gumbel-Randbedingung genannt.

$$p(z, \theta) \geq p_a, \quad \theta \in [0, 2\pi] \quad (5.6)$$

Aus Bequemlichkeitsgründen wird die Gl. (5.3) in Polarkoordinaten überführt.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial(ph)}{\partial \theta} + \frac{\partial(ph)}{\partial t}. \quad (5.7)$$

Für einen besseren Vergleich mit bereits veröffentlichten Arbeiten wird die Gl. (5.7) in eine dimensionslose Gleichung umgeschrieben und dabei neue Konstanten eingeführt.

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial(PH)}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial(PH)}{\partial \tau} \quad (5.8)$$

mit

$$Z = \frac{z}{R}, \quad P = \frac{p}{p_a}, \quad H = \frac{h}{c_0}, \quad \tau = \omega t, \quad \Lambda = \frac{6\Omega R^2 \mu}{p_a c_0^2}, \quad \sigma = \frac{12\omega R^2 \mu}{p_a c_0^2}$$

p_a steht für den ambienten Druck und ω ist die Anregungskreisfrequenz bzw. Störkreisfrequenz. c_0 entspricht dem Nominalspalt beim unbelasteten Lager. Λ und σ werden in der Literatur [23, 14] entsprechend *bearing speed number* und *squeeze film number* genannt.

Die Reynolds-Differentialgleichung (Gl. (5.8)) besitzt jedoch keine analytische Lösung im Bereich

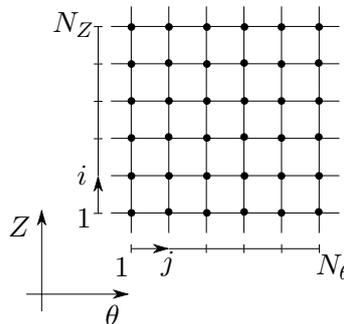


Abb. 5.2: Diskretisierungsnetz

der GFBs, daher werden zur Lösung dieser Differentialgleichung numerische Verfahren angewendet. Die häufig in der Literatur vorkommenden numerische Methoden wurden bereits im Kapitel 2 vorgestellt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die FDM verwendet. Die FEM, FVM

und FDM unterscheiden sich hinsichtlich der numerischen Fehler kaum voneinander. Botte [79] zeigt in seiner Arbeit aus dem Jahren 2000, dass die FDM weniger konservativ als die FVM ist. Dies ist jedoch nur dann der Fall, wenn die Anzahl an Knoten relativ gering gewählt ist. Dies heißt jedoch nicht, dass FDM weniger genauer ist. Es lässt sich mit beiden Methoden die gleiche Fehlerordnung erreichen.

Vor der Verwendung der FDM wird zuerst ein Gitter auf das untersuchte Gebiet gelegt (siehe Abb. 5.2). Dabei beschreibt der Index i Schritte in der axialen Richtung, während j Schritte in der Umfangsrichtung zählt. Aufgrund des geringeren Abschneidefehlers gegenüber der Vorwärts- und Rückwärtsdifferenz wird die zentrale Differenz zur Approximierung von Ableitungen verwendet. Die 1. und 2. Ableitung einer Funktion f an den Gitterpunkt bei Vollschritten ΔZ ist dann, wie folgt, definiert

$$\left. \frac{\partial f}{\partial Z} \right|_{i,j} = \frac{f_{i+1,j} - f_{i-1,j}}{2\Delta Z} + \mathcal{O}(\Delta Z^2, \Delta Z^3, \dots) \quad (5.9)$$

$$\left. \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial f}{\partial Z} \right) \right|_{i,j} = \frac{1}{2\Delta Z} \left(\left. \frac{\partial f}{\partial Z} \right|_{i+1,j} - \left. \frac{\partial f}{\partial Z} \right|_{i-1,j} \right) \quad (5.10)$$

$$= \frac{f_{i-2,j} - 2f_{i,j} + f_{i+2,j}}{(2\Delta Z)^2} + \mathcal{O}(\Delta Z^2, \Delta Z^3, \dots) . \quad (5.11)$$

$\mathcal{O}(\Delta Z^2, \Delta Z^3, \dots)$ wird Abschneidefehler genannt und entspricht den höheren Termen der Taylorreihenentwicklung. Die Gl. (5.11) zeigt, dass bei der zweiten Ableitung mit Vollschritten am Knoten i die direkten Nachbarknoten Knoten $i - 1$ sowie $i + 1$ nicht berücksichtigt werden. Daher werden Halbschritte zur Berechnung von Ableitungen verwendet, wobei diese Zwischengitterpunkte durch lineare Interpolation von direkten Nachbarn berechnet werden. Eine zweiter Aspekt, den es noch zu berücksichtigen gilt, sind die hohen Druckgradienten an den Lagerändern, was zu einem Konvergenzproblem führen kann. Das Netz wird daher in z - und θ -Richtung ungleichmäßig verteilt. Es wird außerdem an den Lagerändern ein anderes Diskretisierungsverfahren verwendet, das später genau erläutert wird. Die 1. und 2. Ableitung der Funktion f mit Halbschritten lauten:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial Z} \right|_{i,j} \approx \frac{f_{i+1/2,j} - f_{i-1/2,j}}{(Z_{i+1/2} - Z_{i-1/2})} = \frac{2}{(Z_{i+1} - Z_{i-1})} \left(f_{i+\frac{1}{2},j} - f_{i-\frac{1}{2},j} \right) \quad (5.12)$$

$$\left. \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial f}{\partial Z} \right) \right|_{i,j} \approx \frac{2}{(Z_{i+1} - Z_{i-1})} \left(\frac{f_{i+1,j} - f_{i,j}}{Z_{i+1} - Z_i} - \frac{f_{i,j} - f_{i-1,j}}{Z_i - Z_{i-1}} \right) \quad (5.13)$$

$$\text{mit} \quad f_{i+1/2,j} = \frac{f_{i+1,j} + f_{i,j}}{2} \quad f_{i-1/2,j} = \frac{f_{i-1,j} + f_{i,j}}{2} .$$

Die Diskretisierung der Gl. (5.8) für den stationäre Fall ($\sigma = 0$) ergibt

$$\begin{aligned} & \frac{2}{(Z_{i+1} - Z_{i-1})} \left(\frac{(PH^3)_{i+1/2,j} (P_{i+1,j} - P_{i,j})}{Z_{i+1} - Z_i} - \frac{(PH^3)_{i-1/2,j} (P_{i,j} - P_{i-1,j})}{Z_i - Z_{i-1}} \right) \\ & + \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \left(\frac{(PH^3)_{i,j+1/2} (P_{i,j+1} - P_{i,j})}{\theta_{j+1} - \theta_j} - \frac{(PH^3)_{i,j-1/2} (P_{i,j} - P_{i,j-1})}{\theta_j - \theta_{j-1}} \right) \\ & - \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \Lambda \left((PH)_{i,j-1/2} - (PH)_{i,j+1/2} \right) \\ & = g_{i,j} \end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\text{für} \quad i \in \{2, 3, \dots, N_Z - 1\} \quad j \in \{2, 3, \dots, N_\theta - 1\}$$

(P, H) sind Lösungen der Reynolds-Differentialgleichung, wenn $g_{i,j}$ verschwindet, bzw $g_{i,j} = 0$. Es gilt daher die Gl. (5.14) zu minimieren.

Dank des Newton-Verfahrens lässt sich die Gleichung Gl. (5.14) linearisieren und minimieren, dabei wird allein P als unbekannt betrachtet.

$$g_{i,j} = g_{i,j}(P_{i-1,j}, P_{i,j}, P_{i+1,j}, P_{i,j-1}, P_{i,j+1}) \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} g_{i,j}^{n+1} = & g_{i,j}^n + \left(\frac{\partial g_{i,j}}{\partial P_{i+1,j}} \right)^n (P_{i+1,j}^{n+1} - P_{i+1,j}^n) + \left(\frac{\partial g_{i,j}}{\partial P_{i-1,j}} \right)^n (P_{i-1,j}^{n+1} - P_{i-1,j}^n) \\ & + \left(\frac{\partial g_{i,j}}{\partial P_{i,j}} \right)^n (P_{i,j}^{n+1} - P_{i,j}^n) + \left(\frac{\partial g_{i,j}}{\partial P_{i,j+1}} \right)^n (P_{i,j+1}^{n+1} - P_{i,j+1}^n) \\ & + \left(\frac{\partial g_{i,j}}{\partial P_{i,j-1}} \right)^n (P_{i,j-1}^{n+1} - P_{i,j-1}^n) \end{aligned} \quad (5.16)$$

$g_{i,j}^{n+1}$ ist der Wert der $n+1$ Iteration. Es wird angestrebt, dass $g_{i,j}^{n+1} = 0$. Bei der ersten Iteration befindet sich der Rotor im Zentrum des Lager ($\varepsilon_x = 0$ und $\varepsilon_y = 0$) und es herrscht im Schmierpalt Umgebungsdruck. Da kein Überdruck besteht, bleibt die elastische Lagerwandstruktur unbelastet $H_s(z, \theta) = 0$. Die Gl. 5.16 lässt sich, wie folgt, in Matrixform schreiben.

$$[\mathbf{J}^n]\{\Delta\} = \{\mathbf{g}^n\} \quad (5.17)$$

Der Aufbau der Jacobi-Matrix und des Druckdifferenzvektors sind im Anhang A.2.1 zu finden. Nach jeder Iteration wird das Druckfeld berechnet.

$$P_{i,j}^{n+1} = \Delta_{i,j} + P_{i,j}^n \quad (5.18)$$

Bei der Ermittlung der Schmierfilmdicke $H_{i,j}^{n+1}$ wird zuerst die aus dem Druckfeld resultierende Strukturverformung H_s berechnet.

$$H_{i,j}^{n+1} = 1 + \varepsilon_x \cos(\theta_j) + \varepsilon_y \sin(\theta_j) + H_s^{n+1}(Z_i, \theta_j) \quad (5.19)$$

Dabei wird das Strukturmodell von Le Lez aus dem Kapitel 4 verwendet. Die neu berechnete Parameter $H_{i,j}^{n+1}$ und $P_{i,j}^{n+1}$ werden dann wieder für die Berechnung von $[\mathbf{J}^{n+1}]$ und $\{\mathbf{g}^{n+1}\}$ verwendet.

$$[\mathbf{J}^{n+1}] = \mathbf{J}^{n+1}(\{P^{n+1}\}, \{H^{n+1}\}) \quad \{\mathbf{g}^{n+1}\} = \mathbf{g}^{n+1}(\{P^{n+1}\}, \{H^{n+1}\}) \quad (5.20)$$

Dies wird solange durchgeführt, bis folgende Toleranz erreicht ist.

$$|\Delta|./P^n < \text{Toleranz} \quad \text{wobei} \quad \text{Toleranz} = 10^{-6} \quad (5.21)$$

Das heißt, die Druckdifferenz bei jedem der Gitterpunkte sollte nicht höher als $10^{-4}\%$ sein.

Wie bereits erwähnt wird am Lagereinlass und Lagerauslass das Druckfeld aufgrund des hohen Druckgradienten mit einem anderen Diskretisierungsverfahren berechnet, das in der Literatur unter der Namen *upwind* bzw. Aufwindverfahren bekannt ist [21, 60]. Es handelt sich um eine einseitige Differenz, bei der je nach Strömungsrichtung ϑ_x entweder eine Vorwärts- oder eine Rückwärtsdifferenz durchgeführt wird.

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} \approx \frac{\Phi_i - \Phi_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \quad \vartheta_x > 0 \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} \approx \frac{\Phi_{i+1} - \Phi_i}{x_{i+1} - x_i} \quad \vartheta_x < 0 \quad (5.23)$$

mit Φ : allgemeine x -abhängige Größe

5 Berechnung linearisierter Lagerparameter

Am Lagereinlass ist der Druckgradient immer positiv und es werden Vorwärtsdifferenzen angewendet, während am Auslass Rückwärtsdifferenzen aufgrund des negativen Druckgradienten durchgeführt werden. Es wird daher für das gesamte Volumen wie folgt diskretisiert:

- Für $i < n$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{(Z_i - Z_{i-1})^2} \left((PH^3)_{i,j} - (PH^3)_{i-1,j} \right) (P_{i,j} - P_{i-1,j}) \\
& + \frac{1}{(Z_{i+1} - Z_i)} \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{Z_{i+1} - Z_i} - \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{Z_i - Z_{i-1}} \right) (PH^3)_{i,j} \\
& + \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \left(\frac{(PH^3)_{i,j+1/2} (P_{i,j+1} - P_{i,j})}{\theta_{j+i} - \theta_j} - \frac{(PH^3)_{i,j-1/2} (P_{i,j} - P_{i,j-1})}{\theta_j - \theta_{j-1}} \right) \\
& - \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \Lambda \left((PH)_{i,j-1/2} - (PH)_{i,j+1/2} \right) \\
& = g_{i,j}
\end{aligned} \tag{G2}$$

- Für $n < i < N_z - (n + 1)$

$$\begin{aligned}
& \frac{2}{(Z_{i+1} - Z_{i-1})} \left(\frac{(PH^3)_{i+1/2,j} (P_{i+1,j} - P_{i,j})}{Z_{i+i} - Z_i} - \frac{(PH^3)_{i-1/2,j} (P_{i,j} - P_{i-1,j})}{Z_i - Z_{i-1}} \right) \\
& + \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \left(\frac{(PH^3)_{i,j+1/2} (P_{i,j+1} - P_{i,j})}{\theta_{j+i} - \theta_j} - \frac{(PH^3)_{i,j-1/2} (P_{i,j} - P_{i,j-1})}{\theta_j - \theta_{j-1}} \right) \\
& - \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \Lambda \left((PH)_{i,j-1/2} - (PH)_{i,j+1/2} \right) \\
& = g_{i,j}
\end{aligned} \tag{G1}$$

- Für $i > N_z - (n + 1)$

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{(Z_{i+1} - Z_i)^2} \left((PH^3)_{i+1,j} - (PH^3)_{i,j} \right) (P_{i+1,j} - P_{i,j}) \\
& + \frac{1}{(Z_{i+1} - Z_i)} \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{Z_{i+1} - Z_i} - \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{Z_i - Z_{i-1}} \right) (PH^3)_{i,j} \\
& + \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \left(\frac{(PH^3)_{i,j+1/2} (P_{i,j+1} - P_{i,j})}{\theta_{j+i} - \theta_j} - \frac{(PH^3)_{i,j-1/2} (P_{i,j} - P_{i,j-1})}{\theta_j - \theta_{j-1}} \right) \\
& - \frac{2}{(\theta_{j+1} - \theta_{j-1})} \Lambda \left((PH)_{i,j-1/2} - (PH)_{i,j+1/2} \right) \\
& = g_{i,j}
\end{aligned} \tag{G3}$$

Zur Bestimmung des Gitterpunkts n wird die Peclet-Zahl $Pe_{i,j}$ [80] berechnet, die das Verhältnis von konvektiven zu diffusiven Flüssen darstellt.

$$Pe_{i,j} = \Lambda \frac{\Delta z_i}{(PH^2)_{i,j}} \tag{5.24}$$

Das *upwind*-Verfahren wird dann angewendet, sobald die Peclet-Zahl eines Gitterpunktes größer als 2 ist $Pe_{i,j} > 2$. Der Programmablauf zur Bestimmung des Druckfelds $\{\mathbf{P}\}$ und der Schmierfilmdicke $\{\mathbf{H}\}$ wird in der Abb. 5.3 dargestellt.

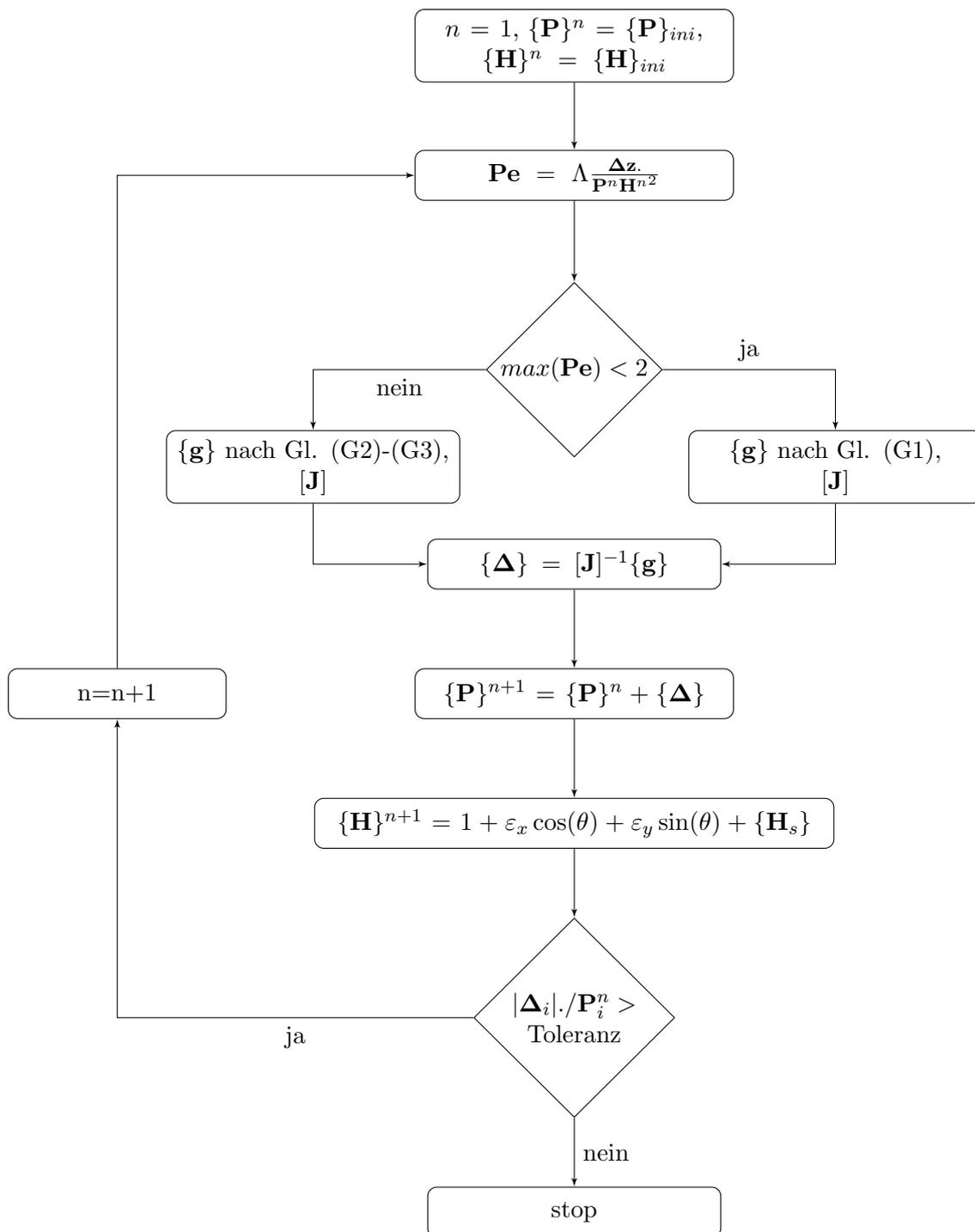


Abb. 5.3: Programablauf zur Lösung der Reynolds.Differentialgleichung der 0.Ordnung

5.3 Ermittlung der Lagerparameter

Bei der Bestimmung von linearen Lagerparametern wird ein Lager-Rotor-System, wie im Kapitel 5.1 beschrieben, betrachtet, das in seiner Gleichgewichtslage gestört wird. Die Störung verursacht Schwingungen mit kleinen Amplituden um die Gleichgewichtslage. Daher geht es in erster Linie

darum, die Ruhelage des Systems zu bestimmen.

Bestimmung der Gleichgewichtslage

Zur Bestimmung der Gleichgewichtslage muss die Gl. (5.1) für den stationären Fall gelöst werden. Die Gleichung lässt sich dann, wie folgt, schreiben.

$$\{\mathbf{G}\} = \begin{Bmatrix} G_x \\ G_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_x + F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \stackrel{!}{=} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.25)$$

Die Lagerkräfte F_x und F_y berechnen sich aus dem Druckfeld, wie es in der Gl. (5.2) formuliert ist. Dabei wird die stationäre, ungestörte Reynolds-Differentialgleichung (siehe Gl. (5.14)) betrachtet. In der Literatur wird von der Reynoldsgleichung 0.ter Ordnung gesprochen [14, 17]. Bei der Bestimmung der Gleichgewichtslage geht es darum, das Druckfeld P_0 , die Schmierfilmdicke H_0 sowie die Lagerzapfenposition $(\varepsilon_x, \varepsilon_y)$ zu bestimmen, für die die Gl (5.25) im Rahmen einer Toleranz erfüllt ist. Aufgrund des nicht explizit ermittelbaren Drucks, der bei der Berechnung der Kräfte auftaucht, wird die Ermittlung diese Parameter numerisch durchgeführt. Dabei lässt sich wieder das Newton-Verfahren anwenden.

$$[\mathbf{J}_g]\{\Delta\varepsilon\} = \{\mathbf{G}\} \quad (5.26)$$

Bei der Diskretisierung der Jacobi-Matrix $[\mathbf{J}_g]$ werden zentrale Differenzen angewendet und dabei werden zur Erhöhung der Genauigkeit und Beschleunigung der Konvergenz Terme bis zur 4.-Ordnung berücksichtigt.

$$[\mathbf{J}_g] = \begin{bmatrix} \frac{\partial G_x}{\partial x} & \frac{\partial G_x}{\partial y} \\ \frac{\partial G_y}{\partial x} & \frac{\partial G_y}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

Zur Berechnung der Elemente der Jacobi-Matrix $[\mathbf{J}_g]$ werden Druckfelder im Fall einer zentralen Differenzen 2.-Ordnung für vier Exzentrizitätspunkte $(e_x + \Delta e, e_y)$, $(e_x - \Delta e, e_y)$, $(e_x, e_y + \Delta e)$ und $(e_x, e_y - \Delta e)$ benötigt, wie die Gl.(5.28) zeigt.

$$[\mathbf{J}_g] \approx \begin{bmatrix} \frac{G_x(e_x + \Delta e, e_y) - G_x(e_x - \Delta e, e_y)}{2\Delta e} & \frac{G_x(e_y, e_y + \Delta e) - G_x(e_y, e_y - \Delta e)}{2\Delta e} \\ \frac{G_y(e_x + \Delta e, e_y) - G_y(e_x - \Delta e, e_y)}{2\Delta e} & \frac{G_y(e_y, e_y + \Delta e) - G_y(e_y, e_y - \Delta e)}{2\Delta e} \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

Es wird daher für eine einmalige Berechnung der Matrix $[\mathbf{J}_g]$ 8-mal die Reynold-Differentialgleichung iterativ gelöst. Dies führt zu einer erheblichen Berechnungszeit. Aus dem Grund wird hier Das Simplex-Verfahren nach Nelder-Mead angewendet [81]. Es handelt sich um ein ableitungsfreies Suchverfahren, das üblicherweise zur Bestimmung von Minima eingesetzt wird. Dabei werden zur Minimierung einer Funktion f , die wie folgt definiert ist:

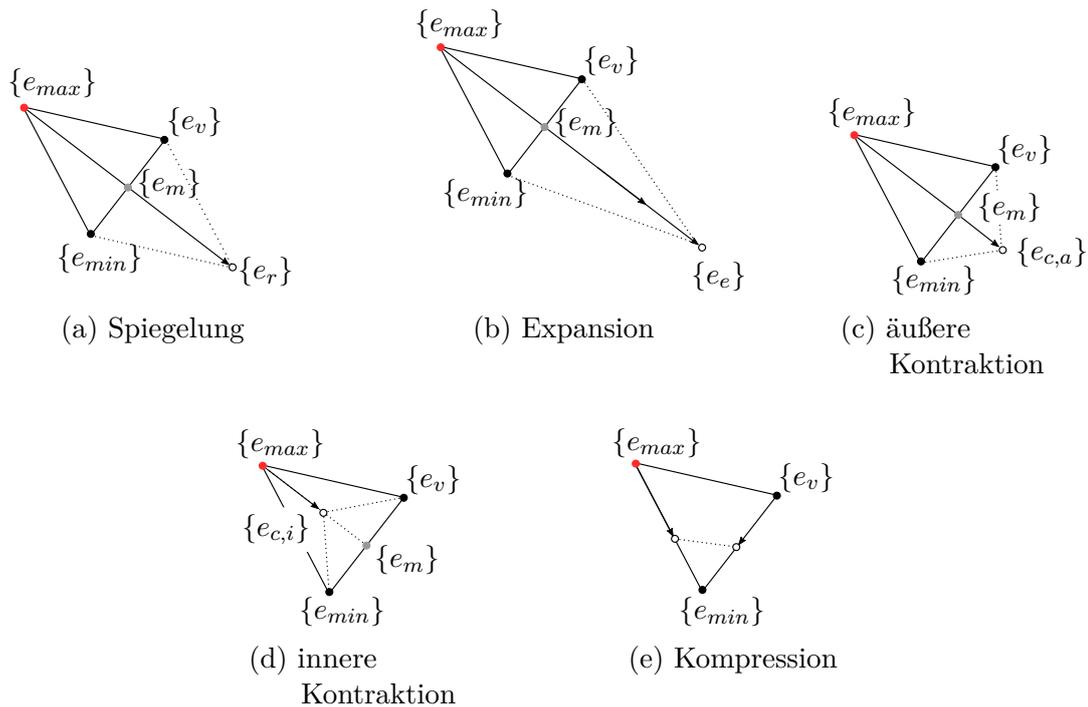
$$f : \mathbb{R}^2 \longrightarrow \mathbb{R}; \quad f(\{e\}) = \sqrt{G_x^2((e_x, e_y)) + G_y^2((e_x, e_y))} = \sqrt{(W_x + F_x)^2 + F_y^2} \quad (5.29)$$

drei Punkte gewählt. Bei der Auswahl dieser Punkten wird darauf geachtet, dass die Ungleichung (5.30) erfüllt ist.

$$f_{min} < f_v < f_{max} \quad (5.30)$$

$$\text{wobei } f_{min} = f(\{e_{min}\}); \quad f_v = f(\{e_v\}); \quad f_{max} = f(\{e_{max}\})$$

Die Exzentrizitätspunkte $\{e_{min}\}$, $\{e_v\}$ und $\{e_{max}\}$ bilden ein Simplex, bzw, eine Punktmenge,


Abb. 5.4: Grafische Darstellung des Simplex-Verfahren

die nach bestimmten Kriterien eine Spiegelung (Abb. 5.4a), Expansion (Abb. 5.4b), Kontraktion (Abb. 5.4c, 5.4d) oder Kompression (Abb. 5.35) erfahren kann, um sich dem Minimum anzunähern. Nachdem die zuerst gewählten Punkte aussortiert wurden (siehe Gl. (5.30)), wird als erstes überprüft, ob eine Fortbewegung des Simplex durch eine Spiegelung möglich ist.

$$\{e_r\} = \{e_m\} + \alpha (\{e_{max}\} - \{e_m\}) \quad (5.31)$$

Dabei ist α ein positiver Steuerfaktor und wird Reflexionskoeffizient genannt [81]. Der Punkt $\{e_m\}$ ist das Baryzentrum der guten Punkte.

$$\{e_m\} = \frac{1}{2} (\{e_v\} + \{e_{min}\}) \quad (5.32)$$

Um die Güte des neuen Punkt zu evaluieren, wird seine Abbildung, bzw., das von ihm abgebildete Minimum ($f(\{e_r\}) = f_r$) mit den bis jetzt vorhandenen Minima verglichen.

► $f_r < f_{min}$

Der Reflexionspunkt $\{e_r\}$ ist in diesem Fall der beste Minimierungspunkt. Weiterhin wird überprüft, ob aus dem Reflexionspunkt einen Expansionspunkt erreichbar ist.

$$\begin{cases} \{e_e\} = \{e_m\} + \gamma (\{e_r\} - \{e_m\}) \\ f(\{e_e\}) = f_e \end{cases} \quad (5.33)$$

Es wird nun überprüft, ob der neue Punkt $\{e_e\}$ übernommen oder verworfen wird.

- $f_e < f_r$: Weil der Expansionspunkt besser als der Reflexionspunkt ist, nimmt er den Platz des schlechtesten Punkts $(\{e_e\}, f_e) \rightarrow (\{e_{max}\}, f_{max})$ ein.
- $f_e > f_r$: Im diesem Fall wird der Expansionspunkt zugunsten des Reflexionspunkts $(\{e_r\}, f_r) \rightarrow (\{e_{max}\}, f_{max})$ verworfen.

Falls die Abbruchbedingung noch nicht erfüllt sind, wird die nächste Iteration gestartet.

► $f_r > f_{min}$

Durch die Spiegelung konnte kein besseres Minimum gefunden werden. Es besteht jedoch die Möglichkeit, dass dieser neue Punkt näher zum Minimum als die beiden anderen Punkte $\{e_v\}, \{e_{max}\}$ liegt.

- $f_r < f_{max}$: Der Reflexionspunkt ist hier besser als der schlechteste Punkt $(\{e_e\}, f_r) \rightarrow (\{e_{max}\}, f_{max})$.
- $f_r > f_{max}$: Die Fortbewegung des Simplex durch Spiegelung führt zu keiner Verbesserung. Das Simplex wird daher zusammengedrückt. Es handelt sich dabei um eine Kontraktion.

$$\begin{cases} \{e_c\} = \{e_{max}\} - \beta (\{e_{max}\} - \{e_m\}) \\ f(\{e_c\}) = f_c \end{cases} \quad (5.34)$$

Der Kontraktionskoeffizient β wird in dem Intervall $[0, 4; 0, 6]$ zur Steuerung der Kontraktion gewählt.

- * $f_c < f_{max}$: Bei einer Verbesserung durch die Kontraktion ersetzt der Kontraktionspunkt den schlechtesten Punkt $(\{e_c\}, f_c) \rightarrow (\{e_{max}\}, f_{max})$.
- * $f_c > f_{max}$: Hat die Kontraktion zu einer Verschlechterung des Minimums geführt, wird das Simplex eine Kompression erfahren.

$$\begin{cases} \{e_i\} = \frac{\{e_{max}\} + \{e_{min}\}}{2} \\ \{e_j\} = \frac{\{e_v\} + \{e_{min}\}}{2} \end{cases} \quad (5.35)$$

Die Funktionswerte $f(\{e_i\}), f(\{e_j\})$ und f_{min} werden aussortiert und die nächste Iteration wird gestartet.

Die Umsetzung des Simplex-Verfahren zur Bestimmung der Gleichgewichtslage wird in der Abb. 5.5 dargestellt. Es ist zu erwähnen, dass bei jeder Berechnung des Funktionswerts $f(\{e\})$ die Reynolds-Differentialgleichung 0. Ordnung numerisch gelöst wird. Außerdem wird nach der Bestimmung des Druckfelds P sowie der Schmierfilmdicke H überprüft, ob diese neue Parameter zulässig sind ($H > 0$ und $P > 1$). Ist dies nicht der Fall, wird das Programm abgebrochen.

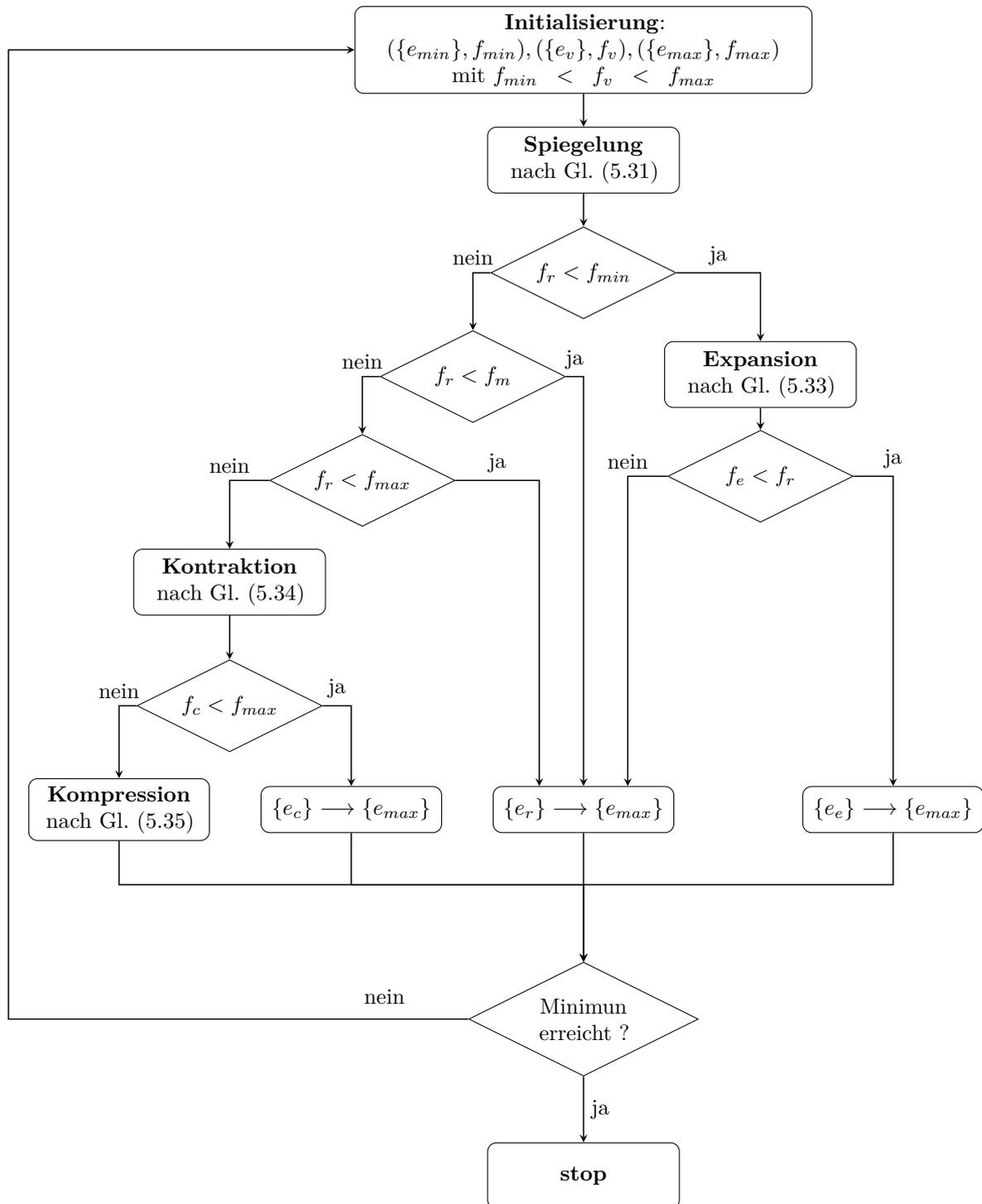


Abb. 5.5: Programmablauf zur Bestimmung der Gleichgewichtslage

Bestimmung der linearisierten Lagerparameter

Zur Bestimmung der linearen Lagerparameter wird der Störansatz nach Lund [78] angewendet. Dabei wird davon ausgegangen, dass das System auf Störungen mit kleinen Amplituden wie ein Feder-Dämpfer-System reagiert. Das Druckfeld und der Schmierfilm aus der Ruhelage werden

5 Berechnung linearisierter Lagerparameter

von harmonischen Störungen überlagert [14].

$$P = P_0 + (P_x \Delta \varepsilon_x + P_y \Delta \varepsilon_y) e^{i\tau} = P_0 + \Delta P e^{i\tau} \quad (5.36)$$

$$H = H_0 + (\Delta \varepsilon_x \cos(\theta) + \Delta \varepsilon_y \sin(\theta) + H_{sx} \Delta \varepsilon_x + H_{sy} \Delta \varepsilon_y) e^{i\tau} = H_0 + \Delta H e^{i\tau} \quad (5.37)$$

Aufgrund der kleinen Störungsamplituden lässt sich das Systemverhalten linearisieren. Es werden daher Terme mit einer Ordnung höher als Eins vernachlässigt

$$PH^3 \left(\frac{\partial P}{\partial \beta} \right) = (P_0 + \Delta P) (H_0^3 + 3H_0^2 \Delta H + \overbrace{3H_0 \Delta H^2 + \Delta H^3}^{\approx 0}) \left(\frac{\partial P}{\partial \beta} \right) \quad (5.38)$$

$$= (P_0 H_0^3 + 3P_0 H_0^2 \Delta H + \Delta P H_0^3 + \overbrace{3\Delta P H_0^2 \Delta H}^{\approx 0}) \left(\frac{\partial P_0}{\partial \beta} + \frac{\partial \Delta P}{\partial \beta} \right) \quad (5.39)$$

$$= (P_0 H_0^3 + 3P_0 H_0^2 \Delta H + \Delta P H_0^3) \left(\frac{\partial P_0}{\partial \beta} \right) + \left(\frac{\partial \Delta P}{\partial \beta} \right) P_0 H_0^3 + \underbrace{\left(\frac{\partial \Delta P}{\partial \beta} \right) 3P_0 H_0^2 \Delta H + \left(\frac{\partial \Delta P}{\partial \beta} \right) \Delta P H_0^3}_{\approx 0} \quad (5.40)$$

$$= (P_0 H_0^3 + 3P_0 H_0^2 \Delta H + \Delta P H_0^3) \left(\frac{\partial P_0}{\partial \beta} \right) + \left(\frac{\partial \Delta P}{\partial \beta} \right) P_0 H_0^3 \quad (5.41)$$

mit $\beta = \{Z, \theta\}$.

Die Reynolds-Differentialgleichung ist im Fall der Störungen nicht mehr stationär ($\sigma \neq 0$), und wird Reynolds-Differentialgleichung 1.ter Ordnung genannt:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial Z} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_\alpha}{\partial Z} + P_\alpha H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Z} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_\alpha}{\partial \theta} - \Lambda H_0 P_\alpha + P_\alpha H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) - i\sigma (P_\alpha H_0) \\ &= \frac{\partial}{\partial \theta} \left(-3P_0 H_0^2 H_\alpha \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + \Lambda H_0 P_\alpha \right) - \frac{\partial}{\partial Z} \left(3P_0 H_0^2 H_\alpha \frac{\partial P_0}{\partial Z} \right) + i\sigma (H_\alpha P_0). \end{aligned} \quad (5.42)$$

$$\text{Wobei } \alpha = \{x, y\}, \quad H_x = \cos(\theta) + H_{sx}, \quad H_y = \sin(\theta) + H_{sy} \quad \text{und} \quad i = \sqrt{-1} \quad (5.43)$$

Die Gl. (5.42) wird sukzessive numerisch gelöst. Dabei werden zwei Fälle betrachtet. Das heißt, es wird der Fall berechnet, bei dem die harmonische Störung allein in x -Richtung wirkt und dabei einen Druck P_x hervorruft. Im zweiten Fall ist die Störung allein in y ausgerichtet und der Druck P_y stellt sich dabei ein. Diese beiden Gleichungen werden mit dem numerischen Ansatz, der bereits im Kapitel 5.2 vorgestellt, gelöst.

Schließlich lassen sich die Lagerparameter, wie folgt, ermittelt [14]

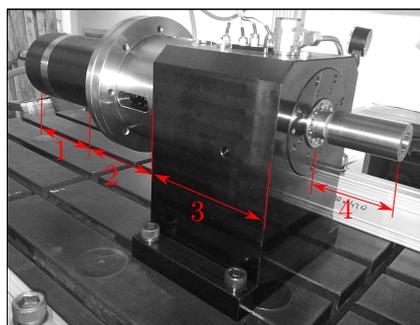
$$\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} + i\omega_s \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} = -p_a R^2 \int_0^{2\pi} \int_0^l \begin{bmatrix} P_x \cos(\theta) & P_y \cos(\theta) \\ P_x \sin(\theta) & P_y \sin(\theta) \end{bmatrix} dZ d\theta. \quad (5.44)$$

Die Parameter $(k_{\alpha\beta}, c_{\alpha\beta})$ entsprechen der Steifigkeit und Dämpfung in α -Richtung bei einer Störung in β -Richtung. ω_s ist die Störfrequenz. Die hiermit numerisch ermittelten Lagerparameter werden im Kapitel 6.3 präsentiert.

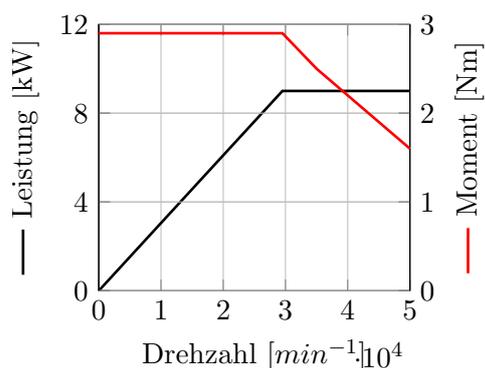
6 Experimentelle Lagerparameteridentifikation

6.1 Inbetriebnahme des Prüfstands zur Ermittlung von Gasfolienlagerparametern

Der Prüfstand zur Identifikation von Lagerparametern (siehe Abb. 6.1a), der bereits von Robert Hoffmann [57] im Rahmen seiner Dissertation verwendet wurde, besteht aus einem Asynchronmotor (1) der Firma ATE GmbH & Co. KG als Antriebseinheit mit einem maximalen Drehmoment von 2,9 Nm und einem Drehzahlbereich von 0 min^{-1} bis $50\,000 \text{ min}^{-1}$ (siehe Abb. 6.1b). Es wird jedoch auf Grund von höheren Schwingungsamplituden und Überhitzungsgefahr vom Hersteller abgeraten eine Drehzahl von $45\,000 \text{ min}^{-1}$ zu überschreiten. Die zweite Einheit des Prüfstands ist die Spindel (3). Der Rotor war im ursprünglichen Aufbau von 2015 in Kippsegmentlagern gelagert und konnte im Drehzahlbereich bis $50\,000 \text{ min}^{-1}$ als starr betrachtet werden. An dem herausragenden Rotor (4) wird dann das Testlager angebracht. Die Leistungsübertragung von Rotor zu Spindel wird über eine Kupplung (2) realisiert. Zusammen sind Motor und Spindeleinheit auf einem schwingungs isolierten Maschinenbett montiert. Ein geregeltes Wasserkühlungssystem mit einer Soll-Temperatur von 20°C schützt den Motor vor Überhitzung. Zur Überwachung der Temperaturen im Motor sind zwei Pt100-Temperatursensoren im Bereich der Wicklung eingebaut. Das GFB wird in einem Lagerbock eingebaut und fliegend am Rotor (4) gelagert (siehe Abb. 6.2). Mit Hilfe von zwei Shakern wird das GFB dynamisch angeregt. Die dynamischen Erregerkräfte werden von einem Kraftsensor erfasst und die daraus resultierenden Verschiebungen und Beschleunigungen werden jeweils von optischen Wegsensoren und Beschleunigungsaufnehmern erfasst. Die Shaker werden am Prüfstand über vier Federn angebracht (siehe Abb. 6.2)). Durch die sehr geringen Steifigkeiten der Federn im Vergleich zum restlichen Prüfstandsaufbau sind die Eigenfrequenzen der Aufhängung sehr weit von den Anregungsfrequenzen entfernt. Die Auswirkungen der Aufhängung auf das modale Verhalten des Prüfstands sind damit vernachlässigbar. Vor Beginn der Untersuchungen wurden zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens des Prüfstands Voruntersuchungen durchgeführt.



(a) Messaufbau



(b) Motorkennlinie

Abb. 6.1: Antrieb des Parameteridentifikationsprüfstands, (a) Antriebseinheit, (b) Motorkennlinie (siehe Anhang A.3.1)

6.1.1 Schwingungsanalyse der Spindelinheit

Ziel dieser Voruntersuchung ist es, herauszufinden, welchen Einfluss der Prüfstand auf die Messergebnisse haben kann. Dabei wird das Schwingungsverhalten des Rotors bei transienten Fahrten analysiert. Die Abb. 6.3a zeigt den ursprünglichen Aufbau der experimentellen Schwingungsuntersuchung an der Spindel. Im Rahmen dieser Untersuchung wurde das GFB abgenommen und zwei optische Wegsensoren (2) sowie ein Drehzahlsensor (3) wurden direkt auf den Rotor (1) ausgerichtet. Die Wegsensoren messen jeweils Schwingungswege des Rotors in waagerechter und senkrechter Richtung. Zur Erfassung der Drehzahl wird am Rotor ein Marker (4) angebracht,

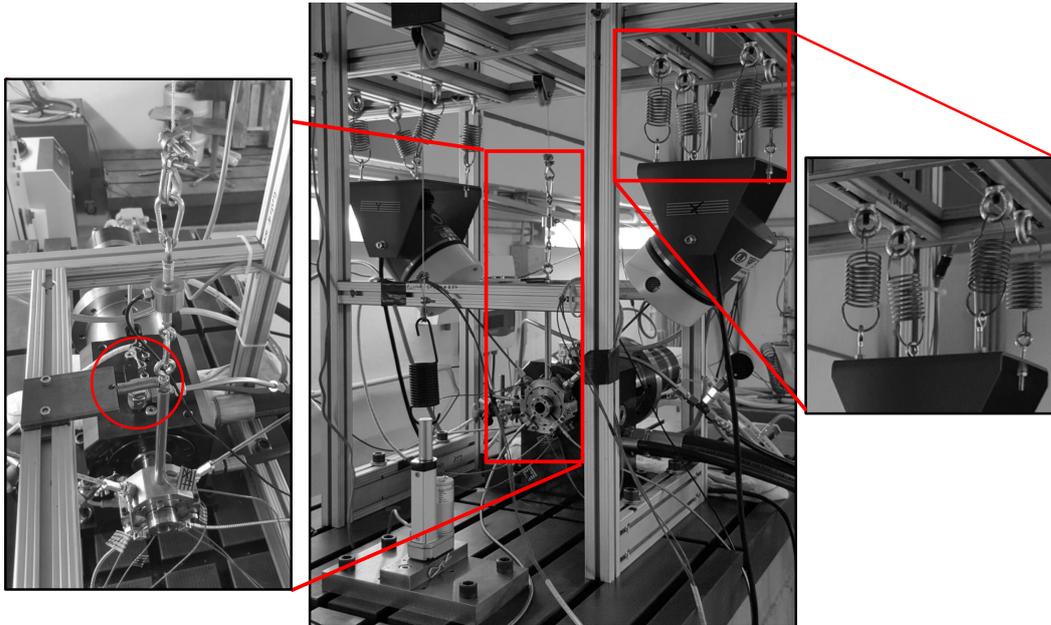


Abb. 6.2: Parameteridentifikationsprüfstand aus dem Jahr 2015

der dem Drehzahlsensor ermöglicht, die Drehzahlen zu messen. Die daraus gewonnen Messdaten werden dann aufbereitet. Dabei wird das Signal aus dem Wegsensor zuerst gefiltert, dann mit einem Hanningfenster gewichtet, um Leakage-Effekte zu vermeiden. Schließlich wird das Signal in den Frequenzbereich überführt (FFT-Analyse), um die Frequenzen und Amplituden der im Signal vorhandenen Schwingungen zu identifizieren. Die Ergebnisse lassen sich im Form von Wasserfalldiagrammen darstellen. Das Wasserfalldiagramm aus der Abb. 6.3b wurde bei der ersten Hochfahrt des Prüfstands aufgenommen und dauerte 20 s. Aufgetragen sind die Drehzahlen (Ordinate) über den Schwingfrequenzen (Abszisse) und farblich die zugehörigen Schwingungsamplituden. Das Diagramm weist auf superharmonische Schwingungen der ersten bis zur sechsten Ordnung hin. Dabei wird eine Rotorauslenkung von über $45 \mu\text{m}$ gemessen. Diese Rotorauslenkung resultiert aus der Überlagerungen aller Schwingungen, die im Wasserfalldiagramm aus der Abb. 6.3b zu sehen sind. Weitere Untersuchungen zeigen, dass die superharmonischen Schwingungen auf die Kippsegmentlager zurückzuführen sind.

Tab. 6.1: Messkampagne zur Lagerparameteridentifikation

Drehzahl [min^{-1}]	21 600 min^{-1}	35 400 min^{-1}
Last [N]	30 N 40 N	30 N 40 N

Eine umfangreiche Dokumentation der Inbetriebnahme sowie zur Voruntersuchung des Prüfstands sowie zur GFB-Vermessung ist in der Arbeit von Deghela [82] aus dem Jahr 2015 zu

finden. Diese Arbeit ist von Hoffmann [57] betreut worden, der den Prüfstand konzipierte. Zusammen führten sie erste Messungen bei $21\,600\text{ min}^{-1}$ und $35\,400\text{ min}^{-1}$ über einen Frequenzbereich von 100 Hz bis 500 Hz durch. In der Tab. 6.1 ist die Messkampagne aus dieser Untersuchung zusammengefasst.

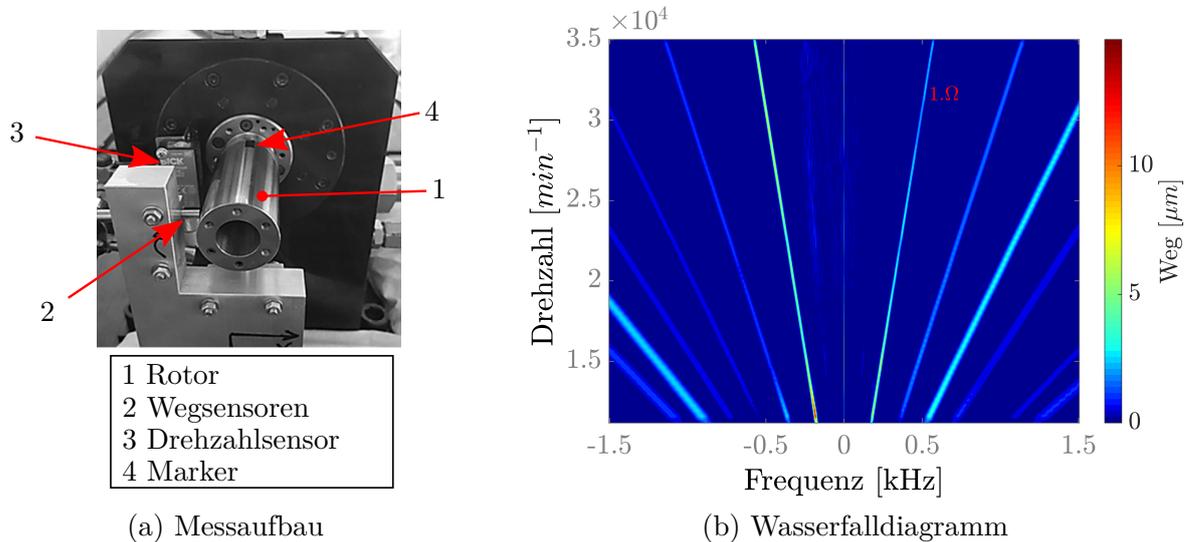


Abb. 6.3: Schwingungsuntersuchung der mit Kippsegmenten gelagerten Spindeleinheit: (a) Messaufbau zur Spektralanalyse der Spindeleinheit, (b) Wasserfalldiagramm der Spindeleinheit bei einer Hochfahrt

Durch weitere Schwingungsanalysen der Spindel bei konstanten Drehzahlen (stationäre Messungen) konnten Drehzahlen identifiziert werden, bei denen die Schwingungsamplitude des Rotors relativ gering für die GFB-Vermessung war. Bei der ersten GFB-Untersuchung musste festgestellt werden, dass die weiche Shakeraufhängung zwar Schwingungsentkopplung des Prüfstands ermöglicht, jedoch die Ausrichtung von GFB und Rotor erschwert. Aufgrund der weichen Aufhängung kann sich das GFB leicht verstellen. Außerdem besitzt das Lager durch die schwebende Aufhängung zwei unerwünschte Kippfreiheitsgrade. Diese beide Faktoren können zur Zerstörung des Lagers und sogar des Rotors führen. Dies geschah im Lauf des ersten Betriebs. Das Lager verlor dabei seine initiale Position und verdrehte sich um die zur Spindel senkrechten Achse. Aufgrund dieser Verdrehung verkeilte sich der Rotor, der dabei das GFB zerstörte und brach (siehe Abb. 6.4).

Um dies bei weiteren Untersuchungen zu verhindern, mussten Freiheitsgrade des Lagers durch Baumaßnahmen beschränkt werden. Ein weiter Aspekt, der zur Verbesserung der Messungen führt, ist die Reduzierung der superharmonischen Schwingungen sowie der Schwingungsamplituden des Rotors. Dies sind Effekte, die von den Kippsegmentlagern hervorgerufen werden. Daher wurden am Prüfstand folgende Baumaßnahmen vorgenommen:

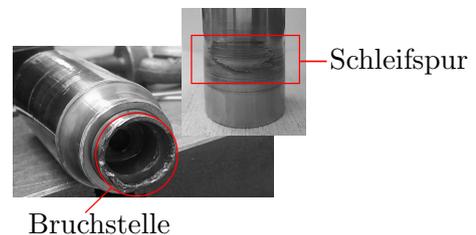


Abb. 6.4: Rotorbruch aufgrund der weichen Aufhängung des Lagers

- Die Verwendung von Hochpräzisionsspindellagern statt der Kippsegmentlager zur Lagerung der Spindeleinheit, um den Rundlauf zu verbessern.
- Die Befestigung der Shaker direkt am Gerüst zur Verbesserung der Lagerpositionierung.

Nach der Umsetzung dieser Maßnahmen wurde eine zweite Schwingungsanalyse des Prüfstandes durchgeführt. Der Messaufbau ist ähnlich zur ersten Untersuchung (siehe Abb. 6.3a). Allein die optischen Wegsensoren wurden durch Wirbelstromwegsensoren mit einer geringeren Empfindlichkeit gegen Schmutz ersetzt. Die Untersuchung zeigt eine deutliche Verbesserung des rotordynamischen Verhaltens des Prüfstandes, denn der Rotor weist nun eine maximale Auslenkung von $1\ \mu\text{m}$ auf.

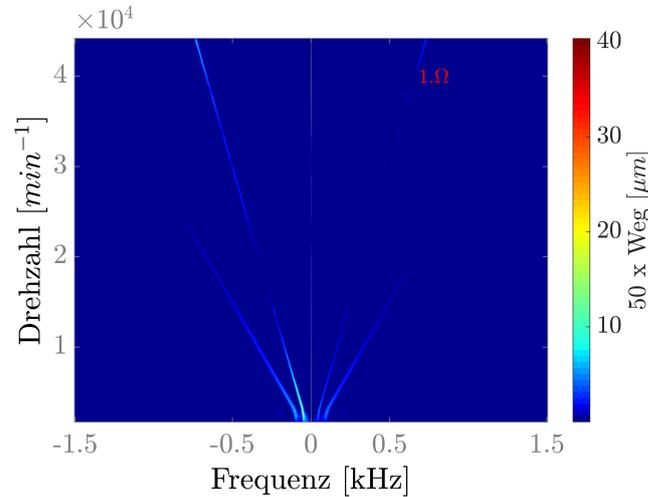


Abb. 6.5: Wasserfalldiagramm der mit Spindellagern gelagerten Spindeleinheit bei einer Hochfahrt

Dieses Amplitudenniveau blieb konstant trotz der Erhöhung der Fahrdauer, was dem System mehr Zeit gibt, sich einzuschwingen. Außerdem wurde der Rotor während dieser Untersuchung bis zu einer Drehzahl von $45\,000\ \text{min}^{-1}$ betrieben. Die Abb. 6.5 zeigt die Messergebnisse einer Hochfahrt, die 50 s dauerte. Aufgrund der niedrigen Schwingungsamplituden wurde bei der Erstellung des Wasserfalldiagramms (siehe Abb. 6.5) das Signal aus den Wegsensoren um den Faktor 50 verstärkt, um superharmonische Schwingungen im Wasserfalldiagramm sichtbar zu machen. Das Diagramm zeigt eine deutliche Reduzierung von superharmonischen Schwingungen und die verbliebenen Schwingungen besitzen eine geringere Amplitude. Durch den Austausch der Kippsegmentlager gegen Spindellager konnte also ein besseres Schwingungsverhalten und höherer Rundlauf der Spindel erreicht werden.

Die direkte Befestigung des Shakers am Gerüst ermöglicht eine einfachere Positionierung des Lagers, welche zu einer Zeitersparnis bei der Lagerumrüstung um das Vierfache führt. Durch das Anbringen von Dämpfungsmatten zwischen Shaker und Gerüst lassen sich unerwünschte Schwingungen dämpfen. Allerdings führt die neue Befestigung des Shakers zu einer leichten Versteifung der Achsen. Somit ist eine Modalanalyse der Messvorrichtung unabdingbar, um Steifigkeit und Dämpfung der jeweilige Achse zu ermitteln. Außerdem ist durch die neue Lagerung des Shakers eine neue Kalibrierung der Kraftmessdose nötig.

6.1.2 Modalanalyse der Messvorrichtung zur Parameteridentifikation

Durch die Modalanalyse der Messvorrichtung werden Erkenntnisse über ihr dynamisches Verhalten gewonnen. Dieses Verhalten ist abhängig von der Mode beziehungsweise von der Resonanzfrequenz. Eine schnelle und in der Praxis bewährte Methode zum Herausfinden der Resonanzfrequenzen ist die Modalanalyse mit dem Modalhammer. Dabei wird das zu untersuchende System mit einem Hammerschlag in Schwingung versetzt und mit Hilfe eines Schwingungsaufnehmers wird die Antwort des Systems erfasst. Bei der Anregung handelt es sich um einen Dirac-Impuls, welcher in der Theorie eine Kraftanregung mit einem unendlich breiten Frequenzbereich ist. In der Praxis ist

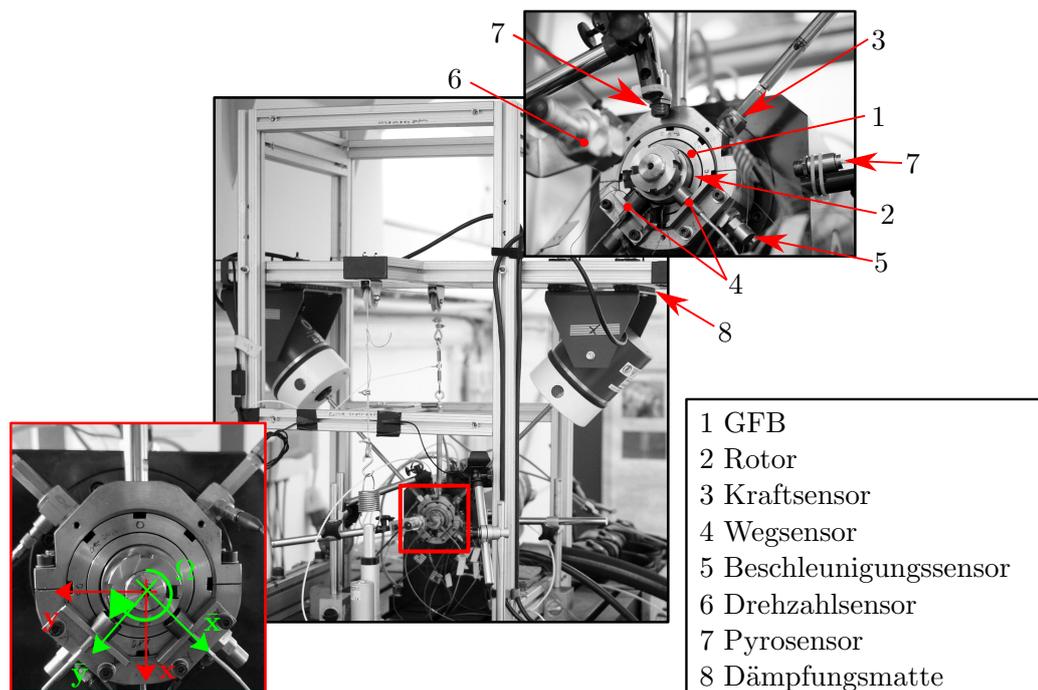


Abb. 6.6: Parameteridentifikationsprüfstand nach den Umbaumaßnahmen und messtechnische Instrumente

der Frequenzbereich des Dirac-Stoßes endlich und weist eine steile Abnahme der Kraftamplitude über dem Frequenzbereich auf. Daher wurde bei der Untersuchung nur ein Drittel des angeregten Frequenzbereichs betrachtet, denn nur dieser Bereich besitzt genügend Energie um das System anzuregen. Um bestmöglich das Betriebsverhalten des Prüfstands zu erhalten, wurden bei der Modalanalyseuntersuchung kaum Änderungen an Prüfandaufbau und Konfiguration gegenüber dem späteren Versuchsbetrieb vorgenommen. Die einzige Änderung betrifft das Entfernen des Lagers aus dem Lagerbock (siehe Abb. 6.7a), um eine Kollision zwischen Lager und Rotor bei Hammerschlag zu vermeiden. Das Entfernen des Lagers hat aufgrund seines im Vergleich zum Rest der Messvorrichtung relativ geringen Gewichts kaum Einfluss auf die Resonanz.

Die Abb. 6.7a stellt den Versuchsstand zur Modalanalyse mit dem Modalhammer dar. Bei der Untersuchung der jeweiligen Achse wird die Messvorrichtung in der entsprechenden Richtung mit einem Hammerschlag angeregt. Beschleunigungssensoren, die in der gleichen Richtung eingebaut sind, nehmen dann die Systemantwort auf. Auf die Messdaten der Beschleunigungssensoren wird, nachdem sie gefiltert wurden, ein Hanning-Fenster gelegt, um einen Leakage-Effekt zu vermeiden [72]. Aufgrund des schnellen Abklingens des Kraftsignals eignet sich dazu ein Rechteckfenster. Da jedoch ein Rechteckfenster bereits in der FFT angewendet wird, kann bei dem Kraftsignal auf die Fensterung verzichtet werden. Die Übertragungsfunktion wird nach dem Prinzip der Korrelationsmessung berechnet, um Messrauschen zu reduzieren. Außerdem werden bei der Untersuchung jeweils fünf Messungen gemacht und danach gemittelt. Die Ergebnisse sind in der Abb. 6.7 (b) im Form von Amplituden- und Phasengang dargestellt. Sie entsprechen jeweils dem Verhältnis $\frac{a}{F}$ vom Ausgangssignal (Beschleunigungssignal) zum Eingangssignal (Kraft) über der Frequenz und dem Phasenwinkel zwischen Ein- und Ausgangssignal im Frequenzbereich. Aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Messvorrichtung sind die Ergebnisse in beiden Richtungen (X , Y) sehr ähnlich, daher werden allein Ergebnisse der X -Achse dargestellt.

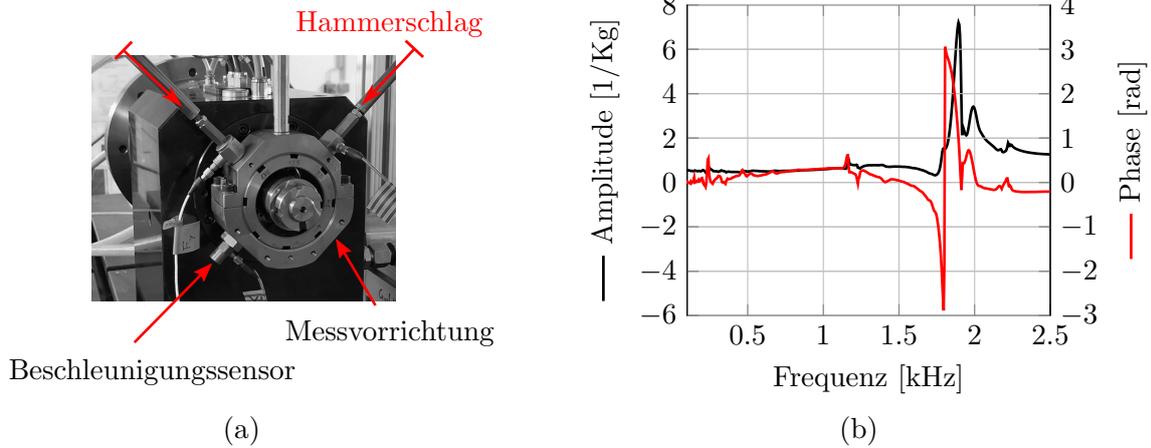


Abb. 6.7: Experimentelle Modalanalyse der Messvorrichtung

Es kann im Diagramm bei ungefähr 1800 Hz ein plötzlicher Anstieg der Amplitude sowie eine Drehung der Phase um 180° beobachtet werden. Dies deutet auf eine Resonanz hin. Die Lagerparameteridentifikation wird bis zu einer Frequenz von 700 Hz durchgeführt, somit liegt die Resonanzfrequenz außerhalb des Versuchsereichs und hat keinen Einfluss auf die Messergebnisse. Die Modalanalyse mit dem Hammer ermöglicht in der Praxis die Untersuchung von einem relativ breiten Frequenzbereich mit geringem Aufwand und somit eine schnelle Bestimmung der Resonanzfrequenz. Jedoch ist die Identifikation von physikalischen Größen, wie Dämpfung und Steifigkeit, weit von der Resonanzstelle mit diesem Verfahren nicht besonders genau. Diese Parameter sind allerdings relevant für die Ermittlung der Lagerparameter wie die Gl. 6.1 zeigt.

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\begin{bmatrix} m_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix}}^{\text{Messvorrichtung}} \begin{Bmatrix} \ddot{\bar{x}} \\ \ddot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & K_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix} \\
 & + \underbrace{\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix}}_{\text{GFB}} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \quad (6.1)
 \end{aligned}$$

Daher wird eine zweite Modalanalyse durchgeführt, bei der Shaker zur Anregung verwendet werden. Durch die Verwendung von Shakern ist das Verhältnis vom Messsignal zum Messrauschen (SNR) höher als bei einer Hammeranregung. Ein weiterer Vorteil dieser Methode ist es, das System allein mit den gewünschten Frequenzen anregen zu können. Im Fall der Messvorrichtung wird das System in der jeweilige Achse mit einer monofrequenten dynamischen Kraft angeregt. Die Antwort des Systems wird von Beschleunigungssensoren erfasst.

Bei der Betrachtung des Schwingungsverhaltens der Messvorrichtung unterhalb der ersten Resonanzfrequenz lässt sich das System als Einmassenschwinger modellieren. Das entsprechende mechanische Ersatzmodell ist in der Abb. 6.8 dargestellt. Die Masse von 2,054 kg der Messvorrichtung wird auf dem Lagerbock konzentriert. Die Bestim-

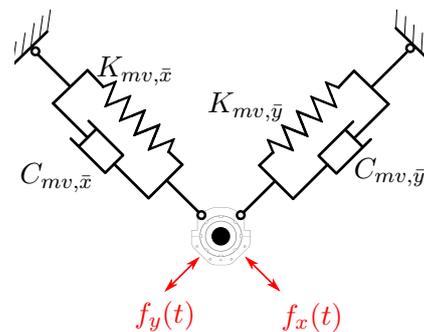


Abb. 6.8: Mechanisches Ersatzmodell der Messvorrichtung zur Lagerparameteridentifikation

mung der Steifigkeiten sowie der Dämpfungen wird im Frequenzbereich von 30 Hz bis 900 Hz durchgeführt. Im Rahmen der Untersuchung wird ein Lager ohne Bumpfolie und Topfolie eingesetzt, um mögliche Einflüsse durch das Anregen der elastischen Bumpfolie zu vermeiden und einen möglicherweise größeren Schwingungsweg zuzulassen. Daher reduziert sich die Gleichung (6.1) zu (6.2).

$$\begin{bmatrix} m_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\bar{x}} \\ \ddot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & C_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & K_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \quad (6.2)$$

Die Transformation der Gleichung (6.2) in den Frequenzbereich ergibt:

$$\left(\begin{bmatrix} m_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} - \frac{i}{\omega} \begin{bmatrix} C_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & C_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} - \frac{1}{\omega^2} \begin{bmatrix} K_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & K_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \bar{A}_x \\ \bar{A}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (6.3)$$

$$\left(\begin{bmatrix} m_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} - \frac{1}{\omega^2} \begin{bmatrix} Z_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & Z_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \bar{A}_x \\ \bar{A}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (6.4)$$

$$-\frac{1}{\omega^2} \begin{Bmatrix} Z_{mv,\bar{x}} \cdot \bar{A}_x \\ Z_{mv,\bar{y}} \cdot \bar{A}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} m_{mv,\bar{x}} \cdot \bar{A}_x \\ m_{mv,\bar{y}} \cdot \bar{A}_y \end{Bmatrix} \quad (6.5)$$

wobei $\bar{A}_x = -\omega^2 X(\omega)$, $\bar{A}_y = -\omega^2 Y(\omega)$
 $Z_{mv,\bar{x}} = K_{mv,\bar{x}} + i\omega C_{mv,\bar{x}}$, $Z_{mv,\bar{y}} = K_{mv,\bar{y}} + i\omega C_{mv,\bar{y}}$.

Das Messsignal aus den Beschleunigungssensoren wird zuerst gefiltert und dann mit der Hanningfunktion gefenstert, bevor es Fourier-transformiert wird. Schließlich werden die Impedanzen ($Z_{mv,\bar{x}}$, $Z_{mv,\bar{y}}$) berechnet und aus ihrem Imaginär- und Realanteil werden Steifigkeit und Dämpfung ermittelt.

$$K_{mv,\bar{x}} = \text{Real}(Z_{mv,\bar{x}}), \quad C_{mv,\bar{x}} = \frac{1}{\omega} \text{Imag}(Z_{mv,\bar{x}}) \quad (6.6)$$

In der Abb. 6.9 sind Übertragungsfunktionen sowie Steifigkeiten der X- und Y-Achsen über der Frequenz dargestellt. Die Steifigkeiten der Messvorrichtung zeigen einen quadratischen Anstieg über der Frequenz. Die Ähnlichkeit der Kurven in X- und Y-Richtung sowohl bei der Steifigkeit als auch bei der Übertragungsfunktion ist auf den symmetrischen Aufbau der Messvorrichtung zurückzuführen. Die Untersuchung zeigt weiterhin, dass das System eine relativ geringe Dämpfung besitzt. Es wurde in X eine Dämpfung von 32Ns/m ermittelt und in Y 214Ns/m. Diese Dämpfungswerte verändern sich kaum über der Frequenz. Zur Verifizierung der ermittelten Parameter werden in Abb. 6.9a neben den experimentell ermittelten Übertragungsfunktionen berechnete Übertragungsfunktionen aus den Parametern dargestellt. Es lässt sich eine gute Übereinstimmung feststellen.

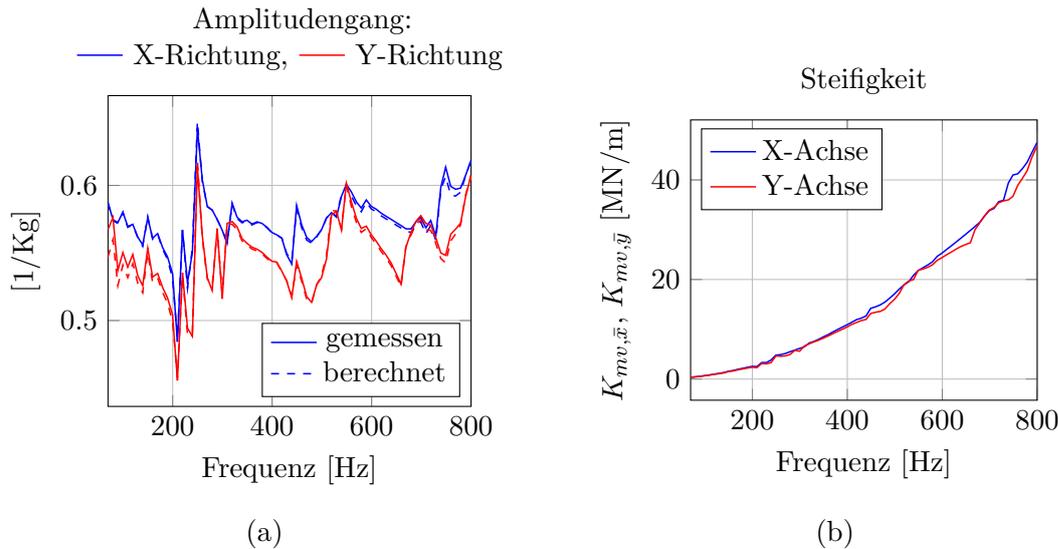


Abb. 6.9: (a) Experimentell ermittelte Übertragungsfunktion aus der Modalanalyse an der Messvorrichtung, (b) dynamische Steifigkeiten der Messvorrichtung über einem Frequenzbereich von 30 Hz bis 900 Hz

6.1.3 Kalibrierung der Kraftmessdose

Wie bereits in Abschnitt 6.1.1 beschrieben, wird jeder Shaker am Prüfstand über vier Federn aufgehängt (siehe Abb. 6.2). Um das zu untersuchende Gasfolienlager auf dem Rotor fluchtend auszurichten, müssen die Shaker über Gewinde-Seilspanner hoch- oder heruntergeschraubt werden. Die Ausrichtung des Lagers ist dadurch mit viel Zeit und Aufwand verbunden und verstellt sich relativ schnell im Betrieb mit manchmal destruktiven Konsequenzen (siehe Abb. 6.4). Aufgrund der relativ geringen Steifigkeit der Federn im Vergleich zu der elastischen Lagerwand stimmen die Messdaten aus der Kraftmessdose gut überein mit der statischen Lagerlast, wenn beim Einrichten des GFBs die Topfolie am Rotor anliegt.

Durch die Umbaumaßnahme beziehungsweise Befestigung der Shaker am Gerüst entsprechen die Messdaten aus dem statischen Kraftsensor jedoch nicht mehr der tatsächlichen statischen Lagerlast, die auf das Lager ausgeübt wird. Wie die schematische Darstellung der Abb. 6.10 zeigt, muss, bevor das Lager belastet werden kann, der Spalt zwischen Rotor und Lager überwunden werden. Dabei wird eine gewisse Kraft benötigt, um die Messvorrichtung anzuheben. Diese Kraft entspricht der Offset-Kraft der Kraftmessdose und wird experimentell ermittelt. Der experimentelle Messaufbau zu diesem Zweck ist in der Abb. 6.10 dargestellt. Über einen Flaschenzug wird auf die Messvorrichtung eine stetig steigende Kraft F_0 ausgeübt. Diese Kraft wird von der Kraftmessdose (3) erfasst. Parallel dazu wird die Verschiebung des Lagerbocks (2) von einem Wegsensor gemessen. Um das Spiel zwischen Lager und Rotor (4) zu erhöhen, wird ein Lager ohne Bumpfolie und Topfolie eingesetzt. Dadurch lässt sich neben der Offset-Kraft auch die Steifigkeit der Messvorrichtung in Richtung der statischen Last ermitteln. Beim Erreichen der Offset-Kraft hebt sich die Messvorrichtung. Dieser Zustandspunkt ist erkennbar im Kraft-Weg-Diagramm (Abb. 6.11) durch den plötzlichen Anstieg des Weges und liegt bei 13 N. Über die Offset-Kraft hinaus besitzt die Messvorrichtung eine lineare Kraft-Weg-Kennlinie mit einer Steifigkeit von $k_{mv,stat} = 10,5 \text{ N/mm}$.

Nun wird der Fall betrachtet, dass es bei der Einstellung der statischen Lagerlast zu einem Fehler kommt. Dabei wird davon ausgegangen, dass nachdem die Messvorrichtung angehoben wurde, trotzdem ein Spalt Δx zwischen Rotor und Lager besteht. Beim Durchlaufen dieses Spalts wird bereits an der Kraftmessdose eine zusätzliche statische Kraft ΔF gemessen, ohne dass das

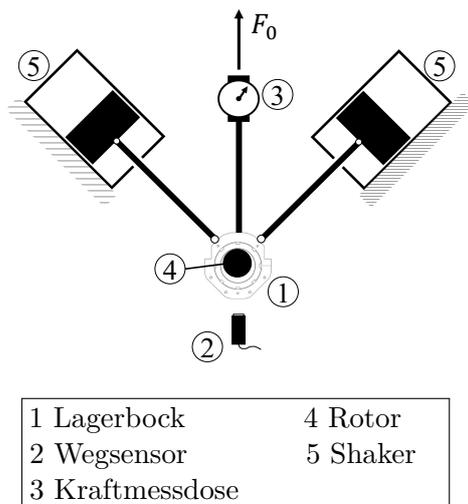


Abb. 6.10: Messaufbau zur Bestimmung der Offset-Kraft der statischen Lagerlast

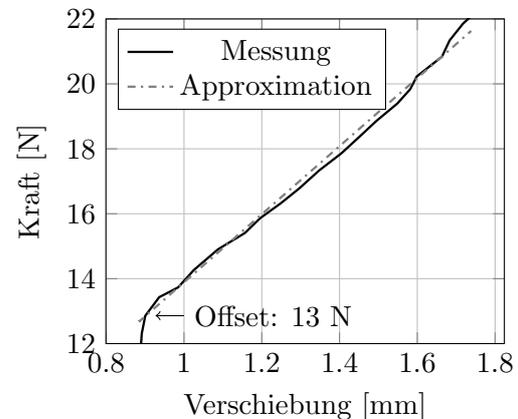


Abb. 6.11: Kraft-Weg-Kennlinie der Messvorrichtung

Lager diese Belastung erfahren hat. ΔF stellt den Fehler, der bei der Einstellung der statischen Last aufgrund der Steifigkeit der Messvorrichtung in dieser Richtung gemacht werden kann, dar. Bei der Abschätzung dieser Messfehler werden die Messungen des Nominalspalts (siehe Kapitel 4) herangezogen, die zeigen, dass der Nominalspalt aller gemessenen Lager unter $100 \mu\text{m}$ liegt. Um jedoch den extremen Fall zu betrachten, wird $\Delta x = 100 \mu\text{m}$ bei der Berechnung der Kraft ΔF eingesetzt.

$$\Delta F = k_{mv,stat} \cdot \Delta x = 10,5 \text{ N/mm} \cdot 0,1 \text{ mm} = 1,05 \text{ N} \quad (6.7)$$

Somit ist der maximale mögliche Messfehler bei der Einstellung der statischen Lagerlast $1,05 \text{ N}$.

6.2 Versuchsdurchführung und Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation

6.2.1 Versuchsdurchführung

Datenakquisition

In der Tab. 6.2 sind die durchgeführten Messkampagnen zur Ermittlung der Lagerparameter in Abhängigkeit der Drehzahl aufgelistet. Die Messabläufe für alle diese Messkampagnen werden auf die gleiche Art und Weise durchgeführt. Diese Standardisierung der Messkampagne erlaubt einen guten Vergleich der Ergebnisse.

Tab. 6.2: Messkampagne zur Lagerparameteridentifikation

Drehzahl [min^{-1}]		0	10 000	15 000	20 000	25 000	30 000
Last 10 N	ohne Shims	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Shims $20 \mu\text{m}$	✓	-	✓	-	✓	-
Last 15 N	ohne Shims	-	-	✓	-	✓	-

Bei der Durchführung dieser Messungen wird das GFB auf dem Rotor angebracht und über

6 Experimentelle Lagerparameteridentifikation

zwei Stangen mit den Shaker verbunden. Dabei wird darauf geachtet, dass das GFB und der Lagerzapfen fluchtend ausgerichtet sind. Nachdem dies gewährleistet ist, wird das Testlager bei einer stationären Drehzahl mit einer statischen Lagerlast F_0 sowie dynamischen Kräften ($F_x(t), F_y(t)$) gemäß Abb. 6.12a belastet. Dabei sind (x, y) sowie (\bar{x}, \bar{y}) Raumfestkoordinatensysteme (siehe Abb. 6.12b). (\bar{x}, \bar{y}) entspricht der Rotation des Koordinatensystems (x, y) um $-\pi/4$ und wird eingeführt, um die Berechnung zu erleichtern. Dies gilt auch für das relative Koordinatensystem

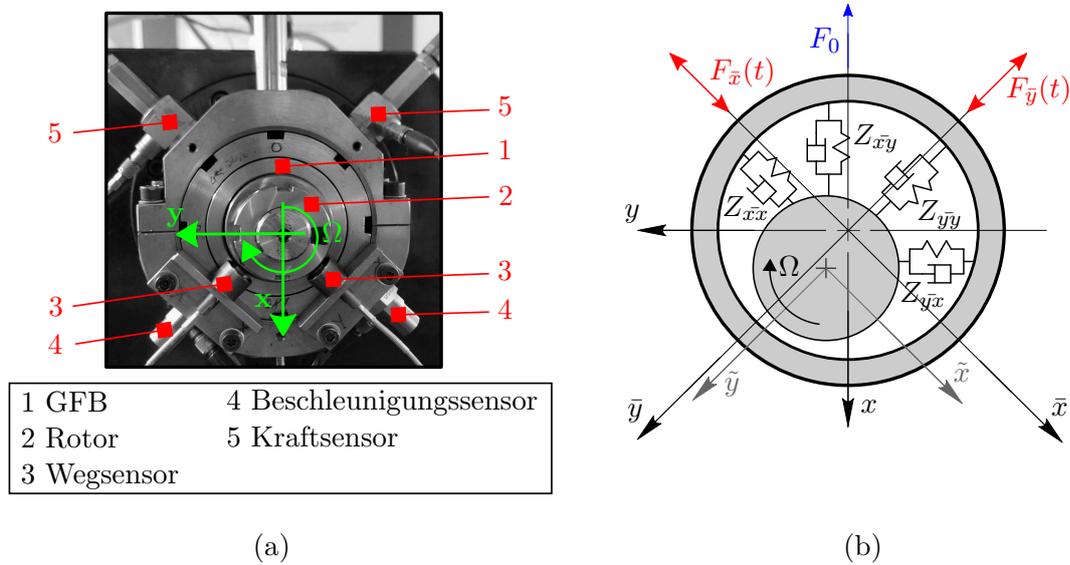


Abb. 6.12: (a) Experimenteller Messaufbau und (b) mechanisches Modell zur Ermittlung von linearen Lagerparametern

(\tilde{x}, \tilde{y}) , das genutzt wird, um die relative Position des Lagers bezüglich des Rotors zu beschreiben. Diese relative Entfernung lässt sich experimentell von zwei Wirbelstromsensoren (siehe Abb. 6.12a Position 3) messen, die in der jeweiligen Richtung (siehe Abb. 6.12b) eingebaut sind. Parallel dazu erfassen vier Beschleunigungssensoren (siehe Abb. 6.12a Position 4) die absolute Beschleunigung des Lagers in (\bar{x}, \bar{y}) . Pro Richtung sind zwei Beschleunigungssensoren im Einsatz, um die Genauigkeit der Messung zu erhöhen, denn durch die Mittelung der Messdaten aus den in der gleichen Richtung eingesetzten Sensoren lässt sich das Messrauschen reduzieren. Die dynamischen Kräfte ($F_{\bar{x}}(t), F_{\bar{y}}(t)$), die von Shakern ausgeübt werden, werden von Kraftsensoren (siehe Abb. 6.12a Position 5) gemessen. Mit einer Frequenz von 12 800 Hz werden alle Sensoren abgetastet. Die Abtastfrequenz wird von den NI-Messmodulen definiert. Bei der Berechnung wird dies durch die Formel aus der Gl. 6.8, die vom Hersteller vorgegeben ist, berücksichtigt.

$$f_s = \frac{f_M/255}{n}, \quad n = 1, \dots, 31 \quad (6.8)$$

f_M ist die interne CPU-Frequenz des Messmoduls und wird auch *internal master timebase* genannt und n ist ein frei wählbarer Parameter. Im Rahmen der Untersuchung ist die zu erwartende maximale Frequenz 700 Hz und kommt aus den Shakern. Daher wird n auf 4 gesetzt und eine Abtastfrequenz von $f_s = 12\,800$ Hz ermittelt. Eine Schwingung mit der Frequenz von 700 Hz lässt sich dadurch gut aus 18 Zeitpunkten abbilden. In der Tab 6.3 sind alle zur Bestimmung der Lagerparameter verwendeten Messinstrumente aufgelistet.

Tab. 6.3: Messtechnische Instrumente zur experimentellen Bestimmung der Lagerparameter

Instrumente	Hersteller	Bezeichnung	Messbereich	Genauig.
Wirbelstromsensor (Wegsensor)	eddylab	T05-G-KA	0- 0,5 mm	30 nm
Wirbelstromsensor Basismodul	eddylab	TX2	-	-
Drehzahlsensor	Monarch Instrument	IRS-P	1 - 999 990 min ⁻¹	-
Pyrosensor	PCE Instruments	PCE-IR 10	-40 - 600 °C	1 °C
Drehzahl-Signalwandler	Monarch Instrument	F2A1X-3-1-xxx	5 - 600 000 min ⁻¹	30 min ⁻¹
Analoges Spannungseingangsmodul	National Instruments	NI 9215	± 10 V	2 mV
Schall und Schwingungsmessmodul	National Instruments	NI 9234	± 5 V	0,3 mV
Temperaturmessmodul	National Instruments	NI 9213	± 78,125 mV	0,25 °C
Kraftmessdose	burster	Typ 8417	± 500 N	2,5 N
USB-Sensor-Interface	burster	Typ 9206	-	24 Bit
Thermoelemente	Omega	Typ T	-200 - 350 °C	3 °C

Pseudorandomfrequenz-Anregung

Zur Bestimmung der Lagerparameter wird von einem linearen Modell ausgegangen. Diese Annahme ist nur berechtigt, wenn die Schwingwege um den Gleichgewichtspunkt nur einige Mikrometer betragen. Daher muss bei der Anregung des Lagers dafür gesorgt werden, dass die Schwingamplituden nicht zu groß werden. Um die Dauer der Messung zu reduzieren, werden die Shaker, die für die dynamische Anregung zuständig sind, mit einem Multifrequenz-Signal angesteuert. Dadurch lässt sich ein relativ großer Frequenzbereich in nur einer Messung untersuchen. Mit dieser Art der Anregung lässt sich nicht nur Zeit sparen, sondern auch Ressourcen. Eine Reduzierung der Anzahl an Messungen bedeutet einen geringeren Verschleiß des Lagers sowie des Rotors durch Hoch- und Herunterfahrvorgänge. Ein Multifrequenz-Signal ist eine reine Überlagerung aus harmonischen Signalen, wobei die Gesamtamplitude aufgrund der Amplitudensummierung des einzelnen Signalanteils relativ hoch ist. Eine Anregung des Testlagers mit einem solchen Signal würde ohne weitere Anpassungen eine höhere Kraft hervorrufen, deren Betrag außerhalb des Messbereichs der Kraftsensoren liegen würde. Dies ist allerdings nicht der primäre Grund für die Anwendung der Pseudorandomfrequenz-Anregung. Bei einer Anregung mit einem Multifrequenz-Signal resultieren aus der höheren Kraftanregung größere Schwingwege, die somit die Anwendung der linearen Theorie verletzen würden. Um diese Problematik kurz zu erläutern, wird das Multifrequenz-Zeitsignal $g(t)$ betrachtet. In der Abb. 6.13 sind der Zeitverlauf sowie das Frequenzspektrum des Signals $g(t)$ dargestellt, das sich mit der Gleichung (6.9) beschreiben lässt.

$$g(t) = \sum_{k=4}^N a_k \cos(2\pi f_m k t), \quad \text{mit } f_m = 20 \text{ Hz} \quad a_k = 1, \quad k \in \{4, \dots, 19\} \quad (6.9)$$

Das Signal besteht aus 16 harmonischen Funktionen in einem Frequenzbereich von 80 Hz bis 380 Hz mit einem Frequenzschritt von 20 Hz und jeweils mit einer Amplitude von $a_k = 1$. Durch

die Überlagerung der harmonischen Funktionen wird ein Multifrequenz-Zeitsignal mit einer um ein Vielfaches höheren Amplitude als die der einzelnen harmonischen Signale erzeugt. Im hier

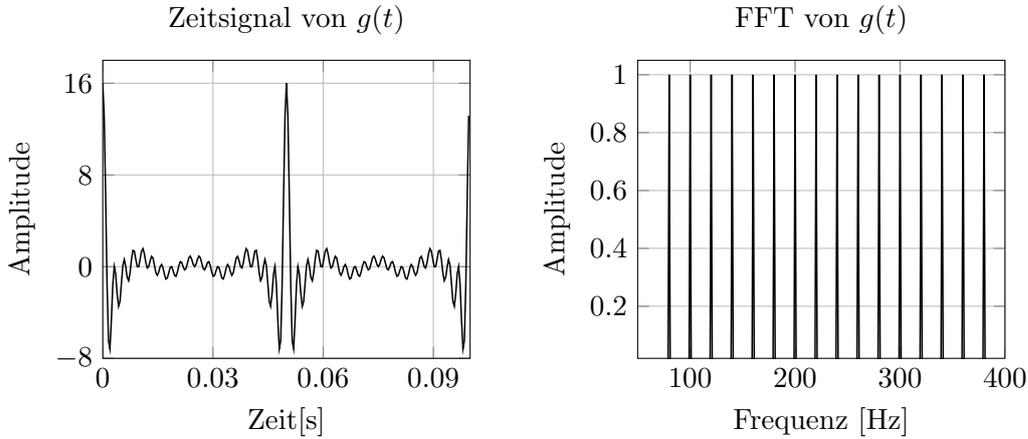


Abb. 6.13: Multifrequenz-Signal

betrachteten Fall erreicht das Signal eine Amplitude ($g_{max} - g_{min}$) von 23,4, wobei die positiven Amplituden zweimal größer als die negativen Amplituden sind. Eine Lageranregung mit einem solchen Signal würde große Wege hervorrufen und somit wäre eine Anwendung der linearen Theorie nicht zulässig.

Mit dieser Problematik bei der Generierung von Multifrequenz-Signalen beschäftigte sich Schröder [83] in den 1970er Jahren und schlug als Lösung sowohl eine Frequenzmodulation als auch eine Phasenmodulation bei der Überlagerung der harmonischen Signale vor. Daraus entsteht ein Pseudorandom-Signal auch bekannt als weißes Rauschen. Die mathematische Beschreibung des Pseudorandom-Signals $r(t)$ ist in Gl. (6.10) dargestellt.

$$r(t) = \sum_{k=1}^N \left(\frac{p_k}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cos\left(\frac{2\pi kt}{T} + \theta_k\right) = \sum_{k=1}^N a_k \cos(\psi(t)), \quad \text{mit} \quad \sum_{k=1}^N p_k = 1 \quad (6.10)$$

Dabei ist der Frequenzschritt $f_m = \frac{1}{T}$ und entspricht der fundamentalen Frequenz oder Frequenzmodulation. Bei der Wahl der Phase θ_k müssen zwei Voraussetzungen erfüllt werden. Als erste sollte die Phase des Signals $r(t)$ stückweise linear sein.

$$s(t) = \cos(\psi(t)) \quad \text{wobei} \quad \psi(t) = \int_0^t \dot{\psi}(\tau) d\tau \quad (6.11)$$

mit

$$\dot{\psi}(\tau) = \frac{2\pi k}{T} = 2\pi f_m k; \quad t_{k-1} < t < t_k; \quad k = \{1, \dots, N\} \quad (6.12)$$

Das Intervall $t_k - t_{k-1}$ entspricht der Dauer der harmonischen Funktion mit der Frequenz $f_m \cdot k$ während einer Periode T des Signal $r(t)$, um eine relative Amplitude von p_k im Frequenzbereich zu erhalten. Die Intervallgrenzen t_k sind dann gleich:

$$t_k = T \sum_{l=1}^k p_l, \quad l = \{1, \dots, N\} \quad (6.13)$$

Aus der Gl. (6.11) folgt:

$$\psi(t) = \phi_k + \frac{2\pi k}{T} t; \quad t_{k-1} < t < t_k \quad (6.14)$$

6.2 Versuchsdurchführung und Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation

Dabei ist ϕ_k die Winkelphase der k -ten Komponente von $s(t)$. Als zweite Voraussetzung sollte $\psi(t)$ an der Stelle $t = t_{n-1}$ stetig sein. Das heißt:

$$\begin{aligned}\phi_n + \frac{2\pi n}{T}t_{n-1} &= \phi_{n-1} + \frac{2\pi(n-1)}{T}t_{n-1} \\ \phi_n &= \phi_{n-1} - \frac{2\pi}{T}t_{n-1} \\ \phi_n &= \phi_1 - \frac{2\pi}{T} \sum_{k=1}^{n-1} t_k\end{aligned}\quad (6.15)$$

Aus Gl. (6.13) folgt:

$$\phi_n = \phi_1 - 2\pi \sum_{k=1}^{n-1} \sum_{l=1}^k p_l \quad (6.16)$$

Bei gleich verteilten Amplituden über den Frequenzbereich ist

$$p_k = \frac{1}{N}; \quad k = \{1, \dots, N\} \quad (6.17)$$

und die Gl. (6.16) lässt sich vereinfachen

$$\phi_n = \phi_1 - 2\pi \sum_{k=1}^{n-1} \frac{k}{N} = \phi_1 - \frac{\pi(n-1)^2}{N} \quad (6.18)$$

Aus der Gl. 6.18 und 6.14 lässt sich die Formulierung von $r(t)$ wie folgt vereinfachen:

$$r(t) = \sum_{k=1}^N a_k \cos\left(\frac{2\pi k}{T}t - \frac{\pi(n-1)^2}{N}\right), \quad (6.19)$$

ϕ_1 wird dabei auf Null gesetzt.

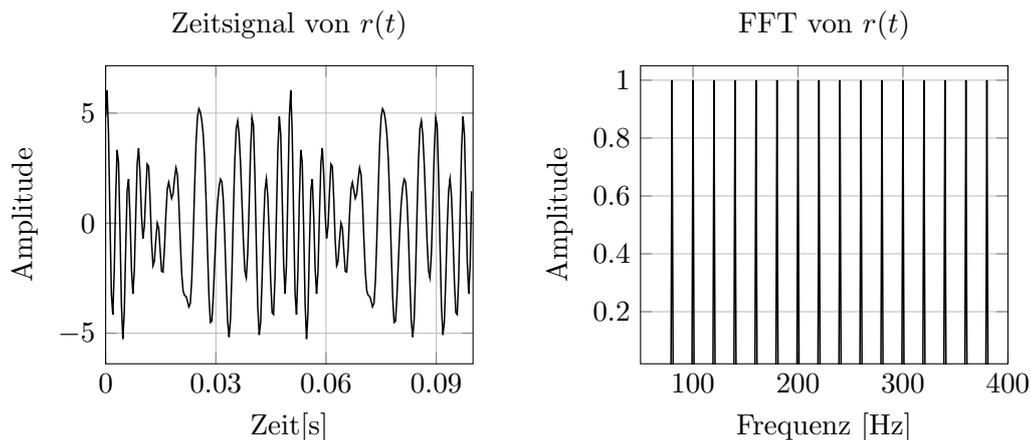


Abb. 6.14: Pseudorandom-Signal

Die Abb. 6.14 stellt das Zeitsignal sowie das Frequenzspektrum des Signals $r(t)$ dar. Dabei zeigt das Pseudorandom-Signal trotz einer halb so großen Amplitude ($r_{max} - r_{min}$) wie die des Multifrequenz-Signals das gleiche Frequenzspektrum. Das Pseudorandom-Signal von Schröder ermöglicht es so, GFB-Lager anzuregen, ohne jedoch größere Schwingungswege hervorzurufen, wodurch sich das lineare Modell bei der Bestimmung von Lagerparametern anwenden lässt. Diese

Art der Anregung wurde bereits von Burrows et al. [84] im Jahr 1981 bei der dynamischen Untersuchung von Lagerschmierfilmen angewendet. Um die Amplitude des Signals im Rahmen der Untersuchung von GFBs weiter zu reduzieren, wird das Erregersignal aus nur 10 harmonischen Funktionen moduliert. Eine Messkampagne bei einer konstanten Drehzahl wird daher in drei Messungen unterteilt, um den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz durch die Anregungskraft abzudecken. Bei der ersten Messung ist das Anregungssignal eine Modellierung aus dem Frequenzbereich von [80 Hz, 260 Hz]. Die zweite Anregungskraft spannt sich über den Bereich von [280 Hz, 460 Hz] auf und bei der letzten Messung wird den Bereich von [480 Hz, 660 Hz] abdeckt.

6.2.2 Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation

Wie bereits in Abschnitt 6.1.2 erläutert, wird der Prüfstand als Zwei-Massen-Schwinger modelliert. Die Massen sind über ihre Steifigkeiten und Dämpfungen gekoppelt. Die mathematische Systembeschreibung lautet:

$$\overbrace{\begin{bmatrix} m_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\bar{x}} \\ \ddot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & m_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mv,\bar{x}} & 0 \\ 0 & K_{mv,\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix}}^{\text{Messvorrichtung}} + \underbrace{\begin{bmatrix} C_{\bar{x}\bar{x}} & C_{\bar{x}\bar{y}} \\ C_{\bar{y}\bar{x}} & C_{\bar{y}\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{\bar{x}\bar{x}} & K_{\bar{x}\bar{y}} \\ K_{\bar{y}\bar{x}} & K_{\bar{y}\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{Bmatrix}}_{\text{GFB}} = \begin{Bmatrix} F_{\bar{x}}(t) \\ F_{\bar{y}}(t) \end{Bmatrix} + \frac{\sqrt{2}}{2} \begin{Bmatrix} F_0 \\ F_0 \end{Bmatrix} \quad (6.20)$$

Dabei steht die physikalische Größe $K_{\bar{x}\bar{x}}$ für die Lagersteifigkeit in Richtung- \bar{x} aufgrund einer Anregung in Richtung- \bar{x} und $K_{\bar{x}\bar{y}}$ für die Lagersteifigkeit in \bar{x} bei einer Anregung in \bar{y} . Dies gilt ebenso für Dämpfungen ($C_{\bar{j}\bar{l}}$ $j, l = \{\bar{x}, \bar{y}\}$). Die Parameter $K_{mv,\bar{x}}$, $K_{mv,\bar{y}}$, $C_{mv,\bar{x}}$, $C_{mv,\bar{y}}$ aus der Messvorrichtung wurden bereits im Kapitel 6.1.2 durch eine experimentelle Modalanalyse ermittelt. Weiterhin Unbekannte sind die 8 Lagerparameter aus dem $[2 \times 2]$ -Gleichungssystem (6.20). Um dieses Gleichungssystem eindeutig zu lösen, werden weitere Gleichungen benötigt. Daher wird im Rahmen der experimentellen Untersuchung jeweils nur eine Achse angeregt. Die Gl. (6.20) bleibt dabei erhalten. Allein der Erregervektor bekommt dadurch zwei Zustände $\{F_{\bar{x}}(t), 0\}^T$ und $\{0, F_{\bar{y}}(t)\}^T$. Aus dem Zwei-Gleichungssystem wird ein Vier-Gleichungssystem. Durch die Fourier-Transformation und das Einführen der Größe $Z_{\bar{j}\bar{l}}$ wird das Vier-Gleichungssystem vereinfacht.

$$\begin{Bmatrix} m_{mv,\bar{x}} \cdot A_{\bar{x}\bar{x}} \\ m_{mv,\bar{y}} \cdot A_{\bar{y}\bar{x}} \\ m_{mv,\bar{x}} \cdot A_{\bar{x}\bar{y}} \\ m_{mv,\bar{y}} \cdot A_{\bar{y}\bar{y}} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Z_{mv,\bar{x}} \cdot \bar{X}\bar{X} \\ Z_{mv,\bar{y}} \cdot \bar{Y}\bar{X} \\ Z_{mv,\bar{x}} \cdot \bar{X}\bar{Y} \\ Z_{mv,\bar{y}} \cdot \bar{Y}\bar{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_{\bar{x}\bar{x}} & Z_{\bar{x}\bar{y}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{\bar{y}\bar{x}} & Z_{\bar{y}\bar{y}} \\ Z_{\bar{x}\bar{x}} & Z_{\bar{x}\bar{y}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{\bar{y}\bar{x}} & Z_{\bar{y}\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{X}\bar{X} \\ \bar{Y}\bar{X} \\ \bar{X}\bar{Y} \\ \bar{Y}\bar{Y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{\bar{x}}(\omega) \\ 0 \\ 0 \\ F_{\bar{y}}(\omega) \end{Bmatrix} \quad (6.21)$$

Dabei sind $\bar{X}\bar{X}$, $\bar{Y}\bar{X}$, $\bar{X}\bar{Y}$ und $\bar{Y}\bar{Y}$ jeweils die Fourier-Transformationen von $\bar{x}\bar{x}$, $\bar{y}\bar{x}$, $\bar{x}\bar{y}$ und $\bar{y}\bar{y}$. $Z_{\bar{j}\bar{l}}$ wird Impedanz genannt und setzt sich aus der Steifigkeit und Dämpfung der jeweiligen Achse in den Koordinaten (\bar{x}, \bar{y}) zusammen.

$$Z_{\bar{j}\bar{l}} = K_{\bar{j}\bar{l}} + \omega \cdot i C_{\bar{j}\bar{l}} \quad \text{wobei } j, l = \{x, y\} \quad (6.22)$$

Durch Umstellung des Gleichungssystems (6.21) lassen sich die Impedanzen bestimmen:

$$\begin{bmatrix} Z_{\bar{x}\bar{x}} \\ Z_{\bar{x}\bar{y}} \\ Z_{\bar{y}\bar{x}} \\ Z_{\bar{y}\bar{y}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{X}\bar{X} & \bar{Y}\bar{X} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{X}\bar{Y} & \bar{Y}\bar{Y} \\ \bar{X}\bar{X} & \bar{Y}\bar{X} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{X}\bar{Y} & \bar{Y}\bar{Y} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} F_x(\omega) - F_{mv,\bar{x}\bar{x}} \\ -F_{mv,\bar{y}\bar{x}} \\ -F_{mv,\bar{x}\bar{y}} \\ F_y(\omega) - F_{mv,\bar{y}\bar{y}} \end{Bmatrix} \quad (6.23)$$

6.2 Versuchsdurchführung und Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation

Die Eigendynamik der Messvorrichtung wird in den Kräften $F_{mv,\bar{j}l}$ zusammengefasst.

$$F_{mv,\bar{j}l} = m_{mv,\bar{j}} \cdot A_{\bar{j}l} + Z_{mv,\bar{j}l} \cdot \bar{J}L \quad \text{wobei } j, l = \{x, y\} \quad (6.24)$$

Die Impedanzen $Z_{\bar{j}l}$ lassen sich durch eine Rotation der Impedanzmatrix um den Winkel $\alpha = \pi/4$ in die Koordinaten (x, y) überführen.

$$\begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{\bar{x}\bar{x}} & Z_{\bar{x}\bar{y}} \\ Z_{\bar{y}\bar{x}} & Z_{\bar{y}\bar{y}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & \sin(\alpha) \\ -\sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \quad (6.25)$$

In der Abb. 6.15 wird der Programmablauf zur Bestimmung der Lagerparameter aus den experimentellen Daten beschrieben. Nach Akquisition der Messdaten werden diese erst vom Messrauschen befreit und dann in gleich große Zeitintervalle beziehungsweise Zeitfenster aufgeteilt. Um einen Leakage-Effekt zu vermeiden, wird jedes Zeitfenster mit einem Hanning-Fenster gewichtet, danach Fourier-transformiert. Nachdem die Gl. 6.23 gelöst ist, werden die Lagerparameter aus allen Zeitfenstern gemittelt. Das Ergebnis aus einer Messkampagne ist somit der Mittelwert aus 4 Messzeitfenstern.

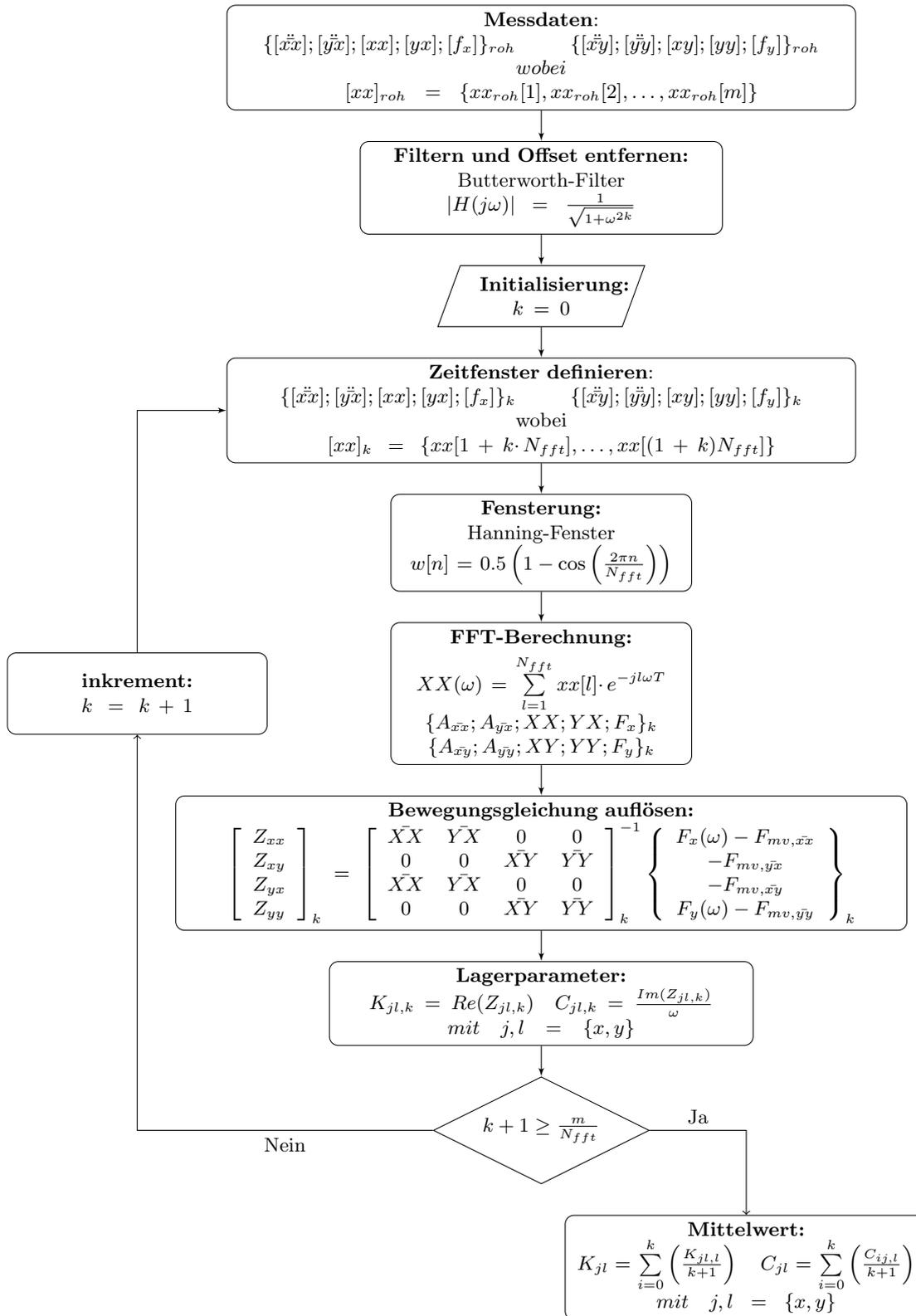


Abb. 6.15: Programmablauf zur Datenauswertung der experimentellen Lagerparameteridentifikation

6.3 Ergebnisse aus den numerischen und experimentellen Untersuchungen

In diesem Abschnitt werden Ergebnisse aus der experimentellen sowie aus der theoretischen Untersuchung zur Bestimmung der Lagerparameter dargestellt. Weiterhin wird untersucht, welchen Einfluss die Drehzahlen, die Lagerlast oder eine Lagermodifikation durch Einsatz von Shims auf die Parameter haben.

Einfluss der Drehzahl

Die Abb. 6.16 und 6.17 stellen die Lagerparameter dar, die jeweils bei einer konstanten Drehzahl von $10\,000\text{ min}^{-1}$, $15\,000\text{ min}^{-1}$, $20\,000\text{ min}^{-1}$, $25\,000\text{ min}^{-1}$ sowie $30\,000\text{ min}^{-1}$ und unter einer statischen Last von 10 N ermittelt wurden. Dabei ist jede hier vorliegende Kurve eine Mittelung aus 4 sukzessiven Messungen. In den Diagrammen sind auf der Abszisse die Erregerfrequenzen bzw. die Störfrequenzen nach Lund, und auf der Ordinate die Steifigkeiten oder die Dämpfungen aufgetragen. Die Anregung spannt sich über einen Bereich von 80 Hz bis 660 Hz aus. In der Abb. 6.16a liegen die Ergebnisse der Messung bei einem nicht-rotierenden Rotor vor. Dies entspricht den Steifigkeiten und Dämpfungen des Lagers ohne Schmierfilm. Diese Parameter konnten daher aufgrund des fehlenden Schmierfilms nicht simuliert werden. Diese Messung zeigt hinsichtlich der Hauptsteifigkeiten (K_{xx} , K_{yy}) einen Anstieg über der Frequenz, während die Hauptdämpfung (C_{xx} , C_{yy}) bei zunehmenden Frequenzen abnimmt. Die Parameter (K_{xx} , K_{yy} , C_{xx} , C_{yy}) erreichen dabei höhere Werte als bei Messungen mit rotierendem Rotor. Diese Ergebnisse sind weiterhin eine Bestätigung, dass die Frequenzabhängigkeit der Lagerparameter bereits aus der elastischen Lagerwand vorhanden ist. Diese Ergebnisse unterstützen somit die Untersuchung, die im Kapitel 4 auf einem anderen Teststand realisiert wurde. Wie bereits in jenem Kapitel erläutert, liegt die Abnahme der Hauptdämpfungen über den Frequenzen daran, dass Lagerdämpfung beziehungsweise Energiedissipation prinzipiell durch Reibung stattfindet und daher wegabhängig ist. Bei zunehmenden Frequenzen verkürzen sich die Reibungswege und somit nimmt die Dämpfung über der Frequenz ab. Weiterhin sind in der Abb. 6.16a die Koppelsteifigkeiten (K_{xy} , K_{yx}) sowie die Koppeldämpfungen (C_{xy} , C_{yx}) aufgetragen, die niedrigere Werte im Vergleich zu ihren jeweiligen Haupttermen (K_{xx} , K_{yy} , C_{xx} , C_{yy}) aufweisen und teilweise negative Werte annehmen. Dies ist auch in früheren experimentellen Untersuchungen zu sehen [42, 43]. Der Größenunterschied der Lagerparameter, der hier bei rotierenden und nicht-rotierenden Systemen zu beobachten ist, lässt sich auf den Schmierfilm zurückführen, denn bei einem rotierenden System resultiert die Steifigkeit des Lagers aus der Kopplung zwischen der elastischen Lagerwandstruktur und dem Schmierfilm. Aufgrund der relativ geringen Steifigkeit, die sich durch die komprimierte Luft im Schmierfilm eingestellt hat, sinkt die gesamte Steifigkeit des Lagers. Eine weitere Tatsache ist, dass bei einer Kopplung von zwei Federn in einer Reihenschaltung mit unterschiedlichen Steifigkeiten die Feder mit der geringeren Steifigkeit die größte Verformung erfährt. Daher wird die elastische Lagerwandstruktur in Anwesenheit des Schmierfilms relativ geringfügig verformt. Aufgrund dieser geringen Verformung der Struktur sinkt die durch Reibung verursachte Verlustenergie und hat eine Abnahme der Hauptdämpfungen zur Konsequenz, wie ein Vergleich mit anderen Abbildungen (6.16b, 6.16c und 6.17) zeigt. Außerdem kann die Luft aufgrund ihrer geringen Viskosität nicht wesentlich zur Dämpfung des Systems beitragen.

Für Abb. 6.16b wird der Prüfstand auf eine Drehzahl von $10\,000\text{ min}^{-1}$ gebracht. Die Hauptsteifigkeiten zeigen hier weiterhin eine große Ähnlichkeit zu der Untersuchung aus Abb. 6.16a. Dies liegt vermutlich daran, dass der Schmierfilm sich im Lager noch nicht aufgebaut hat, bzw. noch kein Abheben des Rotors stattgefunden hat. Daher weicht die numerische Berechnung hier besonders von den experimentellen Werten im Vergleich zu Messungen bei höheren Drehzahlen ab. Bei weiter zunehmender Drehzahl sinken sowohl die Hauptsteifigkeiten im höheren

Frequenzbereich als auch die Hauptdämpfungen im niedrigen Frequenzbereich geringfügig. Dieses Verhalten wird durch die numerische Simulation bestätigt.

Die Steifigkeits- und Dämpfungswerte weisen für alle Drehzahlen eine gute Übereinstimmung mit dem theoretischen Modell auf. Eine gewisse Abweichung besteht jedoch bei den Hauptsteifigkeiten im Bereich der höheren Frequenzen. Dort werden die Hauptsteifigkeiten vom Modell unterschätzt. Ebenso weichen die Hauptdämpfungen im niedrigen Frequenzbereich von den theoretischen Untersuchungen ab.

Es lässt sich also schließen, dass eine Drehzahlabhängigkeit der Lagerparameter besteht. Dabei nehmen die Hauptsteifigkeiten im höheren Frequenzbereich ab, während dies bei den Hauptdämpfungen im niedrigen Frequenzbereich stattfindet. Dieses Verhalten stimmt mit dem numerischen Modell überein.

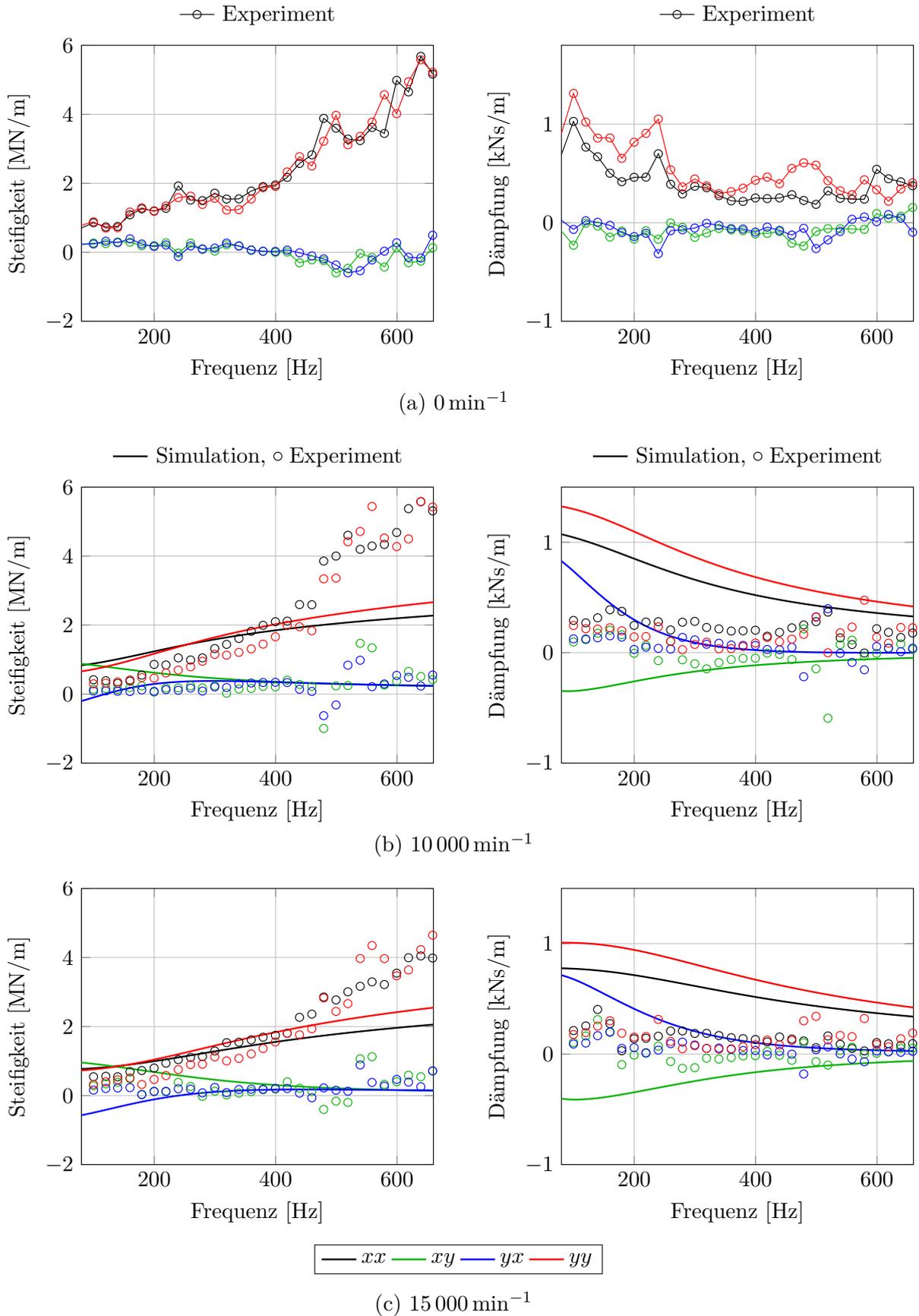


Abb. 6.16: Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei einer Drehzahl von (a) 0 min^{-1} , (b) $10\,000 \text{ min}^{-1}$ und (c) $15\,000 \text{ min}^{-1}$

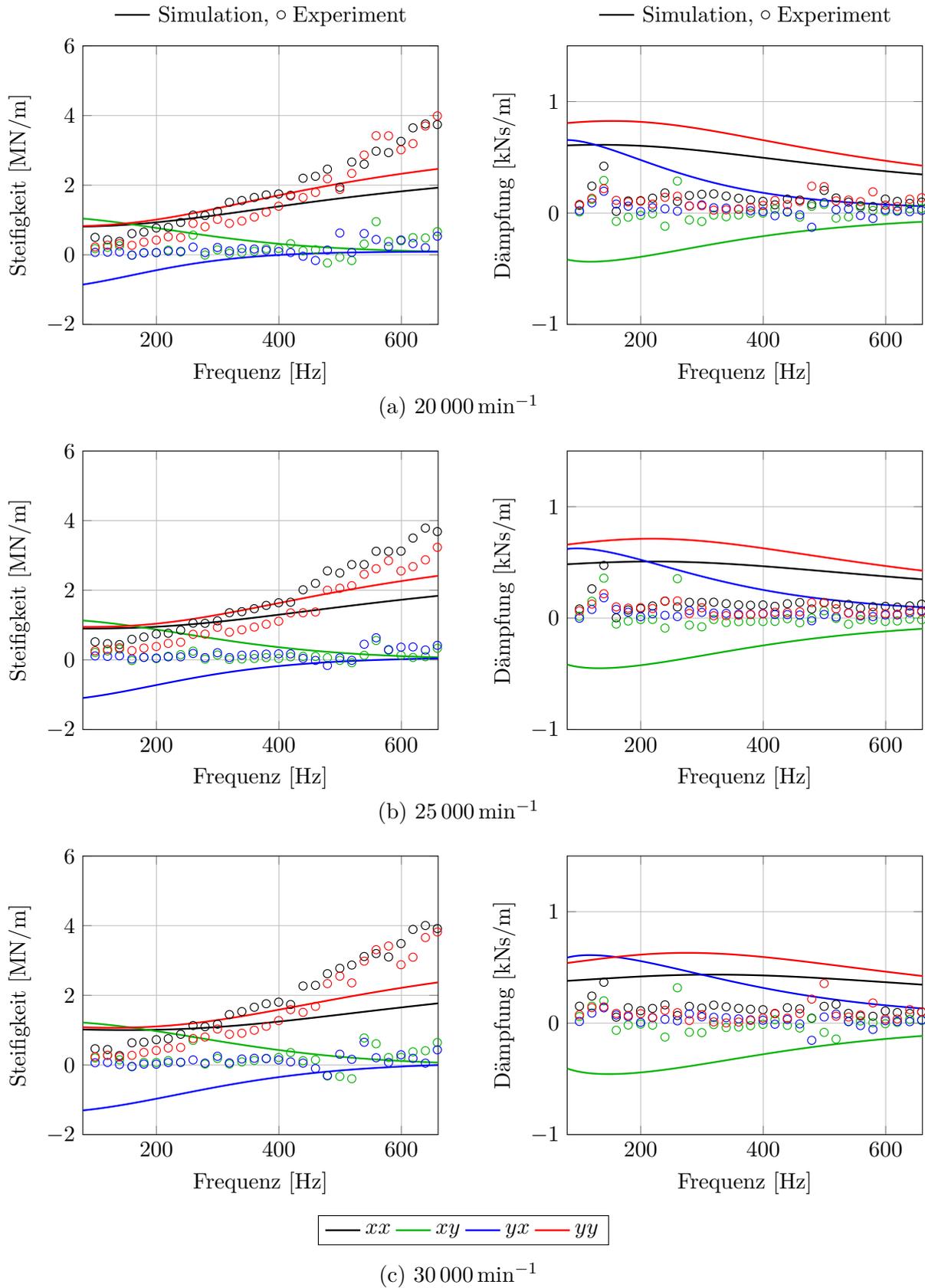


Abb. 6.17: Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei einer Drehzahl von (a) $20\,000\text{ min}^{-1}$, (b) $25\,000\text{ min}^{-1}$ und (c) $30\,000\text{ min}^{-1}$

Einfluss der statischen Last

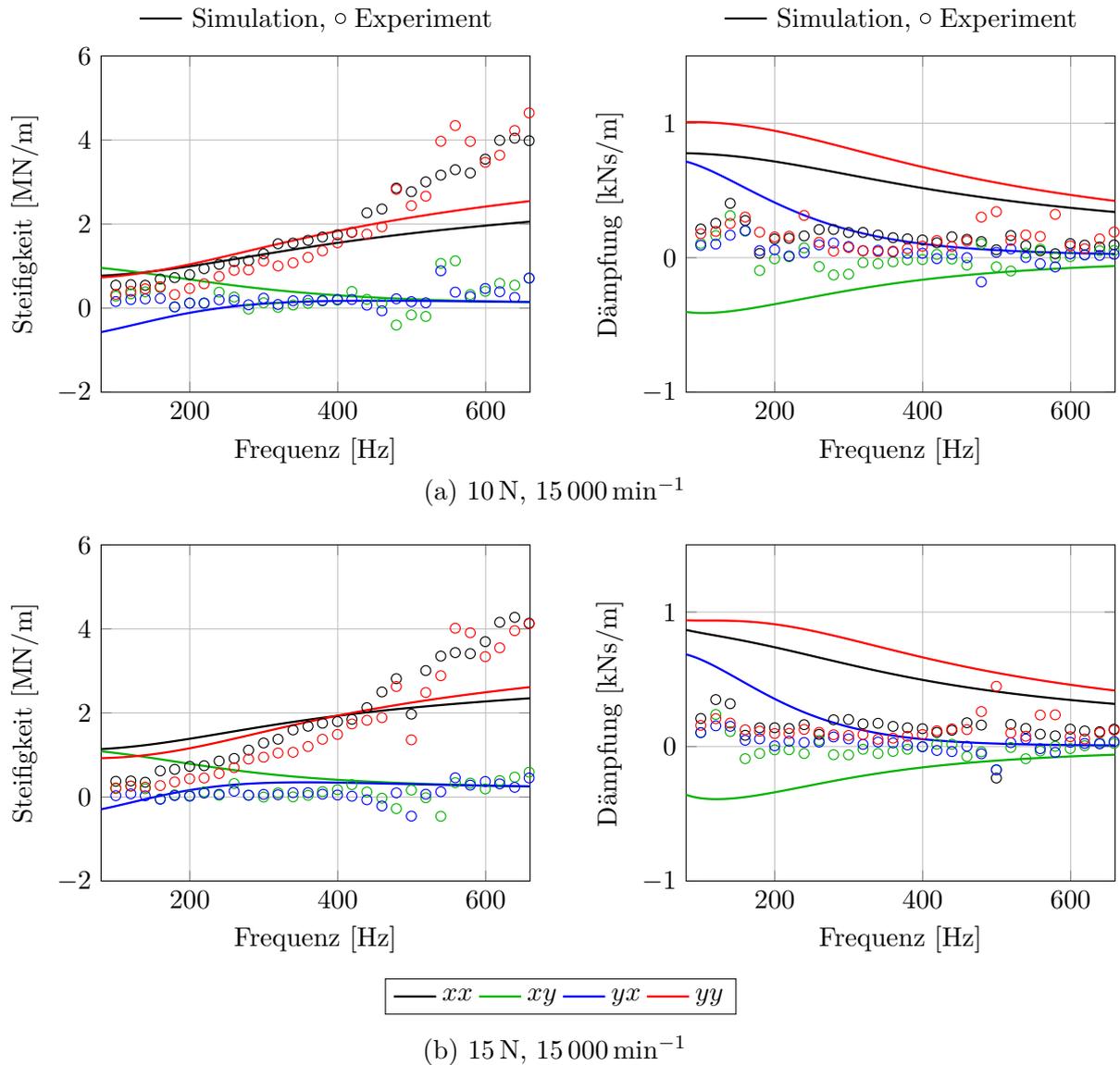


Abb. 6.18: Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von (a) 10 N sowie (b) 15 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 15 000 min⁻¹

In den Abb. 6.18 und 6.19 werden Ergebnisse aus den Untersuchungen bei den Drehzahlen von 15 000 min⁻¹ sowie 25 000 min⁻¹ für unterschiedliche statische Lagerlasten (10 N, 15 N) gezeigt. Der Vergleich dieser Ergebnisse soll Aufschluss darüber geben, inwiefern eine Änderung der statischen Last die Lagerparameter beeinflusst. Es wird bei der Betrachtung der Ergebnisse festgestellt, dass eine Erhöhung der Lagerbelastung prinzipiell zu einer Steigerung der Hauptsteifigkeiten führt. Es wird beim Anstieg der statischen Last von 10 N auf 15 N eine Erhöhung der Steifigkeit K_{xx} um 5 % erreicht. In y -Richtung steigt die Steifigkeit K_{yy} um 10 %. Diese Änderung verbessert die Hauptdämpfungen (C_{xx} , C_{yy}) um circa 10 %. Dieser Trend ist auch beim theoretischen Modell zu sehen. Auch die Ergebnisse von Rudloff et al. [42] aus dem Jahr 2011 zeigen eine Erhöhung der Steifigkeit beim Anstieg der statischen Last. In jener Arbeit konnten

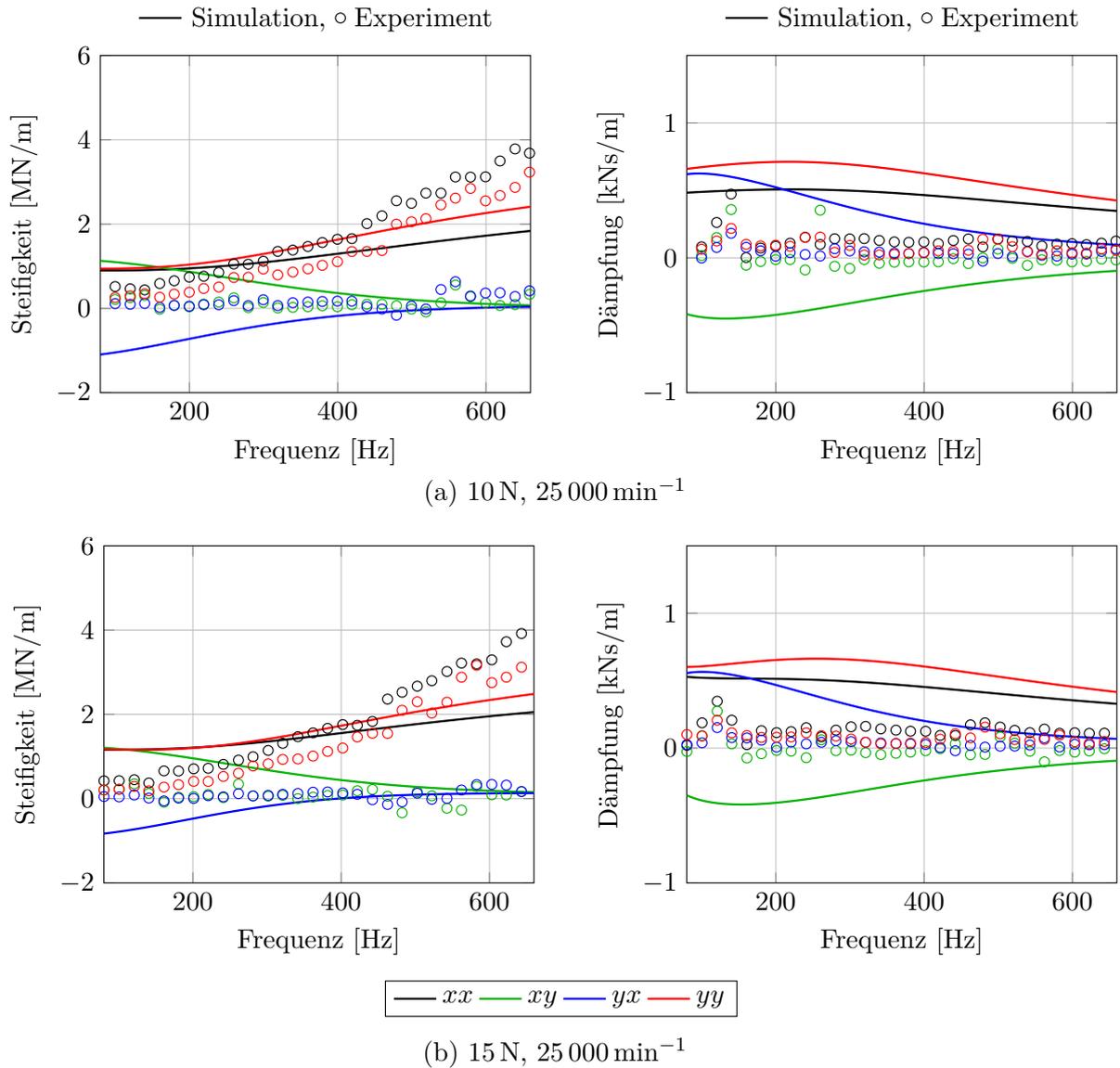


Abb. 6.19: Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von (a) 10 N sowie (b) 15 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 25 000 min⁻¹

höhere Werten bei einer Laständerung um 10 N erreicht werden. Bei den Koppeltermen wird aus den hier vorliegenden Ergebnissen kein deutlicher Trend erkennbar. Während ein leichter Anstieg von K_{xy} und C_{xy} gemessen wird, sinken die Steifigkeit K_{yx} sowie Dämpfung C_{yx} .

Bei der Erhöhung der Lagerlast, die zu einer Vorspannung der elastischen Lagerstruktur führt, steigen hauptsächlich die Hauptparameter. Die Erhöhung der Lagerlast ist jedoch durch die Leistung der Antriebsmaschine, sowie die Lagertragfähigkeit begrenzt. Aufgrund des relativ geringen Drehmoments des zur Verfügung stehenden Elektromotors konnte im Rahmen der Untersuchung eine maximale statische Last von 15 N erreicht werden.

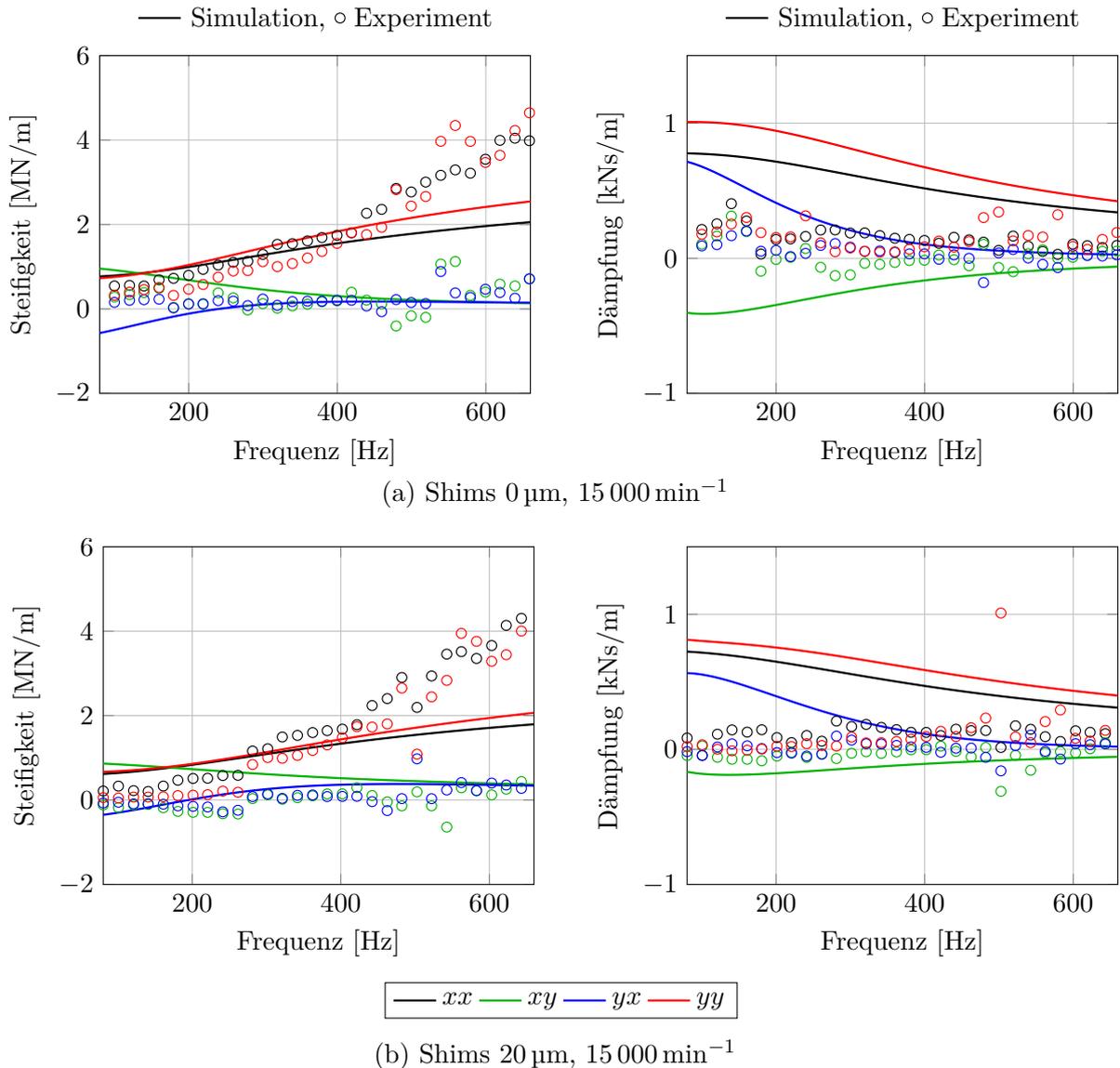


Abb. 6.20: Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter (a) eines nicht-modifizierten Lagers sowie (b) eines mit Shims modifizierten Lagers über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von $15\ 000\ \text{min}^{-1}$

Einfluss der Shims

Der Einsatz von Shims zur Verbesserung des rotodynamischen Verhaltens von mit GFBs gelagerten Systemen wird bereits seit Jahren erprobt [47, 85]. Ihr Einfluss auf die Lagerparameter wird hier beleuchtet. Dabei werden die vorliegenden Messergebnisse (siehe Abb. 6.20 und 6.21), die bei den Drehzahlen von $15\ 000\ \text{min}^{-1}$ sowie $25\ 000\ \text{min}^{-1}$ ermittelt wurden, untersucht.

Durch die Modifikation des Lagers mit Shims, die auf 60° , 180° und 300° bezüglich des Festbumps angebracht sind (siehe Abb. 4.7), verändert sich das Druckfeld im Lager. Es entstehen neben dem Druckgebiet bei 180° zwei zusätzliche Gebiete mit einem Überdruck aufgrund der Veränderung des Nominalspalts in diesen Bereichen. Dies führt zu einer Anhebung der Steifigkeiten. Diese ist besonders signifikant im Bereich von 260 Hz bis 520 Hz. Dabei erhöht

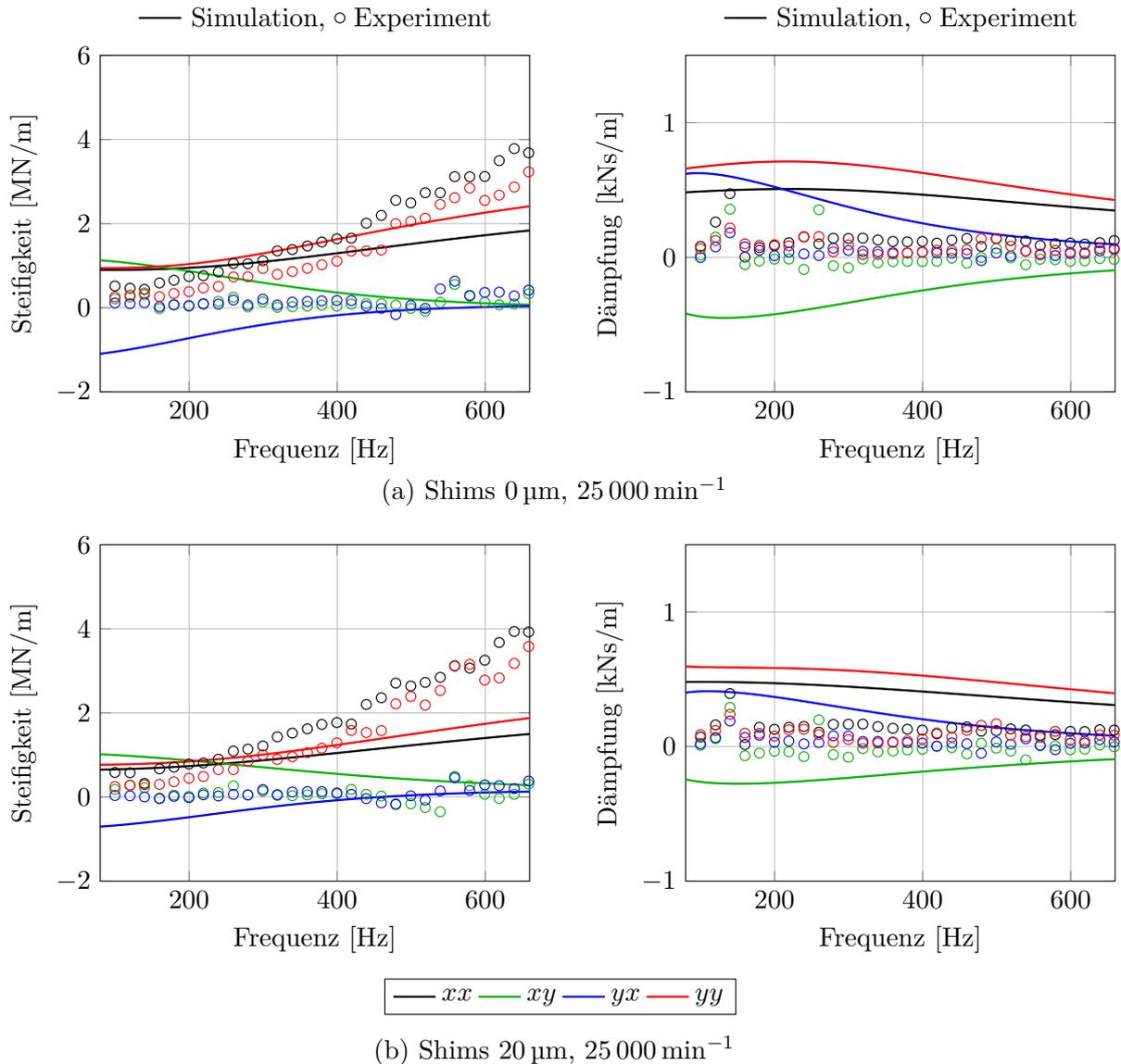


Abb. 6.21: Numerisch und experimentell ermittelte Lagerparameter (a) eines nicht-modifizierten Lagers sowie (b) eines mit Shims modifizierten Lagers über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 25 000 min^{-1}

sich der Wert von K_{xx} um 12% und von K_{yy} um 4% bei der Drehzahl von 25 000 min^{-1} . Bei der Drehzahl von 15 000 min^{-1} ist die Steifigkeitserhöhung bei K_{xx} und K_{yy} kaum ausgeprägt. Bei den Koppelsteifigkeiten lässt sich keine deutliche Tendenz aufzeigen. Die Ergebnisse zeigen außerdem, dass die Lagermodifikation zu keiner signifikanten Verbesserung bei den Dämpfungen, sowohl Haupt- als auch Koppeldämpfungen, beigetragen hat.

Dieses Verhalten des modifizierten Lagers wird nicht vom numerischen Modell abgebildet. Dies liegt daran, dass sich die Modifikation des Lagers durch die Shims im Modell auf den Nominalspalt beschränkt. Daher werden die Änderungen, die die Lagermodifikation auf die elastische Lagerwandstruktur herbeiführt, wie die Abb. 6.22 zeigt, nicht in der Modellierung betrachtet. Eine Änderung der elastischen Lagerwandstruktur durch die Shims wird besonders in den Hauptrichtungen erreicht. Die Dämpfungen C_{yy} und C_{xx} besitzen im niedrigen Frequenz-

bereich höhere Werte. Diese nehmen mit zunehmenden Frequenzen die Werte des Lagers ohne Shims an und fallen dann ab. Bei den Hauptsteifigkeiten versteift sich das Lager in y -Richtung und wird ein wenig nachgiebiger in x -Richtung. Aufgrund der statischen Last, die in Richtung x wirkt, ist die Lagerwandstruktur in x vor der Lagermodifikation bereits vorgespannt, bzw. sind Bumps bereits aktiv. Daher sind die Änderungen hier hinsichtlich der Steifigkeit sowie Dämpfung relativ gering. Anders ist es allerdings in y -Richtung. Dort ist die Struktur kaum vorgespannt und das Anbringen der Shims sorgt für eine Aktivierung der Bumps. Dies führt, wie hier zusehen ist, zu erhöhten Energieverlusten sowie einer höheren Steifigkeit.

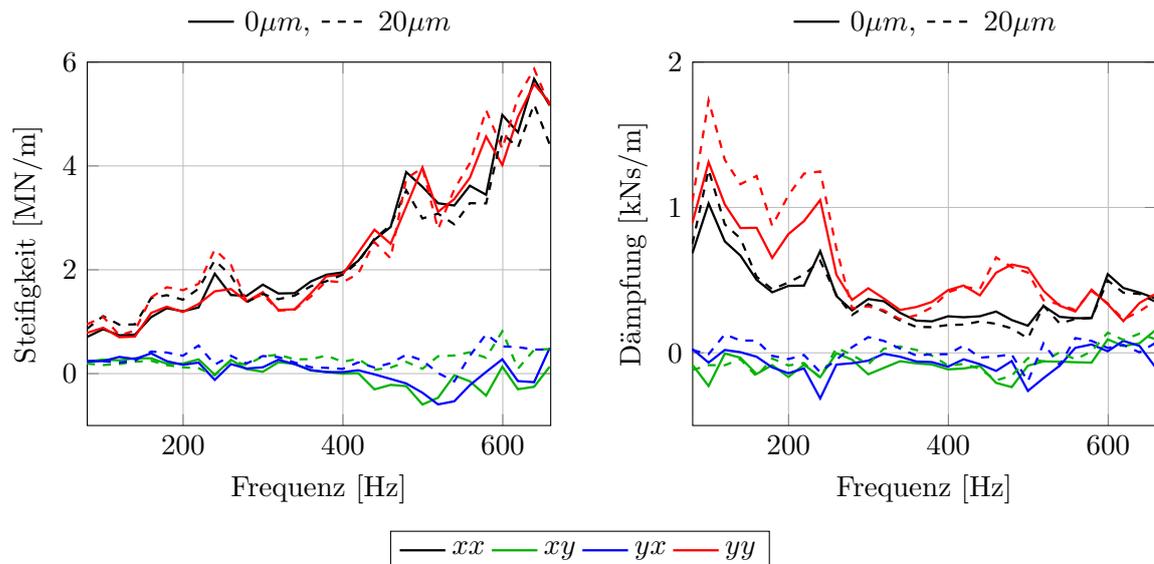


Abb. 6.22: Vergleich der experimentell ermittelten Parameter der elastischen Lagerwandstruktur eines nicht-modifizierten Lagers mit den eines mit Shims modifizierten Lagers über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei einer statischen Last von 10 N und unter einer Erregerkraft von 30 N bei der Drehzahl von 0 min^{-1}

6.4 Messunsicherheit

Es wurde zur experimentellen Ermittlung der Lagerparameter ein bestimmtes Messprotokoll ausgearbeitet, das im Rahmen der Messungen stets eingehalten wird. Dies hat zum Zweck, Fehler beim Aufbau des Teststands sowie bei der Messung unabhängig vom Experimentator zu vermeiden und die Wiederholbarkeit der Messungen zu garantieren. So wird vor Beginn jeder Messkampagne die Funktionalität aller Messinstrumente überprüft. Dabei werden alle Instrumente einzeln getestet. Weiterhin wird der Elektromotor auf die für die Untersuchung benötigte Drehzahl gebracht und 10 min lang betrieben, um ein thermisches Gleichgewicht vor der Messung im Antrieb zu erreichen.

Zur Ermittlung aller Lagerparameter wird jede Messung 4 Mal wiederholt und die Ergebnisse gemittelt. Es wird angenommen, dass Messergebnisse normalverteilt sind. Aufgrund der endlichen Stichproben ($n=4$) eignet sich die Student-Verteilung zur Berechnung der Messunsicherheit. Die Formel dazu wurde bereits in der Gleichung 4.10 vorgestellt. Dabei wird die statistische Sicherheit auf 95 % ($c = 2,776$) gesetzt. Im Diagramm aus der Abb. 6.23 sind Messunsicherheiten der Lagerparameter dargestellt. Es handelt sich dabei beispielhaft um die Messung bei $30\,000\text{ min}^{-1}$ unter der statischen Last von 10 N, die Ähnlichkeit mit den anderen Messkampagnen zeigt. Die

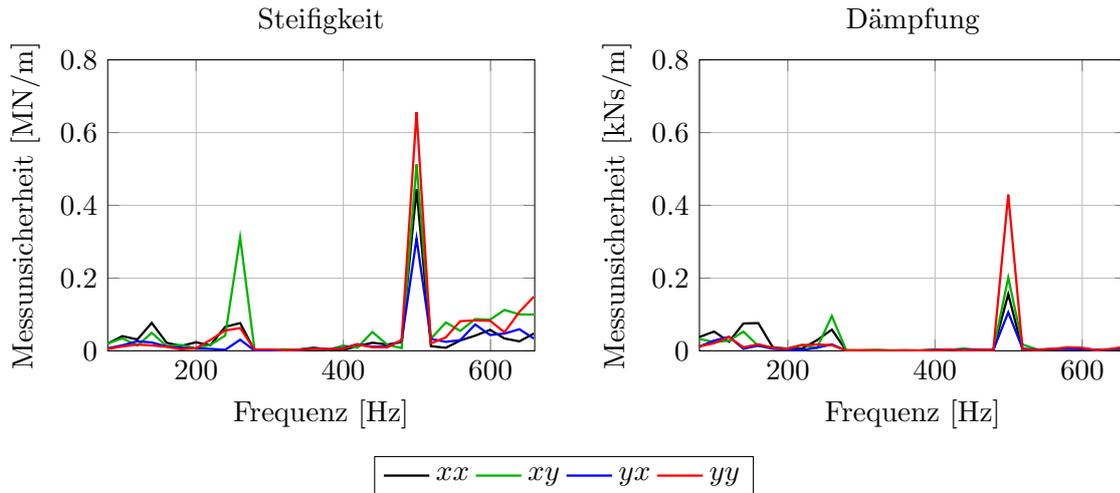


Abb. 6.23: Messunsicherheit über dem Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von $30\,000\text{ min}^{-1}$ ohne Shims

Messunsicherheiten der weiteren Messkampagnen sind im Anhang A.3.2 zu finden. Bei der hier vorliegenden Messkampagne tritt die maximale Messunsicherheit bei den Hauptsteifigkeiten u_{Kyy} auf. Dies entspricht einem möglichen Messfehler von 25 % und wird allein bei einer Anregung von 500 Hz erreicht. Dieser plötzliche Anstieg der Messunsicherheit tritt jedes Mal auf, wenn sich ein Vielfaches der Drehfrequenz mit einer Frequenz aus der Anregungskraft deckt. Dies lässt sich bei der Betrachtung der Messunsicherheit beim nicht-rotierenden Rotor (siehe Anhang A.3.2, Abb. A.1a) oder bei $25\,000\text{ min}^{-1}$ (siehe Anhang A.3.2, Abb. A.2b) bestätigen. Werden diese Frequenzstellen ausgeschlossen, liegen die Messunsicherheiten unter 4 % bei den Steifigkeiten und unter 7 % bei den Dämpfungen.

6.5 Teilzusammenfassung

Die Untersuchung zur experimentellen Lagerparameteridentifikation zeigt, dass eine Drehzahlabhängigkeit der Lagerparameter besteht. Dabei nehmen die Hauptsteifigkeiten bei zunehmenden Drehzahlen im höheren Frequenzbereich ab, während dies bei den Hauptdämpfungen im niedrigen Frequenzbereich stattfindet. Dieses Verhalten deckt sich mit dem numerischen Modell.

Es wird außerdem eine Abhängigkeit der Lagerparameter bezüglich der Lagerlast festgestellt. Die Erhöhung der Lagerlast bewirkt eine Vorspannung der elastischen Lagerwandstruktur sowie eine Reduzierung des Nominalspalts, wodurch hauptsächlich die Hauptparameter steigen.

Die Modifikation des Lager durch den Einsatz von Shims zeigt positive Wirkungen auf die Lagerparameter. Durch diese Modifikation verändert sich lokal (60° , 180° und 300°) der Nominalspalt. Dadurch wird die Lagerwandstruktur vorgespannt und es bilden sich zwei weitere hohe Druckgebiete im Schmierfilm. Eine Erhöhung der Hauptsteifigkeiten wird beobachtet, wobei dieser Anstieg in Richtung x (Richtung der Schwerkraft) etwas höher ist. Die experimentellen Ergebnisse zeigen außerdem, dass die Lagermodifikation zu keiner signifikanten Verbesserung bei den Dämpfungen, sowohl Haupt- als auch Koppeldämpfungen, beigetragen hat. Das Verhalten des modifizierten Lagers weicht ein wenig vom theoretischen Modell ab. Dies liegt daran, dass bei der Modellierung die Änderung des Nominalspalts mehr gewichtet wird, als die Strukturänderung durch den Einsatz von Shims.

7 Experimentelle rotordynamische Untersuchung

7.1 Inbetriebnahme des rotordynamischen Prüfstands

7.1.1 Prüfstands Aufbau

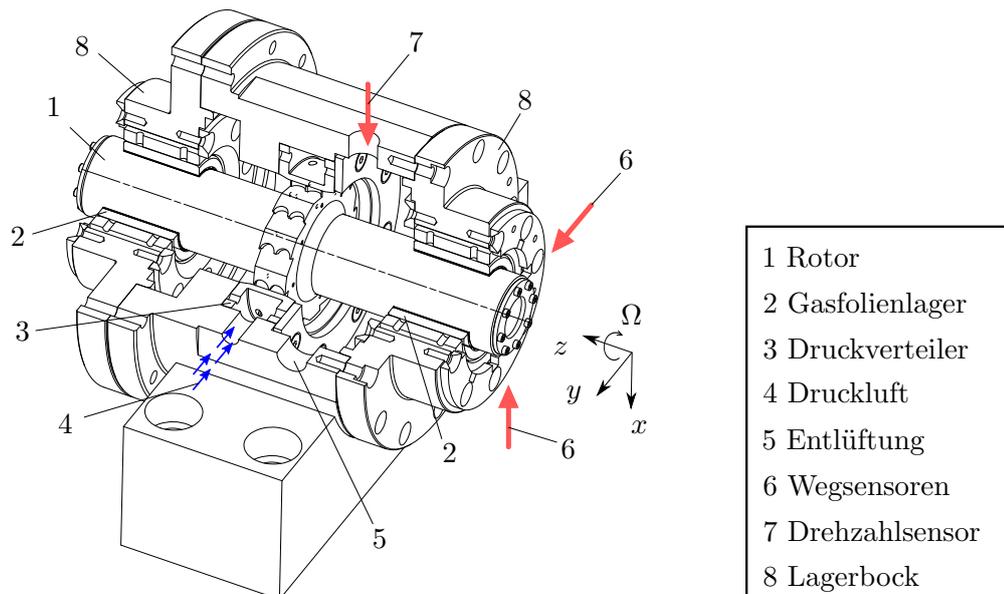


Abb. 7.1: Aufbau des rotordynamischen Prüfstands

Bei der rotordynamischen Untersuchung wird das Verhalten eines in GFBs gelagerten starren Rotors analysiert. Dabei wird das System unterschiedlichen Einflüssen ausgesetzt. Zu diesem Zweck wurde der in Abb. 7.1 dargestellte Prüfstand gebaut. Es handelt sich um einen symmetrisch aufgebauten **Rotor** (1), angetrieben von einer Gleichdruckturbine, eine Pelton-Turbine. Das Laufrad befindet sich in der Mitte des Rotors und besitzt zwölf Paare Becherschaufeln, die direkt in das Rad gefräst sind. Ein **Druckverteiler** (3), der um das Laufrad montiert ist, versorgt die Turbine mit **Druckluft** (4). Um unterschiedliche Drehzahlstufen und Drehmomente zu erreichen, stehen zwei Druckverteiler mit jeweils acht und zwölf Lavaldüsenpaaren zur Verfügung. Aufgrund ihrer relativ einfachen Herstellung wurde der Pelton-Turbine gegenüber anderen Turbinen wie z.B. der Kaplan-Turbine der Vorzug gegeben. Sie besitzt außerdem einen höheren Wirkungsgrad [86] als die Kaplan-Turbine und durch die richtige Anordnung und Gestaltung der Becherschaufeln heben sich axiale Kräfte auf. Die zu untersuchenden **GFBs** (2) werden in gleichen Abständen zum Laufrad in den **Lagerböcken** (8) montiert. Die Lagerböcke fungieren zugleich als Gehäusedeckel, die genau auf das Gehäuse mit Positionierungsstiften ausgerichtet und schließlich angeschraubt werden.

Zur messtechnischen Instrumentierung (siehe Abb. 7.2) gehören zwei optische **Wegsensoren** (6) pro Lager, die in senk- und waagerechte Richtung montiert sind und mit einer Genauigkeit von 2 μm auflösen (siehe Tab. 7.1). Ihre Aufgabe ist es, Verschiebungen bzw. die Schwingungen

7 Experimentelle rotordynamische Untersuchung

des Rotors im Lagerbereich in der jeweiligen Richtung zu erfassen. Diese Schwingungen sind meistens drehzahlabhängig, daher die Notwendigkeit auch diese Größe aufzuzeichnen. Zu diesem Zweck ist ein **Drehzahlsensor** (7) senkrecht zum Rotor montiert. Es handelt sich um einen Fotodioden-basierten Sensor, dessen Aufgabe es ist, den am Rotor angebrachten Marker zu detektieren. Das daraus resultierende Transistor-Transistor-Logik-Signal (TTL-Signal) wird mit einem Drehzahl-Signalwandler in eine Drehzahl umgewandelt. Es handelt beim TTL-Signal um ein Signal, das nur zwei Spannungsniveaus (*High* und *Low*) annehmen kann. Die *High*-Spannung wird am Sensorausgang gemessen, wenn der Marker erfasst wird. Weiterhin sind **Thermoelemente** (10) zur Temperaturüberwachung im Lagergehäuse eingebettet. Aufgrund des geringeren Nominalspalts des GFBs kann eine thermische Ausdehnung des Rotors zu erheblicher Reduzierung der Spalte bis zur Vollbremsung des Prüfstandes und somit zur Zerstörung des Lagers führen. Um das zu verhindern, überwacht ein **Pyrosensor** (11) die Temperatur des Rotors. Ein weiterer Grund für die Verwendung des Pyrosensors ist das Anliegen, den Nominalspalt des jeweiligen GFBs für alle Messkampagnen konstant zu halten. Dadurch kann bei der Analyse aller Messkampagnen dieser thermische Aspekt ausgeschlossen werden. Weitere unerwünschte Einflüsse sind äußere Schwingungen. Sie lassen sich allerdings durch die Verwendung eines schwingungs isolierten Maschinenbetts, auf dem der Prüfstand aufgebaut wurde, dämmen. In der

Tab. 7.1: Messtechnische Instrumente zur rotordynamischen Untersuchung

Instrument	Hersteller	Bezeichnung	Messbereich	Genauigk.
Optischer Wegsensor	PHILTEC ING	RC62-C1EQT9	2 mm	2 μm
Drehzahlsensor	Monarch Instrument	IRS-P	1 - 999 990 min^{-1}	-
Thermoelemente	Omega	Typ T	-200 - 350 $^{\circ}\text{C}$	3 $^{\circ}\text{C}$
Pyrosensor	PCE Instruments	PCE-IR 10	-40 - 600 $^{\circ}\text{C}$	1 $^{\circ}\text{C}$
Drehzahl-Signalwandler	Monarch Instrument	F2A1X-3-1-xxx	5 - 600 000 min^{-1}	30 min^{-1}
Analoges Spannungseingangsmodul	National Instruments	NI 9215	\mp 10 V	2 mV
Temperaturmessmodul	National Instruments	NI 9213	\mp 78,125 mV	0,25 $^{\circ}\text{C}$

Tab. 7.1 sind alle im Rahmen dieser Untersuchung verwendeten messtechnischen Instrumente sowie ihre Eigenschaften aufgelistet.

Vor Beginn der rotordynamischen Untersuchungen werden einige Voruntersuchungen durchgeführt. Um sicherzustellen, dass es sich im Rahmen der Betriebsdrehzahl (0 min^{-1} bis 80 000 min^{-1}) bei den hier eingesetzten Rotoren tatsächlich um einen starren Rotor handelt. Ein Rotor gilt als starr, wenn seine Betriebsdrehzahl weit unter seiner ersten Resonanzfrequenz liegt. Daher werden zur Bestimmung der ersten Resonanzfrequenz die Rotoren einer Modalanalyse unterzogen. Weiterhin werden die Rotoren gewuchtet, um somit auch ihre Wuchtgüte zu bestimmen.

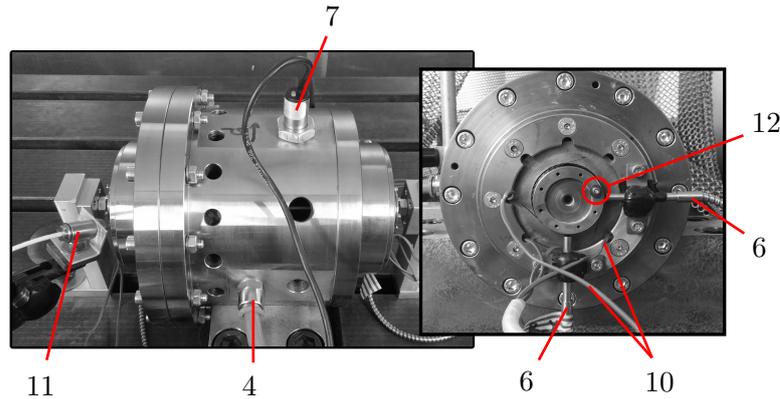


Abb. 7.2: Messinstrumente zur rotordynamischen Untersuchung

7.1.2 Modalanalyse der Rotoren

Bei der hier durchgeführten Modalanalyse der Rotoren geht es allein darum, ihre Resonanzfrequenzen herauszufinden. Weitere Modalgrößen wie Dämpfung und Steifigkeit sind also nicht von Relevanz. Daher fällt die Entscheidung bei der Analyse auf die Modalanalyse mit Hammer. Das Verfahren ermöglicht eine Untersuchung des Systems über einen großen Frequenzbereich mit einem relativ geringeren Aufwand im Vergleich zu anderen Verfahren, wie z.B. die Modalanalyse mit einem Shaker. Bei dieser Analyse lassen sich Steifigkeiten und Dämpfungen genauer ermitteln.

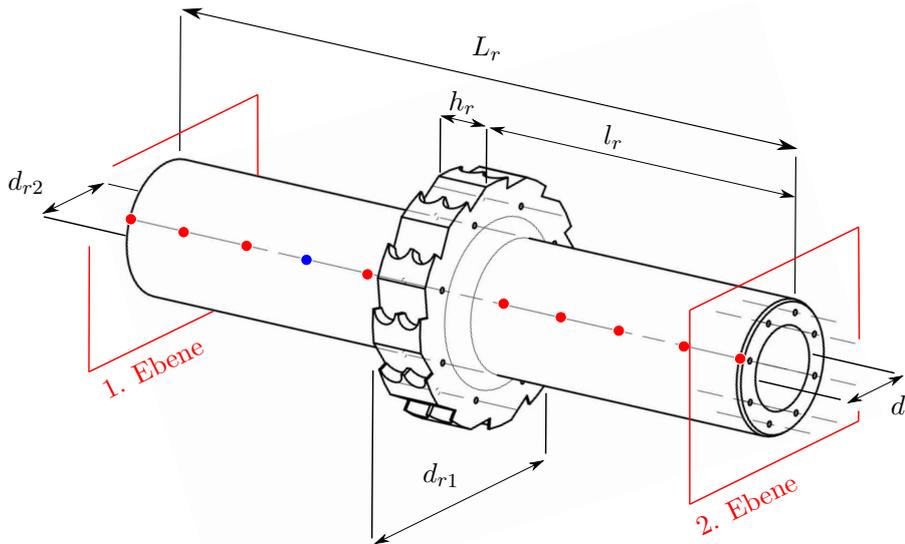
Der experimentelle Messaufbau besteht aus zwei Nylonsaiten mit einem Durchmesser von 1 mm, einem Beschleunigungssensor und einem Modalhammer. Bei dem Modalhammer handelt es sich um einen Hammer, der mit einem Kraftsensor bestückt ist. Die Rotoren werden an beiden Enden mit den Nylonsaiten aufgehängt. Dadurch können die Rotoren ungefesselt schwingen und somit lässt sich eine Los-Los-Lagerung realisieren. Um einer Mode ihre jeweilige Resonanzfrequenz zuzuordnen, werden die Rotoren an mehreren Punkten durch Hammerschlag angeregt und die Antwort wird gemessen. Die Modalanalyse setzt voraus, dass die Übertragungsfunktion erhalten bleibt, d.h. dass die Übertragungsfunktion sich nicht verändert, wenn Anregung und Antwort örtlich vertauscht sind [87]. Aus praktischen Gründen bleibt der Schwingungsaufnehmer an einem Punkt fest (siehe Abb. 7.3 blauer Punkt auf der linken Seite des Rotors). Es wird außerdem darauf geachtet, dass der Sensor sich nicht an einem Knotenpunkt der ersten sowie zweiten Moden befindet. Diese befinden sich bei der ersten Mode auf $1/4$ sowie $3/4$ der Wellenlänge und bei der zweiten Mode auf $1/6$, $1/2$ und $5/6$ der Wellenlänge.

Mit dem Hammer wurde dann an 10 Punkten (rote Punkte in der Abb. 7.3) angeregt. Um die Genauigkeit der Untersuchung zu erhöhen, wird die Messung an jedem Punkt jeweils fünfmal wiederholt. Nach der Auswertung dieser 5 Versuche werden die Ergebnisse gemittelt.

Bei der Auswertung werden die Signale aus dem Beschleunigungssensor sowie die aus dem Kraftsensor zuerst mit einem Hochpassfilter gefiltert, dann mit einer Fensterfunktion gewichtet und schließlich Fourier-transformiert. Dank der Fourier-Transformation lassen sich das Eingangssignal sowie das Ausgangssignal in ihre einzelnen Frequenzanteile zerlegen. Die Übertragungsfunktion drückt dadurch das Verhältnis des Antwortsignals zum Anregungssignal im Frequenzbereich aus.

$$H(\omega) = \frac{A_{\text{Antwort}}(\omega)}{F_{\text{Anregung}}(\omega)} \quad (7.1)$$

Dabei steht $A_{\text{Antwort}}(\omega)$ für die Beschleunigungsamplitude des Rotors bei der Frequenz ω als Folge der Kraftanregung mit der Amplitude $F_{\text{Anregung}}(\omega)$ bei der gleichen Frequenz. Die Abb. 7.4 und 7.5 stellen den Amplitudengang (Bild rechts) sowie die ersten beiden Moden (Bild links) der Hohl- respektive Vollwelle dar. Im hier dargestellten Amplitudengang sind die Übertragungsfunktionen



Rotor	Masse	Oberfl. Rz	L_r	l_r	d_{r1}	d_{r2}	d_{r3}
Vollwelle	2,148 kg	2,5 μm	208 mm	96 mm	70 mm	38,1 mm	-
Hohlwelle	1,469 kg						24 mm

Abb. 7.3: Geometrische Daten der im Rahmen der rotordynamischen Untersuchungen verwendeten Rotoren

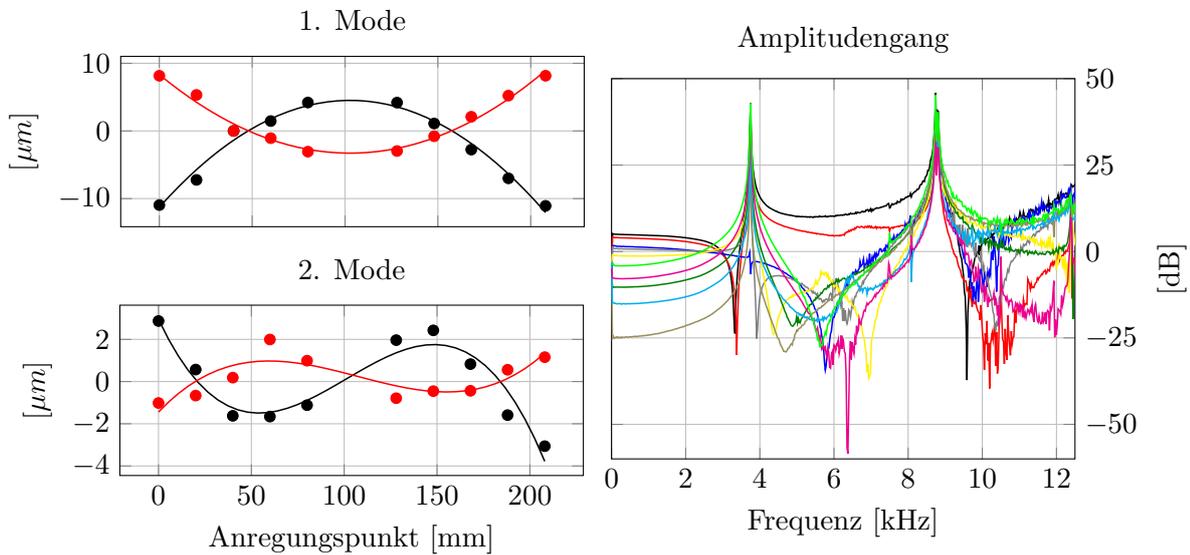


Abb. 7.4: Ergebnisse der Modalanalyse der Hohlwelle mit dem Modalhammer

aller 10 angeregten Punkte dargestellt. Da die Übertragungsfunktionen an allen Punkten einen ähnlichen Amplitudengang aufweisen, wird auf eine Legende hier verzichtet.

Die Ergebnisse werden in der Ordinate logarithmisch und über den Frequenzbereich (Abszisse) von 0 Hz bis 12 000 Hz dargestellt. Es lässt sich bei der Hohlwelle sowie bei der Vollwelle eine erste Resonanzfrequenz jeweils bei 3743 Hz respektive 3700 Hz erkennen. Die Schwingungen bei

diesen Frequenzen entsprechen denen der 1. Mode aus den Abb. 7.4 und 7.5. Dabei stehen die Punkte in der Grafik für die experimentell ermittelten Verschiebungen. Die Linien sind berechnete Kurvenanpassungen zu den Messdaten. Die zweite Resonanz und die zugehörige 2. Mode wird bei ungefähr 8800 Hz für die Hohlwelle und bei 8890 Hz für die Vollwelle erreicht.

Bei den rotordynamischen Untersuchungen werden die Wellen auf eine maximale Drehzahl von $80\,000\text{ min}^{-1}$ gebracht. Dies entspricht einer Betriebsanregung über einen Frequenzbereich von 0 Hz bis 1334 Hz. Dieser Bereich liegt jedoch weit unter den ersten Resonanzfrequenzen beider Rotoren. Daher gelten sie im Rahmen der rotordynamischen Versuche als starre Rotoren über diesen Betriebsbereich [15].

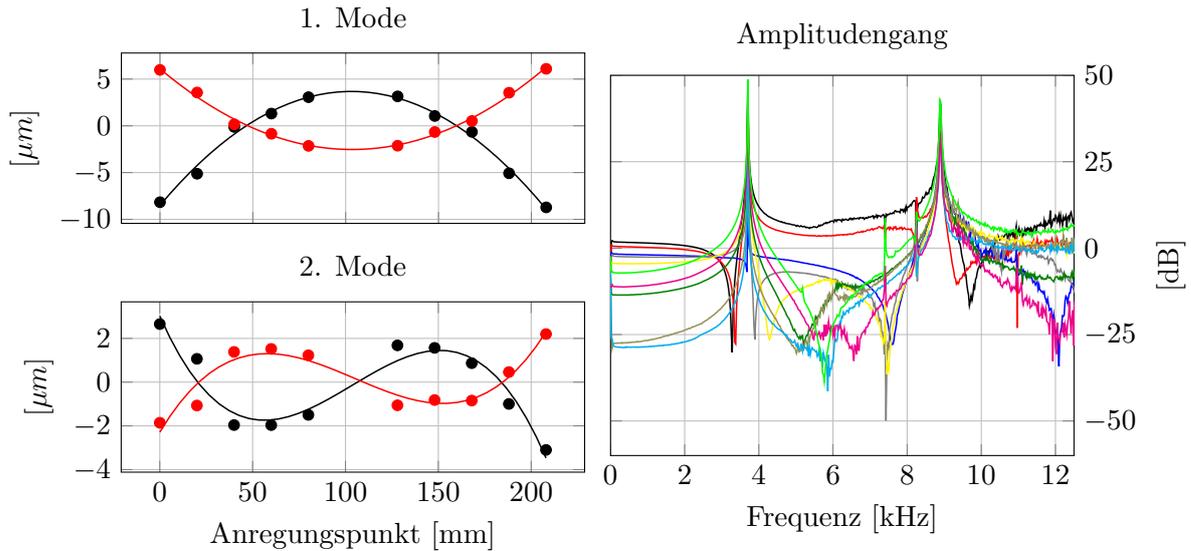


Abb. 7.5: Ergebnisse der Modalanalyse der Vollwelle mit dem Modalhammer

7.1.3 Wuchten der Rotoren

Aufgrund der im Betrieb herrschenden hohen Drehzahlen ist aus Sicherheitsgründen und außerdem zur besseren Beurteilung der Messergebnisse ein Auswuchten der Rotoren unerlässlich. Das Ziel ist es, die Massenverteilung eines rotierenden Körpers zu verbessern, damit seine zentrale Hauptträgheitsachse mit der Drehachse zusammenfällt. Dadurch stehen alle am Körper wirkenden Fliehkräfte miteinander im Gleichgewicht [88]. Allerdings ist dieser Zustand rein theoretisch, denn es ist praktisch nicht möglich, einen rotierenden Körper absolut zu wuchten. Daher werden Rotoren nach ihrer zulässigen Restunwucht klassifiziert. Es geht also darum, den Unwuchtzustand zu ermitteln, diesen Zustand mit berechneten Ausgleichunwuchten zu korrigieren und schließlich die Restunwucht zu messen zur Ermittlung der Auswuchtgüte.

Zum Auswuchten der Rotoren des rotordynamischen Prüfstands wird das Wuchtverfahren „starrer Rotor in weichen Lagern“ ausgewählt, das dem Aufbau der rotordynamischen Untersuchung aus der Abb. 7.6 entspricht. Das Auswuchten findet an der Auswuchtmaschine R16 der Firma Schenck statt (siehe Abb. 7.6), die mit einem Frequenzumrichter der Firma Mitsubishi E500 stufenlos über einen Frequenzbereich von 0 Hz bis 60 Hz angesteuert wird. Jedoch sollte diese maximale Frequenz aus Sicherheitsgründen nicht zu lange gefahren werden. Die Leistung wird an den zu untersuchenden Rotor durch einen Antriebsriemen weitergeleitet. Aufgrund der unterschiedlichen Durchmesser zwischen Motor und Rotor entsteht eine Untersetzung von ungefähr 1:2,3. Der Rotor wird in der Wuchtmaschine in zwei weichen Lagerböcken gelagert. Die Lagerböcke sind

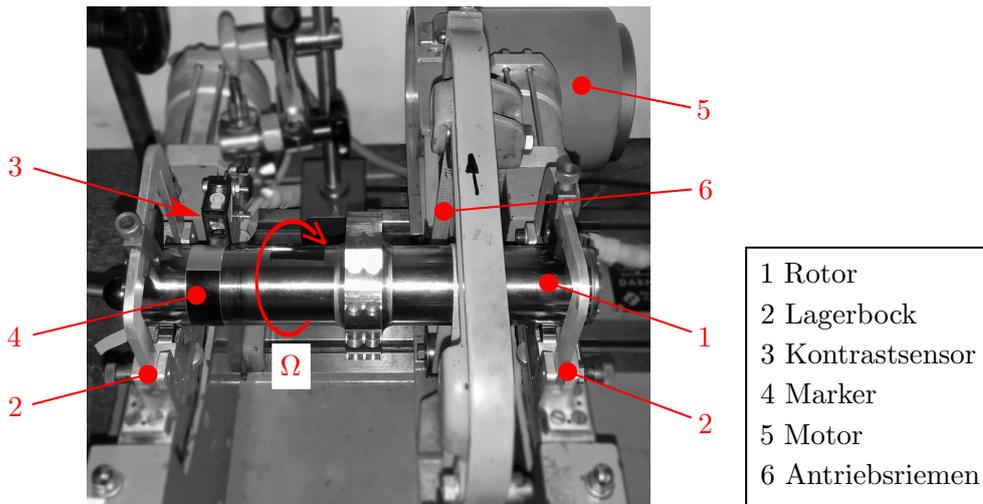


Abb. 7.6: Messaufbau zum Auswuchten der Rotoren

mit Tauchspulen ausgestattet und liefern somit im Betrieb ein Signal, das proportional zur Schwinggeschwindigkeit des Rotorzapfens ist. Zur Sensorik gehört auch ein Kontrastsensor, der den am Rotor angebrachten Marker detektiert. Der Marker markiert die 0°-Position.

Das Auswuchten wird in 3 Schritten beziehungsweise 3 Läufen durchgeführt. Der erste Lauf, der so genannte 0-Lauf, hat zum Ziel, die Unrunwucht zu messen. Dabei wird das Schwingverhalten des Rotors ohne Testgewichtssetzung bei einer konstanten Drehkreisfrequenz Ω_M aufgenommen. Am Frequenzumrichter wird eine Frequenz von 50 Hz eingestellt. Dank der Untersetzung des Riemenstriebs von 1:2,3 erreicht der Rotor eine Drehzahl von 6900 min^{-1} . Der zweite Lauf ist der 1-Lauf. Er soll Erkenntnisse über den Einfluss einer Testgewichtssetzung in der 1. Ebene geben. Die 1. und 2. Ebene sind Ebenen, die sich an beiden Wellenenden befinden und quer zur Wellenachse liegen. Um den Rotor auszuwuchten, sind an diesen beiden Enden des Rotors jeweils 8 M2-Gewindebohrungen vorgesehen (siehe Abb. 7.2, Position 12). Die Testgewichtssetzungen werden in Form von Beilagscheiben, Madenschrauben und Schrauben in der jeweiligen Ebene angebracht. Beim 1-Lauf wird am Rotor eine Testgewichtssetzung in der 1. Ebene angebracht, bevor dieser auf eine Drehkreisfrequenz von Ω_M hochgefahren wird und die Antwort auf diese Unwucht wird im Lagerbereich gemessen. Ähnlich zum 1-Lauf wird der 2-Lauf durchgeführt. Allerdings wird, nachdem die Testgewichtssetzung aus der 1. Ebene entfernt wurde, die Testgewichtssetzung in der 2. Ebene platziert. Durch diese 3 Messläufe sind weitere Kenntnisse über die physikalischen Eigenschaften des Prüfstands nicht mehr relevant, wie die Gl. 7.2 bis 7.7 zeigen [15].

$$\begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_1 = \begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0 + \begin{Bmatrix} \hat{b}_1; & \hat{b}_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{u}_1^{Test} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7.2)$$

Die Gl. 7.2 stellt die Differenz des 1-Laufs und des 0-Laufs dar. Dabei sind die Elemente von $\begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_1$ jeweils die Messungen der Geschwindigkeiten am linken und rechten Lagerbock beim

1-Lauf. Ähnlich dazu entspricht $\begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0$ der Messung beim 0-Lauf. Die Matrix $\begin{Bmatrix} \hat{b}_1; & \hat{b}_2 \end{Bmatrix}$ ist die Messmatrix und der Vektor \hat{b}_1 lässt sich aus der Gleichung 7.2 ermitteln.

$$\hat{b}_1 = \left(\begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_1 - \begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0 \right) \frac{1}{\hat{u}_1^{Test}} \quad (7.3)$$

\hat{b}_2 lässt sich aus der Differenz des 2-Laufs und des 0-Laufs berechnen.

$$\begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_2 = \begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0 + \begin{Bmatrix} \hat{b}_1; \hat{b}_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ \hat{u}_2^{Test} \end{Bmatrix} \quad (7.4)$$

$$\hat{b}_2 = \left(\begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_2 - \begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0 \right) \frac{1}{\hat{u}_2^{Test}} \quad (7.5)$$

Der Rotor gilt schließlich als gewuchtet, wenn die Geschwindigkeiten an den Lagerböcken gleich Null sind:

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0 + \begin{Bmatrix} \hat{b}_1; \hat{b}_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{u}_1 \\ \hat{u}_1 \end{Bmatrix}_{\text{Ausgleich}} \quad (7.6)$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} \hat{u}_1 \\ \hat{u}_1 \end{Bmatrix}_{\text{Ausgleich}} = \begin{Bmatrix} \hat{b}_1; \hat{b}_2 \end{Bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \hat{v}_L \\ \hat{v}_R \end{Bmatrix}_0 \quad (7.7)$$

In der Tab. 7.2 sind die Ergebnisse bzw. die Gewichte und Winkel, die sich aus dem Auswuchtverfahren ergeben, eingetragen. Diese Ergebnisse zeigen, dass die Rotoren mit einer hohen Genauigkeit angefertigt wurden. Die Gewichte, die angebracht werden müssen, sind so gering, dass es mit der vorhandenen Apparatur nicht möglich ist, sie zu wiegen. Daher wurden die Gewichte nicht angebracht. Die Gütestufe der Rotoren wird nach der DIN ISO 21940-11 [89]

Tab. 7.2: Ergebnisse des Rotor-Wuchtens

Rotor	1. Ebene		2. Ebene	
	Gewicht[mg]	Winkel[°]	Gewicht[mg]	Winkel[°]
Hohlwelle	7,331	32,7	3,951	-73,21
Vollwelle	1,907	286,78	1,629	337,27

ermittelt, die sich mit der Festlegung und Prüfung der Unwuchttoleranz, sowie der Abweichung bei Unwuchten befasst. Bei der Festlegung der Gütestufe wird die Restunwucht mit der zulässigen Unwucht verglichen. Dies ergibt im vorliegenden Fall der Hohl- und Vollwelle die Güte G0,4, die der Gütestufe von Spindeln und Antrieben von Präzisionsmaschinen entspricht [89].

7.2 Versuchsdurchführung und Datenauswertung

Die hier durchgeführten Versuche haben zum Ziel, Erkenntnisse über das Schwingungsverhalten von in GFBs gelagerten Systemen in Abhängigkeit von Drehzahl, Art der Beschleunigung, Art der Unwucht und Lagerlast zu liefern. Die Drehzahlabhängigkeit wird durch mehrere transiente Hoch- und Runterfahrten realisiert. Zugleich kann der Einfluss der Beschleunigung beobachtet werden. Um Messungen mit unterschiedlichen Lagerlasten zu realisieren, werden zwei Rotoren, eine Hohlwelle und eine Vollwelle, mit unterschiedlichen Gewichten gefertigt. Mit Testgewichten werden Zustände von schlecht gewichteten Rotoren simuliert. Dabei werden die Rotoren bezüglich statischer und dynamischer Unwuchten untersucht. Diese Tests ermöglichen die Analyse von selbsterregten Schwingungen.

In der Tab. 7.3 sind die Parameter aller durchgeführten Messkampagnen sowie die untersuchten Lager auflistet. Bei jedem Versuch werden simultan zwei Lager vermessen. Aufgrund des symmetrischen Aufbaus des Prüfstands ist es irrelevant, auf welcher Seite die Lager eingebaut werden. Daher wird auf diese Information hier verzichtet. Bei den Messungen mit Testgewichten handelt es sich in der Tabelle um die gesamte Unwucht, die an beiden Rotorenden angebracht

Tab. 7.3: Gesamte durchgeführte Messkampagne zur rotordynamischen Untersuchung

Rotor	Shims [μm]	Test-Unwucht [gmm]		Lager
		statisch	dynamisch	
Hohlwelle	-	-	-	MSI1, MSI3, TU3, TU8, TU10
	-	6 ; 12	-	MSI1 , MSI3
	-	-	4,5 ; 6 ; 9	MSI
	25	-	-	MSI
Vollwelle	-	-	-	MSI1, MSI3, TU10
	-	6 ; 12	-	MSI
	-	-	6 ; 9 ; 12	MSI
	25	-	-	MSI

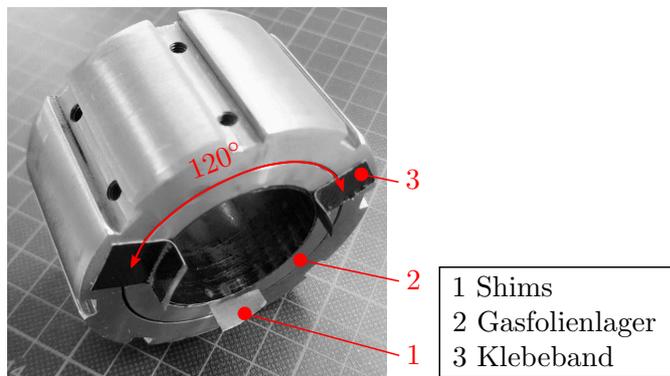


Abb. 7.7: Mit Shims modifiziertes Gasfolienlager

sind. Bei der statischen Unwucht werden die Testgewichte in Form von Unterlegscheiben und Schrauben an den Rotorenden auf der gleichen Winkelposition angebracht, so dass dies beim Betrieb die Zylindermode begünstigt. Anders ist es bei der dynamischen Unwucht, dort werden Testgewichte an den Rotorzapfen an unterschiedlichen Positionen mit einem Versatz von 180° zueinander platziert, was hier die Kegelmde verstärken könnte. Durch eine Lagermodifikation mit Shims wird untersucht, inwiefern unerwünschte Schwingungen passiv unterdrückt werden können. In der Abb. 7.7 ist ein mit Shims modifiziertes Lager dargestellt. Die Modifikation des Lagers wird durch das Anbringen von drei metallischen Lehrenblechen (Shims) zwischen Bumps und Gehäuse in gleichen Abständen realisiert. Mit Klebeband werden diese in Position gehalten. Bei jeder Messkampagne (siehe Tab. 7.3) werden die Versuche 10 Mal wiederholt, um Genauigkeit und Wiederholbarkeit zu gewährleisten.

Die Speicherung der Daten erfolgt bei jedem Fahrvorgang, so dass es bei der Auswertung möglich ist, Hoch- und Runterfahrt auseinanderzuhalten. Die Auswertung der Messdaten läuft nach dem in Abb. 7.8 dargestellten Programmablauf ab. Als erstes werden die Daten aus den Wegsensoren mit einem Butterworth-Tiefpass gefiltert. Der Butterworth-Filter bietet selbst bei höherer Ordnung eine gute Stabilität und eine relativ starke Amplitudenunterdrückung bei der Grenzfrequenz. Diese ist halb so groß wie die experimentelle Abtastfrequenz. Der Wert der Grenzfrequenz folgt dem Nyquist-Theorem, auch bekannt unter dem Namen Abtasttheorem, denn ein Signal lässt sich nur fehlerhaft rekonstruieren, wenn die im Signal vorhandene maximale Frequenz mehr als halb so hoch wie die Abtastfrequenz ist [72]. Diese Vorbehandlung des Signals findet im Aufbereitungsmodul des Drehzahlsensors bereits analog statt, so dass dies im Auswertungsskript nicht mehr nötig ist. Nach der Aufbereitung der Signale werden sie in Zeitfenster von 0,1 s

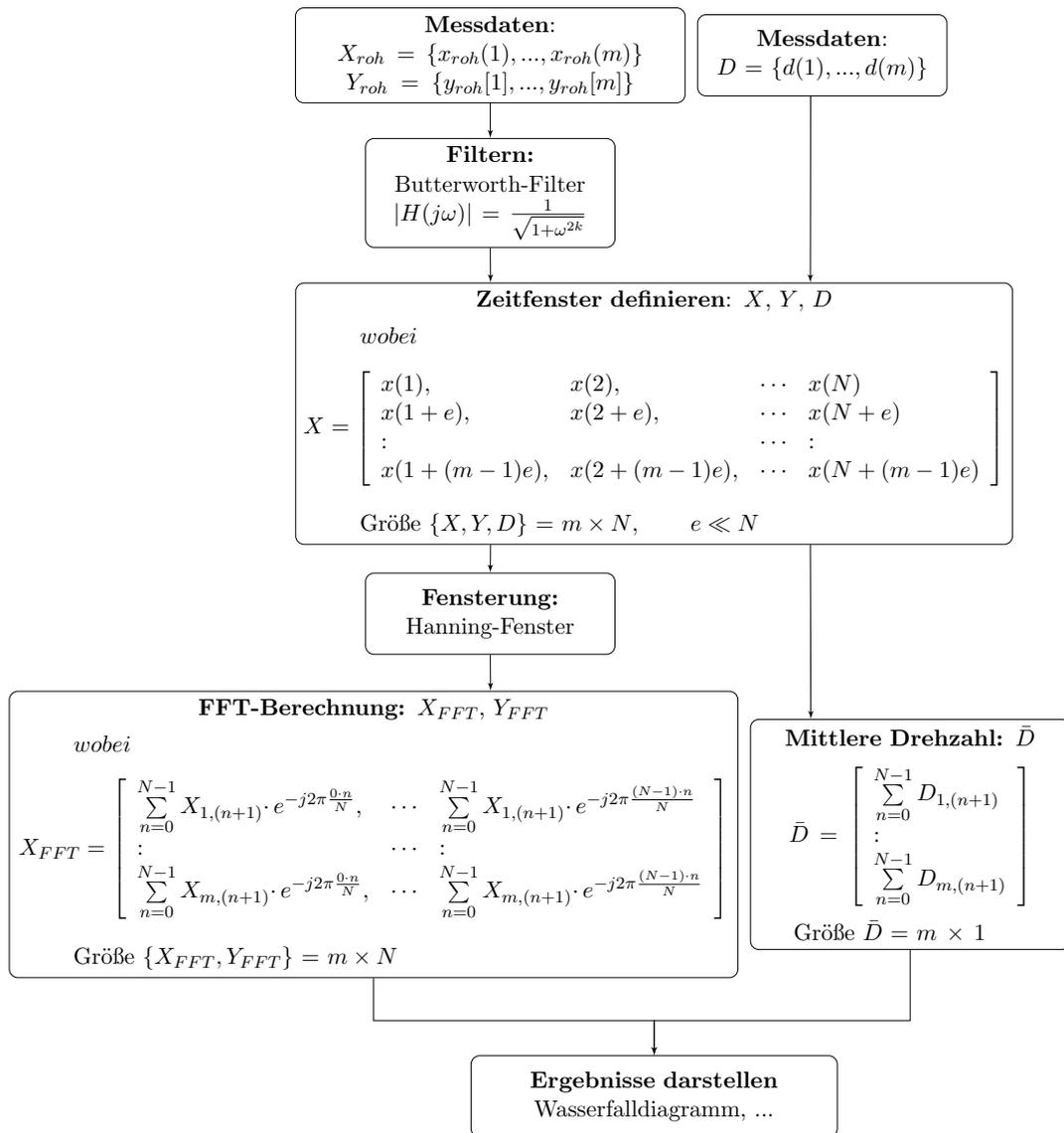


Abb. 7.8: Programmablauf zur Herstellung von Wasserfalldiagrammen

fragmentiert. Das erste Fenster besteht aus N Messdaten. Dabei wird N als Zweier-Potenz gewählt, um die Fourier-Transformation [72] zu beschleunigen. Die weiteren Fenster entstehen durch Verschiebung der vorherigen Zeitfenster um e Messdaten. Das heißt, es wird das Zeitintervall $[t_1, t_e]$ durch $[t_{N+1}, t_{N+e}]$ ersetzt. Dadurch wird eine relativ kleine Änderung der Drehzahl erreicht. Der Drehzahlverlauf bleibt so stetig und die Drehzahlachse ist gut aufgelöst. Jedes Zeitfenster aus dem Wegsignal wird vor der Fourier-Transformation mit einem Hanning-Fenster gewichtet. Dadurch werden Leakage-Effekte vermieden, die sonst bei der Überführung des Signals in den Frequenzbereich durch die Fourier-Transformation zu Geisterfrequenzen geführt hätten. Parallel dazu wird der Mittelwert des Drehzahlsignals aus dem jeweiligen Zeitfenster berechnet. Sobald dieser Vorgang für alle Zeitfenster durchgeführt ist, werden die Ergebnisse in Form von Wasserfalldiagrammen dargestellt.

Um signifikante Effekte besser sichtbar zu machen, werden alle Wasserfalldiagramme aus einer Messkampagne gemittelt. Die in dieser Arbeit dargestellten Diagramme sind also gemittelte Messkampagnen.

7.3 Ergebnisse der experimentellen rotordynamischen Untersuchung

Die rotordynamischen Untersuchungen geben einen Einblick über das Verhalten von in GFB-gelagerten rotordynamischen Systemen. Das dynamische System wird daher unterschiedlichen Einflüssen ausgesetzt und seine Antwort auf diese Änderungen analysiert.

7.3.1 Einfluss der Beschleunigung

Abb. 7.9 stellt die Ergebnisse aus der Frequenzanalyse der Hoch- und Runterfahrt der Vollwelle ohne Testgewichte am Rotor dar. Aufgetragen sind die Drehzahlen (Ordinate) über den Schwingfrequenzen (Abszisse) und farblich die zugehörigen Schwingungsamplituden. Neben dem Fahrstrahl ($1.\Omega$) sind in beiden Wasserfalldiagrammen subharmonische Frequenzen zu sehen. Subharmonische Schwingungen ($1/2.\Omega$, $1/3.\Omega$, ...) sind Schwingungen mit einer Frequenz um ein Vielfaches kleiner als die Hauptfrequenz ($1.\Omega$) und werden aufgrund der Nichtlinearität des Systems hervorgerufen [90]. Im niedrigen Drehzahlbereich ist zuerst die subharmonische

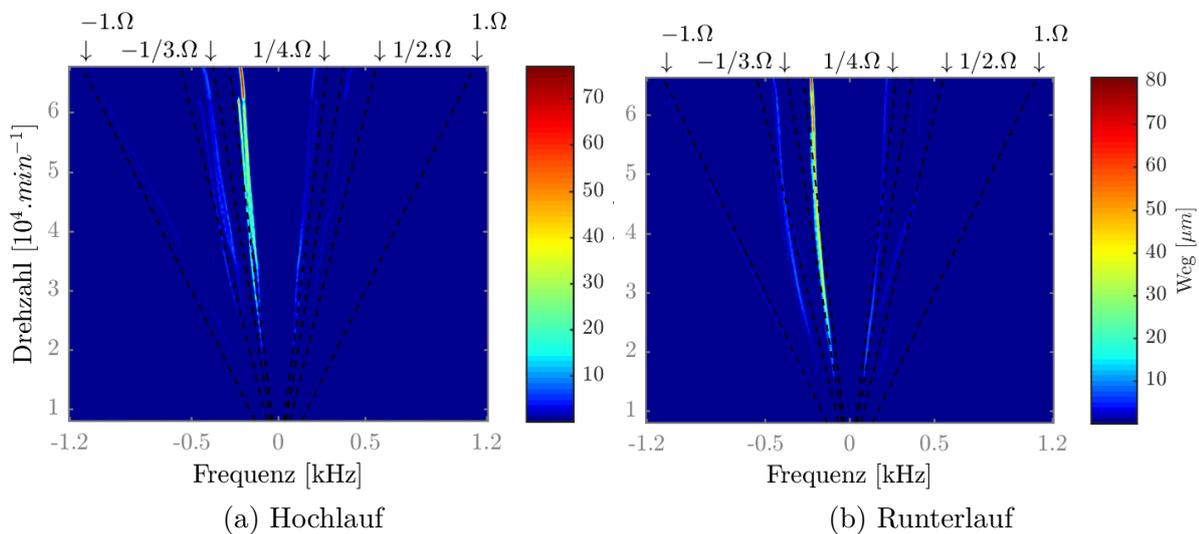


Abb. 7.9: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen des Lagers MSI3 ohne zusätzliche Testgewichte am Rotor (Vollwelle) bei Hoch- und Runterfahrt

Schwingung $1/3.\Omega$ dominant, bevor dies in die $1/4.\Omega$ übergeht. Bei genauer Betrachtung der Abbildungen 7.9a (Hochlauf) und 7.9b (Runterlauf) fällt auf, dass die subharmonischen Schwingungen bei beiden bei unterschiedlichen Drehzahlen auftreten. Beim Hochfahren bzw. bei einer positiven Beschleunigung werden die subharmonischen Schwingungen erst bei der Drehzahl $n_{sub,Hoch}$ dominant, während sie beim Runterfahren bei $n_{sub,Runter}$ verschwinden. Dabei ist $n_{sub,Hoch} > n_{sub,Runter}$. Diese Tatsache ist in den Abb. 7.10 deutlich zu erkennen. Beim Diagramm handelt es sich um Ergebnisse aus der Frequenzanalyse der Wegsensoren, in der die Frequenzordnung der im Signal herrschenden Schwingung über die Drehzahl ermittelt wird. Die Erregerordnung (Ordinate) ist hier als Vielfaches der Grundschwingung bzw. des Fahrstrahls zu erkennen. Somit entsprechen 0,25 und 0,5 jeweils $1/4.\Omega$ und $1/2.\Omega$. Die Frequenzanalyse der Schwingungswege des Rotorzapfens im Bereich des Lagers MSI3 zeigt, dass $n_{sub,Hoch}$ bei $18\,700 \text{ min}^{-1}$ und $n_{sub,Runter}$ bei $15\,200 \text{ min}^{-1}$ liegen. Das rotordynamische System zeigt so ein sehr ähnliches Verhalten zum Duffing-Schwinger, bei dem Amplitudensprünge abhängig von der Beschleunigungsrichtung stattfinden. Diese Nichtlinearität, die bei GFB-gelagerten Systemen

beobachtet wird, wird von den elastischen Lagerstrukturen sowie vom Gasfilm hervorgerufen. Die Untersuchungen an der elastischen Lagerstruktur (siehe Kapitel 4) lassen jedoch vermuten, dass die subharmonischen Schwingungen prinzipiell auf den Gasfilm zurückzuführen ist. Bei der Untersuchung der Lagerwand wurde die elastische Lagerwandstruktur mit einer monofrequenten harmonischen Kraft angeregt, deren Frequenz von 30 Hz bis 1000 Hz erhöht wurde. Die Analyse der Schwingungssignal konnte keine subharmonische Frequenz zeigen.

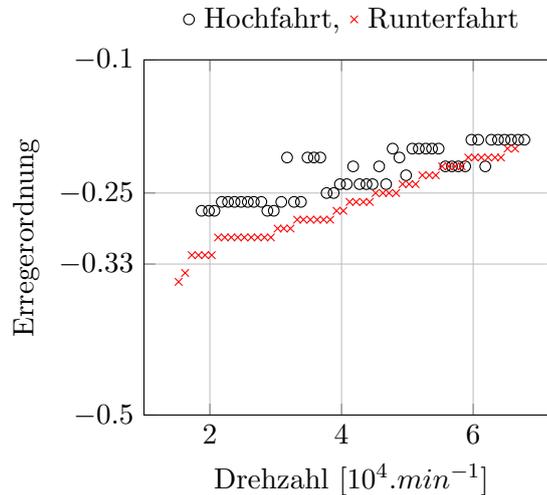


Abb. 7.10: Ordnung der dominanten subharmonischen Schwingungen über der Drehzahl aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen des Lagers MSI3 ohne zusätzliche Testgewichte am Rotor (Vollwelle) bei Hoch- und Runterfahrt

Im Wasserfalldiagramm 7.9 (a) sind im Bereich der $-1/4.\Omega$ zwei Frequenzstrahlen nah beieinander zu beobachten. Dieser Effekt ist auf die Mittlung der Messungen zurückzuführen und liegt daran, dass die Drehzahlverläufe sich bei Hochfahrten des Prüfstands nicht absolut decken. Aus diesem Grund sowie aufgrund der Dauer der Runterfahrt, die dadurch eine größere Menge an gewonnenen Informationen im Vergleich zur Hochfahrt enthält, werden im Weiteren allein Runterfahrtvorgänge dargestellt. Jedoch werden im Anhang A.4 Hoch- und Runterfahrten aller Messungen dargestellt.

7.3.2 Einfluss der Lagerlast

Wie bereit erwähnt, werden im Rahmen der Untersuchung unterschiedliche Lagerlasten durch die Verwendung von Rotoren mit unterschiedlichen Gewichten erreicht. Dabei werden Untersuchungen mit einer Hohl- sowie einer Vollwelle durchgeführt, ohne jedoch weitere Änderungen am Prüfstand sowie am Messprotokoll vorzunehmen. Dies erlaubt einen besseren Vergleich der daraus entstandenen Messergebnisse mit weiteren Messungen. In Abb. 7.11 sind diese Ergebnisse dargestellt. Die erste Auffälligkeit beim Vergleich dieser Diagramme ist das höhere Drehzahlniveau bei der Messung mit der Hohlwelle, das fast $80\,000\text{ min}^{-1}$ erreicht. Außerdem deutet die Messung mit der Hohlwelle auf einen ruhigen Lauf hin, denn die subharmonischen Schwingungen, die zwischen $-1/4.\Omega$ und $-1/3.\Omega$ liegen, erreichen eine maximale Schwingungsamplitude von $25\text{ }\mu\text{m}$.

Weiterhin lässt die Abb. 7.11b vermuten, dass die subharmonischen Schwingungen $-1/2.\Omega$ und $1/2.\Omega$ ausgeprägter sind als bei der Vollwelle. Dies ist jedoch nicht der Fall. In Abb. 7.11a wurde die Farbskala umskaliert, um niedrigere Schwingwege darstellen zu können. Wird das berücksichtigt, wird klar, dass die Wege bei der Vollwelle größer sind als bei der Hohlwelle. Bei genauer Betrachtung der Abb. 7.12a, die die dominante Frequenz im Schwingungssignal darstellt,

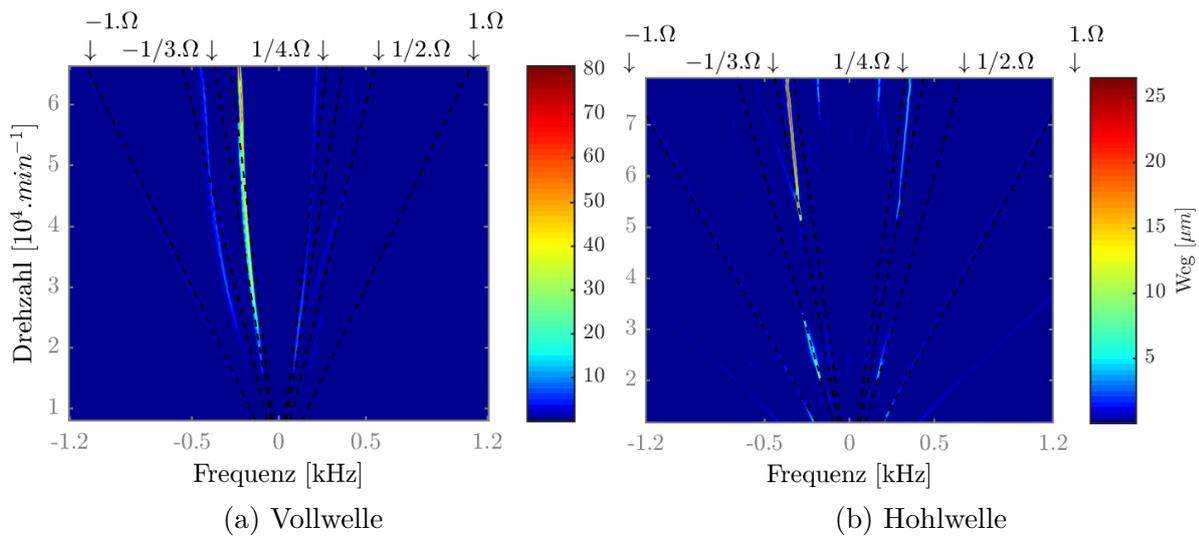


Abb. 7.11: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der im Lager MSI3 gelagerten a) Vollwelle und b) Hohlwelle (Bei den Diagrammen handelt es sich um Runterfahrtvorgänge ohne zusätzliche Testgewichte)

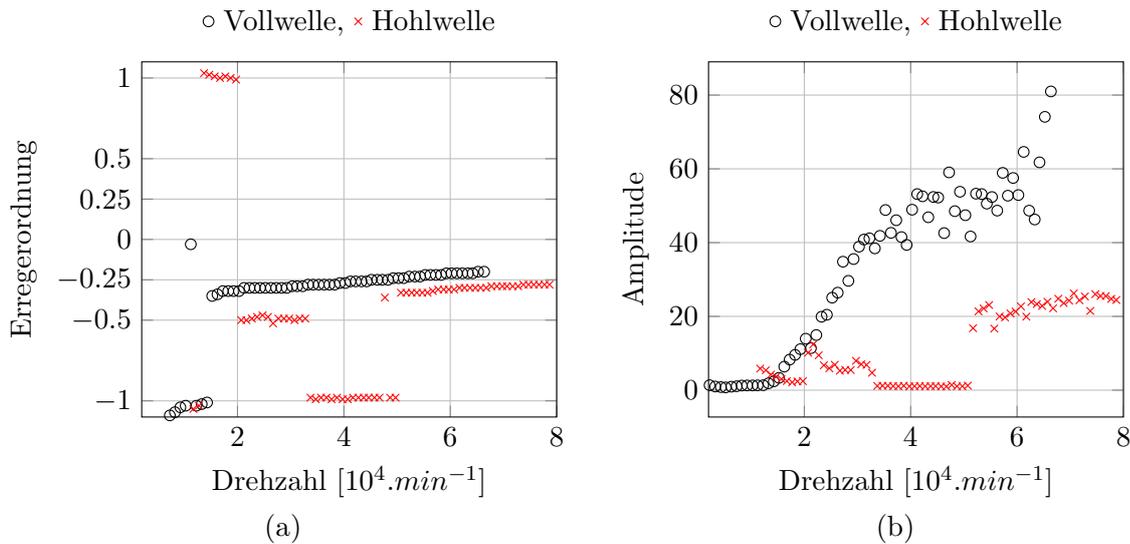


Abb. 7.12: a) Ordnung sowie b) Amplitude der dominanten subharmonischen Schwingungen über der Drehzahl aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen des Lagers MSI3 mit der Vollwelle und der Hohlwelle

lässt sich feststellen, dass es bei niedrigen Lagerlasten zu vermehrten Frequenzsprüngen als bei höheren Lagerlasten kommt. Bei der Drehzahl von $20\,710\text{ min}^{-1}$ findet der erste Frequenzsprung statt. Dabei löst die Frequenz $1/2.\Omega$ die $1.\Omega$ ab und bestimmt das Schwingungsverhalten bis zu einer Drehzahl von $32\,700\text{ min}^{-1}$. Dort klingen die subharmonische Schwingung ($1/2.\Omega$) ab. Erst bei $50\,700\text{ min}^{-1}$ besitzt das rotordynamische System mit der Hohlwelle wieder genügend Energie um ein weiteres Mal eine subharmonische Schwingung anzuregen. Dabei wird die Schwingung von der Frequenz $1/3.\Omega$ dominiert. Die Frequenz der subharmonischen Schwingung wird dann

bei steigenden Drehzahlen zu $1/4 \cdot \Omega$ hinüber gehen.

Dagegen sind die subharmonische Schwingungen bei höherer Lagerlast bereits bei $15\,200\text{ min}^{-1}$ dominant. Ihre Frequenzen gehen mit zunehmender Drehzahl von $1/3 \cdot \Omega$ zu $1/5 \cdot \Omega$. Dabei erreichen ihre Schwingungsamplituden ganz rasant höhere Werte (siehe Abb. 7.12b). Die Abb. 7.12b stellt die Amplituden der entsprechenden Erregerordnung aus Abb. 7.12a dar.

Die Lagerlast hat also einen Einfluss auf die Schwingungsamplituden und auf die Entstehung von subharmonischen Schwingungen. Diese Untersuchung zeigt weiter, dass GFBs sich bei leichteren Rotoren besser eignen. Solche GFB-gelagerte Systeme sind zwar anfällig für Frequenzsprünge, jedoch bleiben Schwingungsamplituden des Lagerzapfens relativ klein. Dadurch kann der Rotor höhere Drehzahlen erreichen.

7.3.3 Einfluss der Unwucht

In der Tab. 7.4 sind die experimentell ausgeführten Messkampagnen zur Untersuchung von Selbsterregungen eines GFB-gelagerten rotordynamischen Systems aufgelistet. Die Selbsterregung wird aufgrund der Testgewichte, die an jedem Rotorzapfen angebracht sind, hervorgerufen. Ihre Anordnung ist in der jeweiligen Spalte der Tab. 7.4 illustriert. Die Testgewichte werden in Form von Unterlegscheiben sowie Schrauben angebracht. Es handelt sich außerdem in dieser Tabelle um die gesamte am Rotor angebrachte Unwucht. Das heißt, die Summe der Unwuchten aus beiden Lagerzapfen. Die Wasserfalldiagramme aus diesen experimentellen Versuchen sind in der Abb. 7.13 dargestellt. Aufgrund der Ähnlichkeiten der Effekte in den Ergebnissen der rotordynamischen

Tab. 7.4: Experimentelle rotordynamische Messkampagne des Lagers MSI3 beim ungewuchteten Rotor

	dynamisch	statisch
Vollwelle	6 gmm, 9 gmm, 12 gmm	6 gmm, 12 gmm
Hohlwelle	4,5 gmm, 6 gmm, 9 gmm	6 gmm, 12 gmm

Untersuchung mit der Hohl- sowie Vollwelle wird in diesem Abschnitt auf die Darstellung der Ergebnisse mit der Hohlwelle verzichtet. Diese werden jedoch im Anhang A.4 präsentiert.

Die Ergebnisse der rotordynamischen Untersuchungen mit ungewuchtetem Rotor zeigen eine Erhöhung der subharmonischen Frequenzen, wie es zwischen $-1 \cdot \Omega$ und $1 \cdot \Omega$ zu sehen ist. Neben der Verstärkung von subharmonischen Frequenzen sind weitere nichtlineare Effekte wie eine Frequenzmodulation zu beobachten.

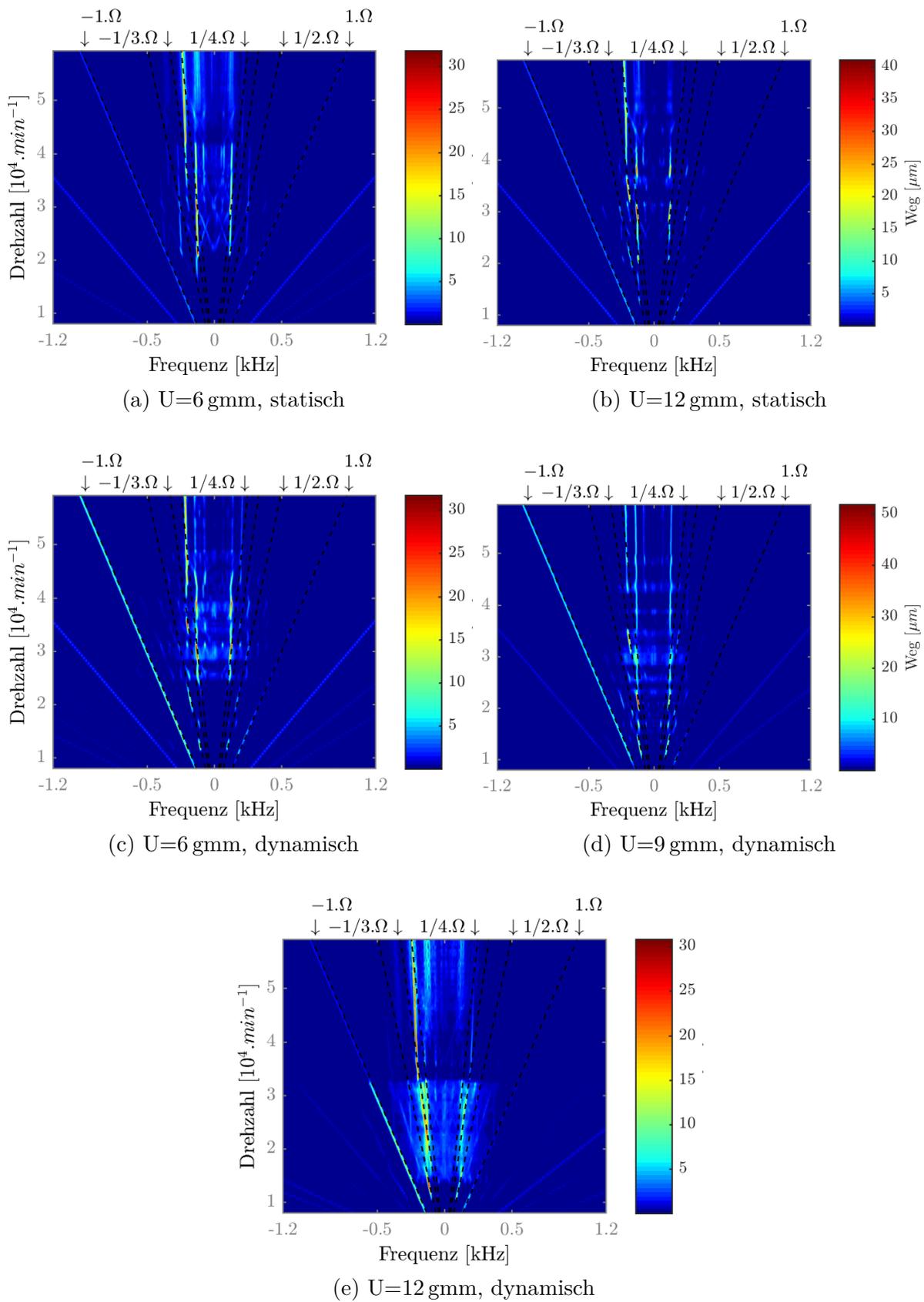


Abb. 7.13: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der im Lager MSI3 gelagerten Vollwelle, an der Testgewichte angebracht sind

Die Frequenzmodulation ist eine der typischen Antworten von nichtlinearen Systemen auf Anregungen mit höheren Amplituden. Dies tritt bei der rotordynamischen Untersuchung mit höheren Drehzahlen, sowie bei höherer Unwucht oder bei einer Kombination von beiden auf.

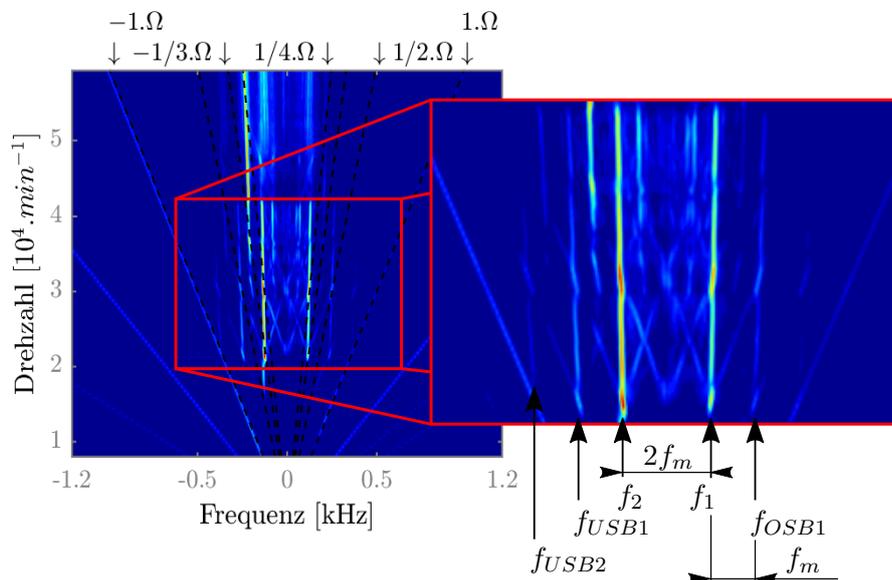


Abb. 7.14: Frequenzmodulation am Beispiel der experimentellen Untersuchung der im Lager MSI3 gelagerten Vollwelle mit einer statischen Unwucht von 6 gmm

In der Abb. 7.14 wird dieser Effekt deutlich dargestellt. Es handelt sich hier um die Ergebnisse der Untersuchung des schlecht gewuchteten Rotors mit einer Unwucht von 6 gmm. Zur Erläuterung dieses Effekts wird ein schwingungsfähiges System in Betracht gezogen, für das die Übertragungsfunktion $H(x(t), \varepsilon)$ wie folgt definiert ist [91].

$$\begin{aligned} y(t) = H(x(t), \varepsilon) &= H_0 \cdot (x + \varepsilon_1 x^2 + \varepsilon_2 x^3) = H_0 x + (H_0 \varepsilon_1 x^2 + H_0 \varepsilon_2 x^3) \\ &= H_{\text{linear}} + H_{\text{nichtlinear}} \end{aligned} \quad (7.8)$$

$x(t)$ ist die Eingangsgröße beziehungsweise die Anregung und $y(t)$ die Systemantwort. H_0 , ε_2 sowie ε_1 sind Konstanten und es gilt $\varepsilon_2 \ll \varepsilon_1 \ll H_0$. Der nichtlineare Term $H_{\text{nichtlinear}}$ steigt mit zunehmender Anregung $x(t)$. Angenommen $x(t)$ sei monofrequent. Das heißt $x(t) = x_0 \cos(\Omega t)$. Die Systemantwort lautet dann

$$\begin{aligned} H_{\text{nichtlinear}}(x(t), \varepsilon) &= H_0 \varepsilon_1 x_0^2 \cos^2(\Omega t) + H_0 \varepsilon_2 x_0^3 \cos^3(\Omega t) \\ &= \frac{1}{2} H_0 \varepsilon_1 x_0^2 (\cos(2\Omega t) + 1) + \frac{1}{4} H_0 \varepsilon_2 x_0^3 (3 \cos(\Omega t) + \cos(3\Omega)), \end{aligned} \quad (7.9)$$

$$\text{wobei} \quad \cos^3(\Omega t) = \frac{1}{4} (3 \cos(\Omega t) + \cos(3\Omega)).$$

Wie mit diesem kleinen Beispiel gezeigt, kann eine Frequenz aufgrund der Nichtlinearität um ihr Vielfaches moduliert werden. Häufig ist jedoch die Anregung nicht monofrequent. Daher wird nun folgende Eingangsgröße $x(t) = x_1 \cos(\Omega_1 t) + x_2 \cos(\Omega_2 t)$ betrachtet. Der nichtlineare Term $\varepsilon_1 x^2$ ergibt dann:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 x^2 &= H_0 \varepsilon_1 [x_1^2 \cos^2(\Omega_1 t) + 2 \cdot x_1 \cos(\Omega_1 t) \cdot x_2 \cos(\Omega_2 t) + x_2^2 \cos^2(\Omega_2 t)] \\ &= H_0 \varepsilon_1 \left[\frac{1}{2} x_1^2 (\cos(2\Omega_1 t) + 1) + \frac{1}{2} x_2^2 (\cos(2\Omega_2 t) + 1) + x_1 x_2 (\cos(\Omega_1 - \Omega_2) + \cos(\Omega_1 + \Omega_2)) \right] \end{aligned} \quad (7.10)$$

7 Experimentelle rotordynamische Untersuchung

Die Gl. 7.10 zeigt, dass ein nichtlineares System auf eine multifrequente harmonische Anregung, deren Frequenzen aus den Frequenzen f_1 und f_2 besteht, mit einer harmonischen Antwort reagiert, deren Frequenzanteil aus dem der Anregung sowie aus der Modulation des selbigen besteht. Selbst die modulierten Frequenzen können sich gegenseitig modulieren. Die Frequenzmodulation verfolgt dabei ein bestimmtes Muster. Dazu werden folgende Größen eingeführt.

$$f_m = \frac{1}{2}(f_1 - f_2) \quad f_c = \frac{1}{2}(f_1 + f_2), \quad \text{wobei } \Omega_1 = 2\pi f_1 \quad \text{und} \quad \Omega_2 = 2\pi f_2 \quad (7.11)$$

f_m ist die Frequenzmodulation und f_c die Trägerfrequenz (engl. *carrier frequency*). Modulierte Frequenzen, die sich unterhalb von f_c befinden, werden untere Seitenbänder (USB) genannt und die oberhalb von f_c obere Seitenbänder (OSB). Sie werden nach folgender Formel definiert [91].

$$f_{USB} = \begin{cases} f_1 - 2f_m = f_c - f_m = f_2 \\ f_1 - 4f_m = f_c - 3f_m = 2f_2 - f_1 \\ f_1 - 6f_m = f_c - 5f_m = 3f_2 - 2f_1 \\ \dots \end{cases} \quad (7.12)$$

und

$$f_{OSB} = \begin{cases} f_1 + 0f_m = f_c + f_m = f_1 \\ f_1 + 2f_m = f_c + 3f_m = 2f_1 - f_2 \\ f_1 + 4f_m = f_c + 5f_m = 3f_1 - 2f_2 \\ f_1 + 6f_m = f_c + 7f_m = 4f_1 - 3f_2 \\ \dots \end{cases} \quad (7.13)$$

In der Tab. 7.5 sind die aus den experimentellen Untersuchungen ermittelten Frequenzen sowie die aus den Gl. 7.12 und 7.13 berechneten Frequenzen zusammengefasst. Die berechneten Frequenzen

Tab. 7.5: Experimentell ermittelte und berechnete modulierte Frequenzen aus der Untersuchung des 6 gmm ungewuchteten Rotors

Frequenzen	f_{USB2}	f_{USB1}	f_2	f_1	f_{OSB1}
experimentell [Hz]	-371,1	-244,1	-122,1	122,1	249
berechnet [Hz]	-366	-244	-	-	244

zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit der experimentellen Untersuchung. Dieser Effekt der Frequenzmodulation betrifft nicht nur die Systemeigenfrequenzen, wie es hier zu sehen ist. Der Fahrstrahl bzw. die subharmonischen Frequenzen können mit Systemeigenfrequenzen weitere Frequenzen modulieren und erzeugen somit parallel zu $1 \cdot \Omega$ weitere Fahrstrahle (siehe Abb. 7.14).

Abschließend lässt sich sagen, dass ungewuchtete GFB-gelagerte Systeme nichtlineares Verhalten mit steigender Unwucht hervorrufen. Zu diesen nichtlinearen Effekten zählt die Frequenzmodulation. Weiterhin sorgt die Unwucht für eine Vermehrung von subharmonischen Schwingungen mit steigenden Amplituden so, dass es nicht möglich war, eine Drehzahl von $60\,000 \text{ min}^{-1}$ zu erreichen.

7.3.4 Einfluss der elastischen Lagerstruktursteifigkeit

Die Abb. 7.15 stellt die statische lineare Steifigkeit der Lager MSI1, MSI3, TU3 sowie TU10 dar. Bei den Lagern TU3 und TU10 handelt sich um selbst hergestellte Lager, deren Geometriedaten bereits in Kapitel 4 vorgestellt wurden. Es wurde bei der Herstellung beider Lager darauf geachtet, dass die Radien der auf der Bumpfolie aufgeprägten Struktur relativ konstant über die Länge bleiben. Diese sind außerdem kleiner als die der Firma MSI. Dies führt im Vergleich zu den MSI-Lagern zu einer reproduzierbaren und relativ höheren statischen linearen Steifigkeit wie es

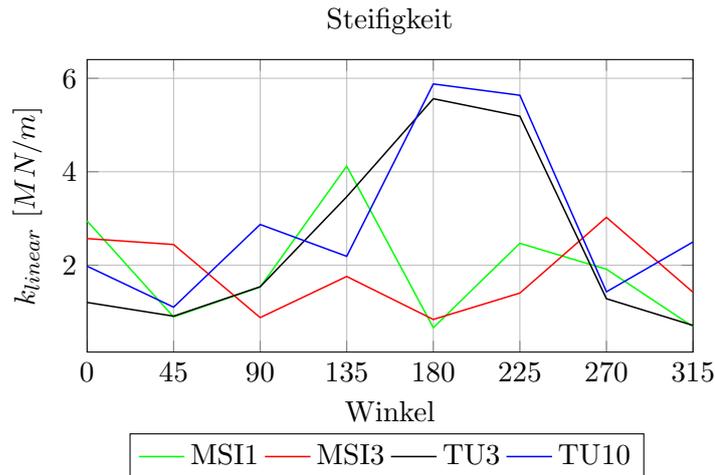


Abb. 7.15: Experimentell ermittelte statische Lagerstruktursteifigkeit der Lager MSI1, MSI3, TU3 sowie TU10

in Abb. 7.15 zu sehen ist. Diese erhöhte Steifigkeit hat, wie die experimentellen Untersuchungen zeigen (siehe Abb. 7.16), einen Einfluss auf das rotordynamische Verhalten. Aus den Abb. 7.16c und 7.16d ist ersichtlich, dass die subharmonischen Schwingungen ab einer Drehzahl von ungefähr $55\,000\text{ min}^{-1}$ beim Lager TU3 und ab $48\,000\text{ min}^{-1}$ beim Lager TU10 auftreten. Weiterhin ist eine kleinere Schwingungsamplitude im Fall der Lager TU3 und TU10 zu beobachten. Dies liegt möglicherweise daran, dass die Lager TU3 und TU10 eine weniger nachgiebige Wandstruktur als die der Firma MSI besitzen.

Neben den Radien der Bumpstrukturen bzw. den Steifigkeiten der Lagerwand unterscheiden die TU-Lager sich weiterhin von den MSI-Lagern durch die Befestigungsart der Folien (Bumpfolie und Topfolie) am Gehäuse. Beim Lager der Firma MSI sind Bumpfolie und Topfolie mit einer Schweißverbindung am Gehäuse befestigt, während die am Fachgebiet selbst hergestellten Lager mit einer Klebeverbindung zusammengehalten werden. Es besteht die Vermutung, dass das rotordynamische Verhalten, das diese Lager aufweisen, auf die in der Klebeverbindung vorhandene Dämpfung zurückzuführen ist. Daher werden weitere Tests durchgeführt, bei denen ein neues Lager verwendet wird, das über eine Schraubverbindung zur Befestigung der Folien verfügt (siehe Abb. 7.17b). Die Bumpfolie und die Topfolie werden in einen Schlitz hineingeschoben und durch zwei M3-Madenschrauben (siehe Abb. 7.17b Position 4) fixiert.

Das Wasserfalldiagramm aus der Abb. 7.17a zeigt, dass die Schwingungsamplituden mit der Schraubverbindung sehr gering bleiben. Im Fall des Lagers TU A3 (GFB mit der Schraubverbindung zur Befestigung der Folien) sind die Schwingwege so gering, dass kaum Nichtlinearität hervorgerufen wird. Die signifikante Abwesenheit von subharmonischen Schwingungen bei den rotordynamischen Untersuchungen der Lager TU3 sowie TU10 ist also nicht auf die Klebeverbindung, die die Bump- und Topfolie am Gehäuse hält, zurückzuführen.

Die Steifigkeit der elastischen Lagerwandstruktur hat also einen deutlichen Einfluss auf das rotordynamische Verhalten des Lagers. Bei zunehmender Struktursteifigkeit verschieben sich die Drehzahlen, bei denen die subharmonischen Schwingungen auftreten. Außerdem sorgt eine höhere Steifigkeit der Lagerwandstruktur für kleine Schwingungswege. Die Erhöhung der Struktursteifigkeit gelangt jedoch an ihre Grenze, wenn das Lager aufgrund der starren Lagerwand nicht mehr in der Lage ist, Druckschwankungen im Schmierfilm selbst zu regulieren.

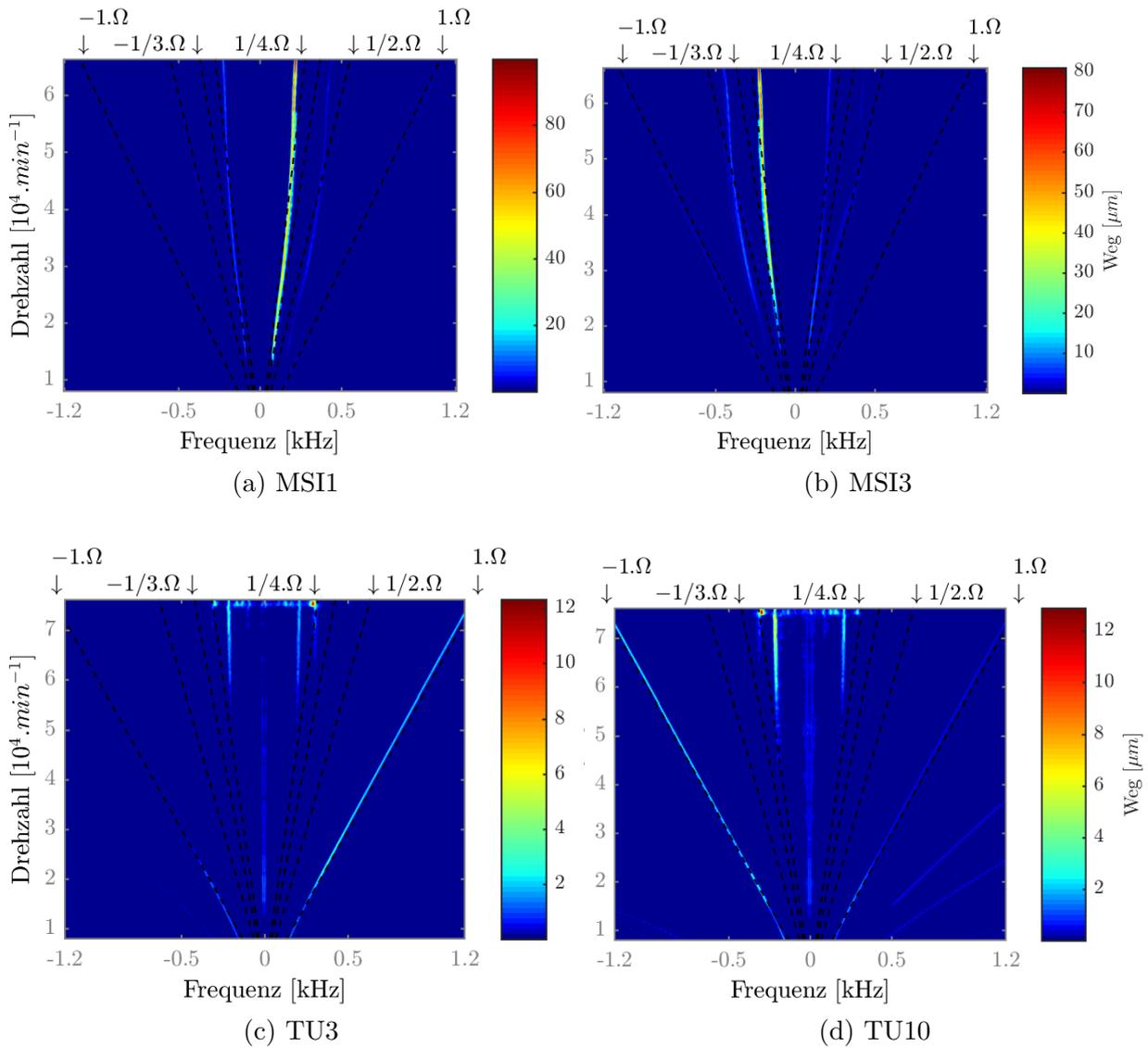


Abb. 7.16: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle bei Lagern mit unterschiedlichen Lagerspalten

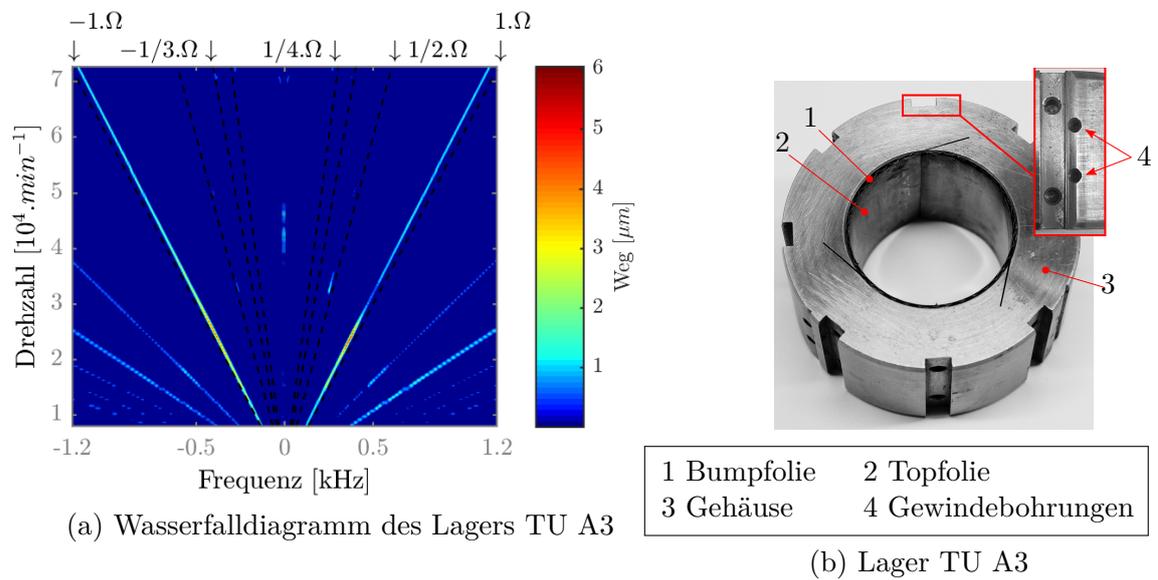


Abb. 7.17: Wasserfalldiagramm (a) aus der rotordynamischen Untersuchung der Vollwelle gelagert im Lager TU A3 mit veränderter Bumpfixierung(b).

7.3.5 Einfluss von Shims

Bei dieser Untersuchung geht es darum, eine passive Lösung zur Unterdrückung der in höheren Drehzahlen auftretenden subharmonischen Schwingungen zu finden. Wie bereits gezeigt, wird die Nichtlinearität des GFB-gelagerten Systems, die für die Manifestation von nichtlinearen Effekten, wie der Überlagerung von subharmonischen Frequenzen im Schwingungssignal des Rotorzapfens sowie der Frequenzmodulation dieser Frequenzen, durch die Vergrößerung der Schwingweg verstärkt. Daher war es naheliegend, dass eine Reduzierung der Schwingungswege zu einer Verbesserung des rotordynamischen Verhaltens des Lagers führen kann. Jedoch würde ein kleiner nominaler Spalt allein nicht genügen, denn bei höherer Drehzahl besitzt das System genügend Energie, um die Lagerwandstruktur zu verformen und somit könnte der Rotor wieder höhere Schwingungswege erreichen.

Durch die Modifikation des Lagers mit der Verwendung von Shims kann sowohl der nominale Spalt reduziert werden, als auch die elastische Lagerstruktur durch Vorspannung versteift werden. Dank dieser Maßnahme kann die Manifestation von nichtlinearen Effekten verzögert bzw. unterdrückt werden. Die Abb. 7.18b und 7.18c sind Ergebnisse der Untersuchungen mit modifizierten Lagern. Zusätzlich ist die Untersuchung ohne Shims als Vergleich dargestellt. Bei der Untersuchung werden zuerst bei jedem Lager drei Shims zwischen der Bumpfolie und dem Gehäuse in 120° Abstand angebracht (siehe Abb. 7.7), bevor die Lager im Prüfstand eingebaut werden. Diese Prozedur wird sowohl für die Shims der Stärke $20\ \mu\text{m}$ als auch für $30\ \mu\text{m}$ durchgeführt. Um einen besseren Vergleich der Ergebnisse zu ermöglichen, ist auch das Wasserfalldiagramm aus der Untersuchung ohne Shims dargestellt (siehe Abb. 7.18a).

Die Diagramme 7.18b und 7.18c zeigen eine Reduzierung der subharmonischen Schwingungen im niedrigen Drehzahlbereich bei der Verwendung von Shims. Diese Ergebnisse zeigen eine große Ähnlichkeit zu der Arbeit von San Andrés aus dem Jahr 2016 [43]. Dabei führte er Messungen an einem Gasfolienlager der ersten Generation durch und verwendete Shims der Stärken $30\ \mu\text{m}$ und $50\ \mu\text{m}$. Die Verwendung der Shims zeigte Änderungen des rotordynamischen Verhaltens des Systems. Bei $30\ \mu\text{m}$ Shims reduzierte sich der Drehzahlbereich der subharmonischen Schwingungen sowie ihrer Amplituden, bevor sie bei $50\ \mu\text{m}$ Shims komplett verschwanden. Der Autor macht jedoch nicht klar, woran es liegen kann. Er erwähnt aber einen leichten Anstieg der Steifigkeit und des Strukturverlustfaktors des Lagers.

Es lässt sich aus den Strukturuntersuchungen weiterhin sagen, dass der Nominalspalt sich durch die Verwendung von Shims ungleichmäßig verändert, wodurch das Lager zwei weitere Druckgebiete erhält. Diese neue Konstellation sorgt für zusätzliche Stabilität.

Die Modifikation des Lagers mit Shims sorgt neben der Verbesserung des rotordynamischen Verhaltens für eine gewisse Erwärmung des Rotors. Diese Wärmeentwicklung führt zu einer Ausdehnung des Lagerzapfens und sollte stets während des Betriebs im Blick gehalten werden, um ständige Reibung des Rotors auf die Topfolie zu verhindern. Ein solcher Vorfall eignet sich während der Untersuchung der Lager MSI1 und MSI3. Dabei dehnte sich die Vollwelle so weit, dass es zu einer Blockierung der Drehbewegung kam. Das Lager MSI1 wurde dabei zerstört.

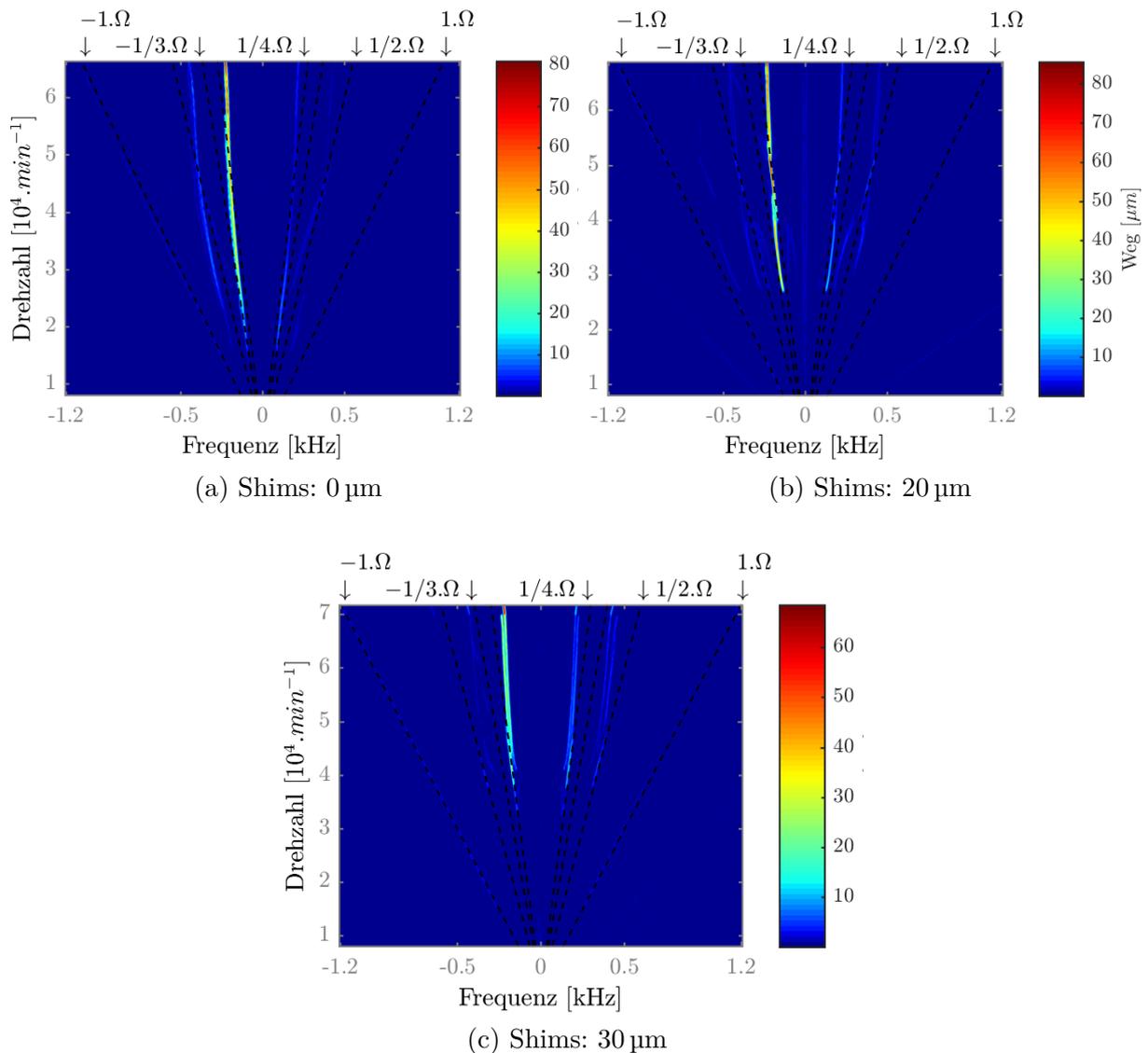


Abb. 7.18: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle gelagert im mit Shims modifizierten MSI3 Lager

7.3.6 Einfluss des subambienten Drucks

Bei der numerischen Modellierung des Schmierfilms aus dem Kapitel 5.2 wurden Annahmen hinsichtlich des subambienten Drucks getroffen. Diese Randbedingung ist auch unter dem Namen Gumbel-Bedingung bekannt [92, 93]. Es wird dabei davon ausgegangen, dass im Schmierfilm kein subambients Druck herrscht. Dies wird allein der Tatsache geschuldet, dass die Topfolie sich im Bereich des Unterdrucks abhebt, wodurch es zum Druckausgleich kommt.

Um herauszufinden, welchen Einfluss diese Bedingung auf das rotordynamische Verhalten eines GFB-gelagerten Systems haben kann, wird das Abheben der Folie im Betrieb unterbunden. Dies lässt sich realisieren durch das Wechseln der Einbaurichtung des Lagers, wie dies in den Abb. 7.19 illustriert wird. Durch das Einbauen des GFBs wie in der Abb. 7.19b dargestellt, befindet sich der Unterdruckbereich bei der Festeinspannung der Topfolie und lässt sie somit nicht abheben.

In den Abb. 7.20 sind die Wasserfalldiagramme dargestellt, die an dem Lager TU3 unter Berücksichtigung der Gumbel-Bedingung (Abb. 7.20a) und ohne Beachtung dieser Randbedingung

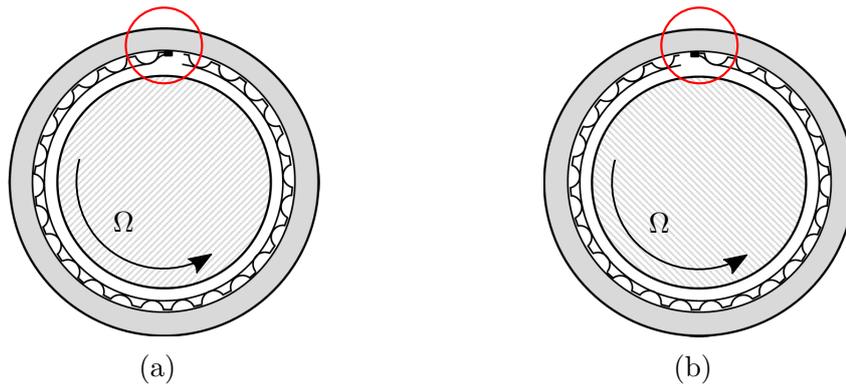


Abb. 7.19: Schematische Darstellung eines GFB-gelagerten Rotors unter Berücksichtigung der (a) Gümbel-Randbedingung und (b) Nicht-Gümbel-Randbedingung

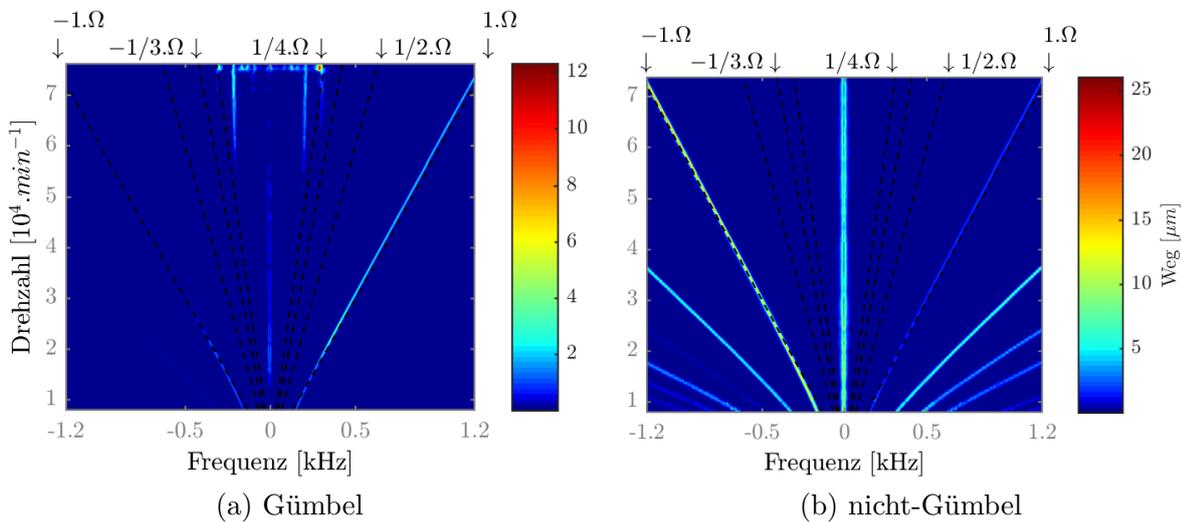


Abb. 7.20: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle gelagert im TU3-Lager bei (a) Gümbel-Randbedingung und bei (b) Nicht-Gümbel-Randbedingung

(Abb. 7.20b) gemessen sind. Die Messergebnisse zeigen beim herrschenden subambienten Druck einen Rückgang von subharmonischen Schwingungen im höheren Drehzahlbereich. Bei gültiger Gümbel-Bedingung treten sie bei $55\,000\text{ min}^{-1}$ auf. In Fall der Nicht-Gümbel-Randbedingung bleiben sie bis zur Drehzahl von $70\,000\text{ min}^{-1}$ abwesend. Allerdings führt die Nicht-Gümbel-Bedingung zu einem Anstieg der Amplituden von superharmonischen Schwingungen.

Die Gümbel-Randbedingung hat also einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf das Schwingungsverhalten von GFB-gelagerten Systemen. Es ist wichtig, dass wenn bei der numerischen Modellierung die Gümbel-Randbedingung gesetzt wird, dies auch experimentell umgesetzt wird. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass ein weiterer Aspekt für das Verhalten des rotordynamischen Systems aus der Abb. 7.20b verantwortlich ist. Es ist zu beachten, dass bei den beiden Anordnungen des GFB in unterschiedlichen Steifigkeitsverteilungen resultiert. Im Fall der Nicht-Gümbel-Randbedingung (siehe Abb. 7.20b) befindet sich der steifere Bereich der elastischen Lagerwand, wo das Druckmaximum aus dem Schmierfilm zu erwarten ist. Dadurch werden kleine Schwingwege und kaum nichtlineare Effekte hervorgerufen.

8 Zusammenfassung

Das Hauptziel des Forschungsprojektes war die Erschaffung einer grundlegenden experimentellen Datenbank, die über das statische sowie dynamische Verhalten der elastischen Lagerwand und Lagerparameter von Gasfolienlagern der ersten Generation detaillierte Auskunft gibt. Darüber hinaus sollten die Ergebnisse rotordynamischer Untersuchungen bei Verwendung dieses Lagertyps ebenfalls für zukünftige Untersuchungen zur Verfügung gestellt werden. Die Daten dienen den Forschungsinstituten zur Validierung sowie Optimierung von numerischen Modellen zur rechnerischen Vorhersage von Gasfolienlagerparametern und des rotordynamischen Verhaltens von gasfoliengelagerten Systemen. Das rotordynamische Verhalten von Gasfolienlagern lässt sich generell schwer vorhersagen, da starke Nichtlinearitäten herrschen, die zu einer Vielzahl von subharmonischen Schwingungen führen. Aus diesem Grund liefert die experimentelle rotordynamische Untersuchung unter kontrollierten Bedingungen eine gute Datenbasis über das reale Schwingungsverhalten und dient damit einer deutlichen Verbesserung zukünftiger Simulationsmodelle. Ein weiteres Ziel der Arbeit war die Untersuchung von Maßnahmen zur Unterdrückung der subharmonischen Schwingungen, die im Rahmen der Untersuchung am Beispiel der relativ einfach herzustellenden und zu verwendenden Shims erfolgte.

Bei der Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur, mit der der erste Teil der Arbeit sich befasst, ist das Ziel, durch mathematische Formulierung das Verhalten der GFB-Lagerwand bei statischen und dynamischen Belastungen wiederzugeben. Es wurden bei dieser theoretischen Untersuchung unterschiedliche Modelle unter anderem das Strukturmodell von Le Lez [61], Heshmat [23], sowie Iordanoff [25] betrachtet. Bei den beiden letzteren Modellen wird jeder Bump mit einer linearen Feder modelliert, wobei keine Interaktion zwischen die einzelnen Feder besteht. Bei der Modellierung von Le Lez dagegen wird jeder Bump mit drei Federn und zwei Knoten dargestellt und es besteht zwischen den Bumps eine Interaktion, die eine signifikante Wirkung auf das Reibungsverhalten und die Steifigkeit der Struktur hat. Die Reibungskräfte werden nach dem Modell von Petrov und Ewins [7] modelliert. Bei der Belastung dieser drei Strukturmodelle mit unterschiedlichen Druckprofilen konnte die Bedeutung der Interaktion zwischen den Bumps gezeigt werden, denn das Modell von Le Lez lieferte die beste Übereinstimmung mit dem FEM-Modell. Das Strukturmodell von Le Lez wurde daher bei der Implementierung rotordynamischen Modell aus dem Kapitel 5 bevorzugt.

Die experimentelle Untersuchung begann mit der Herstellung von GFBs. Zur Vermessung und Überprüfung der Lagergeometrie bei der Herstellung wurde ein optisches Messverfahren implementiert (Kapitel 4.1), das eine Vergrößerungskamera verwendet. Unterstützt wird diese Hardware von einer Bildbearbeitungsskript, die aus den Aufnahmen der Bumpfolie Radien und Höhen der Bumps ermittelt. Die Messgenauigkeit des Verfahrens liegt bei $150\ \mu\text{m}$. Weitere Vermessungen des Lagers erfolgten bezüglich der elastischen Lagerwandstruktur.

Die selbst hergestellten GFBs wurden statisch sowie dynamisch untersucht. Bei der statischen Untersuchung (Abschnitt 4.2) wurde das GFB mit einer statische Last belastet und die daraus resultierende Verformung wurden gemessen. Das Lager wurde auf diese Weise über seinen gesamten Umfang statisch vermessen. Die Ergebnisse, die in Abschnitt 4.2.3 dargestellt sind, zeigen, dass die statische lineare Steifigkeit der Lagerwand winkelabhängig ist und besonders im Bereich von 180° dominiert. Außerdem nimmt die Nichtlinearität der elastischen Lagerwandstruktur mit zunehmender Vorspannung der Struktur ab. Die Vorspannung der Struktur wird bei der Messung durch die Verwendung von Wellen mit unterschiedlichen Durchmessern erreicht. Dies sorgt außerdem für einen zunehmenden Strukturverlustfaktor, der auf die dadurch ansteigenden

Reibungsflächen zurückzuführen ist. Durch die Verwendung von Shims konnten auch an gezielten Stellen am Lagerumfang ähnliche Effekte erreicht werden, insbesondere der Anstieg der Linearität bei der Steifigkeit und die Erhöhung des Strukturverlustfaktors.

Bei der dynamischen Untersuchung wurde die elastische Lagerwandstruktur (Abschnitt 4.3) mit einer monofrequenten Kraft dynamisch belastet. Die Amplitude dieser Kraft wurde so reguliert, dass bei jeder Messkampagne, die einen Frequenzbereich von 30 Hz bis 1000 Hz abdeckt, die Schwingwege konstant gehalten wurden. Es wurden Messkampagnen mit $2\ \mu\text{m}$, $6\ \mu\text{m}$ und $10\ \mu\text{m}$ durchgeführt. Neben der dynamischen Anregung wurde das Lager mit einer statischen Kraft belastet. Diese statische Belastung sorgte für die Vorspannung der elastischen Struktur und dafür, dass der Kontakt zwischen Lager und Welle bestehen bleibt. Es ist wichtig, dass der Kontakt zwischen Lagerwand und Welle bestehen bleibt. Es würde sonst bedeuten, dass es zwischen diesen Beiden zu ständigen Stößen kommt.

Eine Abhängigkeit von der Frequenz zeigen die Ergebnisse aus den Untersuchungen, denn die Steifigkeit der elastischen Lagerwandstruktur steigt mit zunehmenden Frequenzen, während die Dämpfung abnimmt. Geringfügige Änderungen sind bei zunehmenden Schwingwegen hinsichtlich der Steifigkeit festzustellen. Es ist zwar eine Zunahme der Steifigkeit bei $6\ \mu\text{m}$ sowie $10\ \mu\text{m}$ zu beobachten, diese bleibt jedoch unter 10%. Die Dämpfung erfährt bei zunehmenden Schwingungsamplituden einen Abfall. Grund für dieses Verhalten ist die zunehmende dynamische Kraft bei höheren Schwingwegen, wodurch die Bumps haften und eine höhere Steifigkeit entwickeln. Die Dämpfung der elastischen Lagerwandstruktur ist prinzipiell auf Reibung zurückzuführen. Durch das Haften der Bumps kann weniger Energie durch Reibung dissipiert werden.

Die Analyse der Messergebnisse an unterschiedlichen Winkellagen zeigt, dass die dynamische Steifigkeit der Lagerwand mit der Entfernung zur Bumpfesteinspannung abnimmt.

Eine weitere Aufgabe der dynamischen Untersuchung an der elastischen Lagerwand war herauszufinden (Abschnitt 4.3.3), ob die Entstehung der in der rotordynamischen Untersuchung beobachteten subharmonischen Schwingungen auf die GFB-Struktur zurückzuführen ist. Zu diesem Zweck wurden aus den Daten der Messkampagne Wasserfalldiagramme erstellt, die jedoch diese Vermutung nicht bestätigen konnten.

Die numerische Beschreibung des Schmierfilms erfolgt mit Hilfe der Reynolds-Differentialgleichung. Dazu wird diese Differentialgleichung mit der Finite-Differenzen-Methode diskretisiert. Bei der Approximierung der Ableitung wurde prinzipiell das zentrale Differentialverfahren angewendet. Am Lagereinlass und -auslass wurden allerdings vorwärts- und rückwärts Differenzen angewendet. Die Lösung der Reynolds-Differentialgleichung wurde mit dem Newton-Verfahren numerisch approximiert.

Bei der numerischen Bestimmung der Lagerparameter (Steifigkeiten und Dämpfungen) wird davon ausgegangen, dass das GFB-gelagerte System in seiner Gleichgewichtslage von einer harmonischen Anregung gestört wird. Auf diese Störung antwortet das System wie ein Feder-Dämpfer-System. Es handelt bei diesem Verfahren zur Lagerparameteridentifikation um den Störansatz nach Lund. Die Bestimmung der Gleichgewichtslage geschieht durch das Lösen der Reynolds-Differentialgleichung 0-Ordnung. Um die Ermittlung dieser Lage zu beschleunigen, wird das Simplex-Verfahren nach Nelder-Mead angewendet [81]. Schließlich wird beim Störansatz die Reynolds-Differentialgleichung 1-Ordnung gelöst.

Die experimentelle Ermittlung der Lagerparameter (Kapitel 6) erfordert zunächst die Inbetriebnahme des jeweiligen Prüfstands. Dabei wurden zwei bauliche Maßnahmen am bereits vorhandenen Teststand [57] durchgeführt, nämlich das Einbauen von hochpräzisen Spindellagern zur Reduzierung der Schwingung des Rotorzapfens und zur Sicherung eines starren Rotorverhaltens sowie eine Modifikation der Lagerung des Lagerbocks, um eine bessere Fluchtung des Lagers am Rotor zu gewährleisten. Die Umbauten wurden von Untersuchungen begleitet, um ihren Einfluss auf das Betriebsverhalten zu überprüfen. Die Untersuchungen zur Lagerparamete-

ridentifikation zeigten, dass die direkten Lagersteifigkeiten und -dämpfungen über den gesamten Anregungsfrequenzbereich größer als die gekoppelten sind. Weiterhin sind die Steifigkeiten und Dämpfungen im Stillstand, also ohne den Luftschmierfilm, höher als beim rotierenden Rotor. Dieses Verhalten ist auf die geringere Steifigkeit und Dämpfung der Luft zurückzuführen. Mit zunehmender Drehzahl nimmt die Lagersteifigkeit ab. Dies liegt vermutlich daran, dass der Luftspalt bzw. der Schmierfilm bei steigender Drehzahl zunimmt, wodurch der dynamische Anteil der elastischen Lagerwand an der gesamten Lagersteifigkeit sinkt. Durch eine Lagermodifikation mit Shims lässt sich die Steifigkeit erhöhen. Die Dämpfung ändert sich allerdings dabei geringfügig.

Im Verlauf der rotordynamischen Untersuchungen (Kapitel 7) wurden Kenntnisse über das dynamische Verhalten eines starren, in zwei Gasfolienlager gelagerten Rotors gewonnen. Zu diesem Zweck wurde ein Prüfstand konstruiert und gefertigt. Der Teststand besteht aus einem symmetrisch aufgebauten Rotor, angetrieben von einer Gleichdruckturbine (Pelton-Turbine). Eine Voruntersuchung zur Bestimmung der Resonanz der Rotoren wurde durchgeführt. Die Betriebsuntersuchung der Rotorschwingung wurde bei unterschiedlichen Beschleunigungen, Wuchtzuständen, Lagerlasten sowie mit und ohne Lagermodifikation durchgeführt. Die Ergebnisse aus Hoch- und Runterfahrt zeigen superharmonische Schwingungen der Ordnung 2Ω und 3Ω sowie subharmonische Schwingungen, die bei unterschiedlichen Drehzahlen und abhängig von Hoch- oder Runterfahrt auftreten. Dieser Effekt ist dem Frequenzsprung sehr ähnlich, der bei dem Duffing-Schwinger zu beobachten ist. Die beim Duffing-Schwinger auftretende Frequenzmodulation lässt sich auch beim GFB-gelagerten Rotor beobachten. Um unterschiedliche Wuchtzustände zu erreichen, wurden am Rotor zusätzliche Wuchtsetzungen so angebracht, dass eine dynamische sowie eine statische Unwucht vorhanden war. Zusätzliche statische und dynamische Unwuchtverteilungen riefen subharmonische Schwingungen der Ordnung $\frac{1}{2}\Omega$, $\frac{1}{3}\Omega$ und $\frac{1}{4}\Omega$ hervor. Die Ursache für diesen Effekt ist die Erhöhung der Schwingwege, denn dadurch wird die Nichtlinearität des Systems verstärkt. Unterschiedliche statische Lasten, realisiert über Voll- und Hohlwelle, zeigten keinen nennenswerten Unterschied im rotordynamischen Verhalten. Die Verwendung von Shims verschob das Auftreten der subharmonischen Schwingungen in deutlich höhere Drehzahlbereiche. Ein mögliche Grund dafür ist die Reduzierung des Nominalspalts, wodurch die Schwingungsamplituden beschränkt sind. Weiterhin sorgen die Shims für eine Vorspannung der Struktur, wodurch möglichen Resonanzen in höhere Frequenzbereiche verschoben werden.

Im Fazit lässt sich feststellen, dass die gesetzte Ziele der Arbeit erfolgreich erreichen wurden. Eine umfangreiche Erhebung an experimentellen Messdaten wurden erreicht. Weitestgehend konnten die Messdaten die numerischen Simulationsergebnisse bestätigen.

8.1 Ausblick

8.1.1 Voruntersuchungen

Die Erkenntnisse und Ergebnisse, die aus dieser Arbeit gewonnen wurden, ermöglichen die Beantwortung einiger Fragen im Bereich der Gasfolienlager. Weiterhin deckt diese Arbeit weitere Aspekte auf, die genauere Untersuchungen erfordern. Hinsichtlich der numerischen Modellierung ist eine Betrachtung der thermischen Einflüsse, die unter anderem zur Ausdehnung des Rotors führen kann, von großer Bedeutung. Die Ausdehnung des Rotors hat eine Veränderung des Nominalspalts und der Lagerparameter zur Konsequenz. Im Bereich der experimentellen Analyse

Tab. 8.1: Durchschnittliche Bumpradis und Bumphöhen der Lager TU3, TU7 und MSI

Lager	MSI	TU3	TU7
r_B	8 mm	2,26 mm	2 mm
h_B	41 μm	365 μm	451 μm

wurde bis jetzt kaum Untersuchungen durchgeführt, um herauszufinden, welchen Einfluss die Fertigungstoleranzen auf die elastische Lagerwand, die Lagerparameter sowie das rotordynamischen Verhalten haben.

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgten erste Abschätzungen des Einflusses von Fertigungsfehlern auf die Lagerparameter. Dabei wurden die Geometrie der Bumppfolien mit dem aus dem Kapitel 4 vorgestellten optischen Messverfahren vermessen. Aufgrund des beschränkten Messbereichs des Messverfahren war es jedoch nicht möglich die Krümmung der Topfolie zu erfassen. In der Tab. 8.1 sind sowohl die durchschnittlichen Bumpradien als auch die Bumphöhen der Lager TU3, TU7 und MSI aufgetragen. Die genauere Verteilung der Bumpradien und Bumphöhen über die gesamten Bumplänge ist in der Abb. 4.3 dargestellt. Die Werte in der Tab . 8.1 sind allein Orientierungswerte zur Abschätzung der Lagergeometrie.

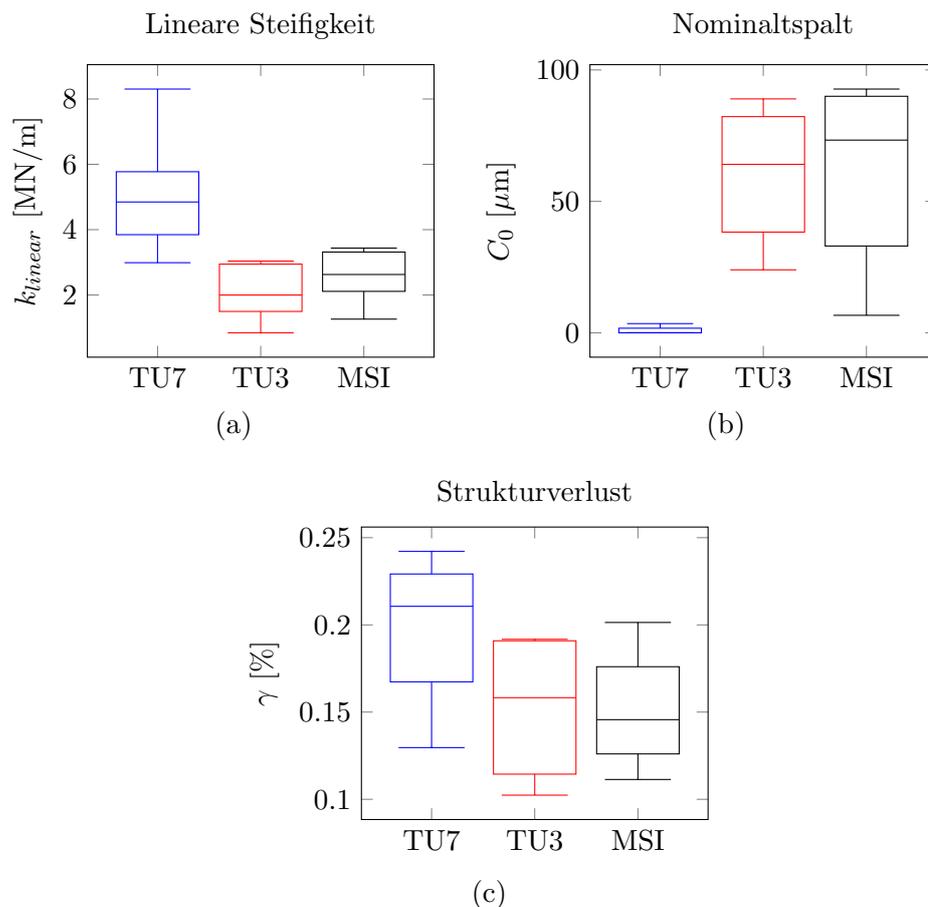


Abb. 8.1: Experimentell ermittelte (a) lineare Steifigkeit, (b) Nominalspalt und (c) Strukturverlust der Lager TU3, TU7 und MSI

In der Abb. 8.1 wird gezeigt, wie sich die Steifigkeit, der Nominalspalt und der Strukturverlust bei steigenden Bumpradien bzw. fallenden Bumphöhen verändern. Es handelt bei den Kastengrafiken um die Messergebnisse aus der statischen Untersuchung der elastischen Lagerwand an den Winkeln 0° bis 315° mit der Welle D_2 . Wie bereits erwähnt, könnte mit dem zur Verfügung stehenden Messinstrument die Krümmung der Topfolie nicht gemessen werden. Um den Effekt dieser Größe ein wenig zu reduzieren, werden Messungen bei der Welle D_2 betrachtet. Bei dieser Messung hat die Topfolie bereit die Krümmung der Welle angenommen und somit haben sich die Fertigungstoleranzen von Welle und Topfolie teilweise angeglichen.

Hinsicht der statischen linearen Steifigkeit bewirkt eine Abweichung der Bumpradien von 13%

einen signifikanten Abfall der Steifigkeit um 58 % (siehe Abb. 8.1a). Dieser Trend lässt sich allerdings beim Lager MSI nicht fortführen. Die Erklärung für dieses Verhalten ist, dass die Steifigkeit der elastischen Struktur nicht nur von der Bumphöhe oder Bumpradius sondern auch von der Anzahl an Bumps abhängig ist. Das MSI-Lager besitzt weniger Bumps als die TU-Lager.

Beim Nominalspalt ist der Effekt der Fertigung noch deutlicher als bei der Steifigkeit, denn hier wird eine Änderung des Nominalspalt von 97 % bei einer Fertigungstoleranz von 13 % beobachtet. Dieser Wert ist allerdings aufgrund der Schwierigkeit bei der experimentellen Ermittlung des Nominalspalts mit Vorsicht zu betrachten. Eine Änderung wird auch bei dem Strukturverlustfaktor beobachtet, welcher um 23 % abfällt. Dies ist jedoch weniger signifikant als die vorherigen genannten Parameter.

Um herauszufinden, ob der Effekt der Fertigungsfehler sich allein auf die elastische Lagerwandstruktur beschränkt, wurde ein rotordynamischer Versuch mit der Vollwelle gelagert in den Lagern TU3 und TU10 durchgeführt, die jeweils einen durchschnittlichen Bumpradius von 2,26 mm und 1,65 mm besitzen. Die Ergebnisse (Abb. 8.2) zeigen, dass beide Lager unterschiedlichen Verhalten aufweisen. Beim Lager TU3 entstehen die ersten subharmonische Schwingungen bei der Drehzahl von $55\,000\text{ min}^{-1}$, während diese bei TU10 bei $49\,000\text{ min}^{-1}$ auftreten. Ein Einfluss der Fertigungstoleranz auf das rotordynamische Verhalten ist offensichtlich vorhanden, wie die Ergebnisse zeigen.

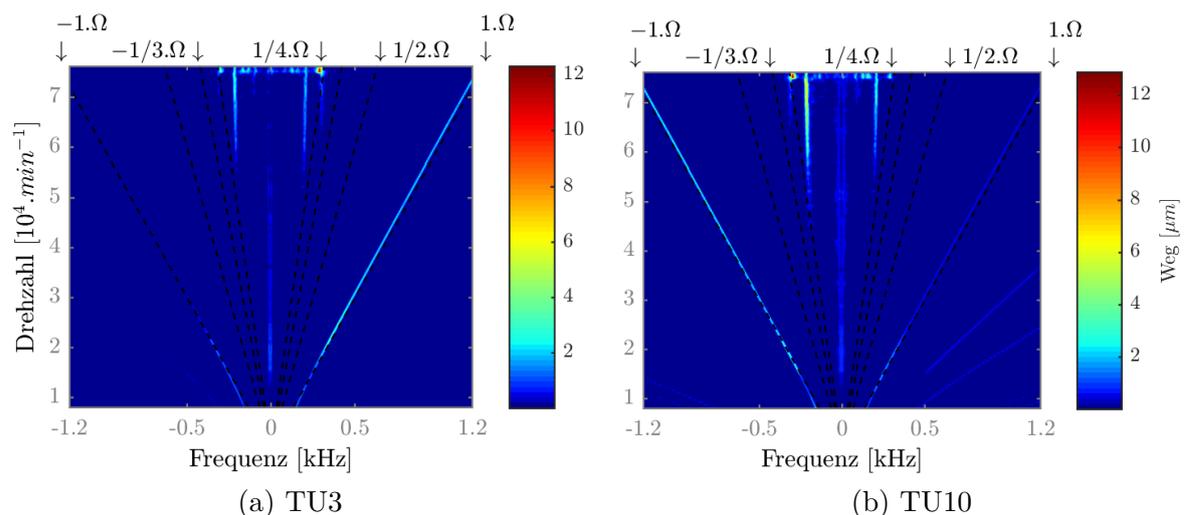
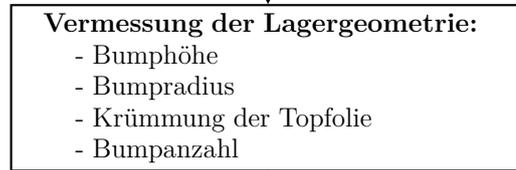


Abb. 8.2: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen der Vollwelle gelagert in den Lagern (a) TU3 und (b) TU10 bei Runterfahrt

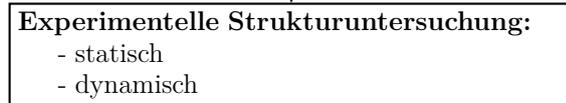
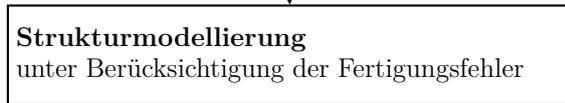
8.1.2 Aufbau des Forschungsprojekts

Die vorliegenden Voruntersuchungen haben gezeigt, dass die Fertigungstoleranzen einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Messergebnisse und somit auch auf ihre Interpretation haben. Um eine genauere Kenntnis über den Einfluss von Fertigungstoleranzen auf die Eigenschaften von GFBs bzw. GFB gelagerter Systeme zu gewinnen, müsste weitere Untersuchungen erfolgen. Die Abb. 8.3 stellt einen Vorschlag über den Umfang und die Systematik dieser Untersuchungen dar. Die Herstellung von Lagern sollte in der ersten Etappe der Arbeit standardisiert werden, um unsystematische Fehler zu begrenzen. Diese Fehler entstehen aufgrund von zufälligen Prozessen bei dem Herstellungsverfahren. Nach dem Herstellungsprozess sollte die Geometrie der Lager (Bumphöhe, Bumpradius) möglichst genau erfasst werden, bevor sie experimentell eingesetzt werden. Die Lagergeometrien bzw. Fertigungsfehler sollten in der Implementierung des elastischen

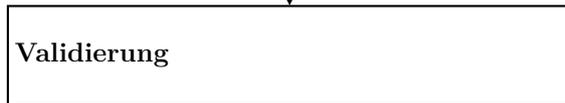
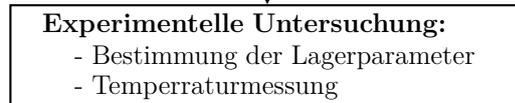
Teil I:



Teil II:



Teil III:



Teil IV:

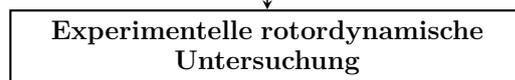


Abb. 8.3: Vorschlag eines Forschungsprojekts zur Bestimmung der Lagerparameter unter Berücksichtigung der Fertigungsfehler und der Temperatur

Lagerwandmodells ebenfalls berücksichtigt werden. Hierfür eignet sich das Modell von Le Lez, das im Rahmen der vorliegenden Arbeit bereits implementiert wurde, wie die Arbeit von Fatu und Arghir [94] zeigt. Im Jahr 2018 befassten Fatu und Arghir [94] sich mit der Modellierung der elastischen Lagerwandstruktur unter Berücksichtigung der Fertigungsfehler. Dabei verwendeten die Autoren das Modell von Le Lez. Diese Anpassung des Modells zeigt eine gute Übereinstimmung mit der experimentellen Untersuchungen.

In der dritte Phase des Projekts werden bei der Modellierung des Schmierfilms thermische Einflüsse berücksichtigt und bei der experimentellen Ermittlung der Lagerparameter wird parallel die Temperatur gemessen, um das numerische Modell später zu validieren. Bei der Validierung kann die Güte des numerischen Modell ermittelt werden. Es ist zu erwarten, dass im Anschluss dieser Untersuchungen eine noch bessere Vorhersage über das Verhalten von GFB gelagerten

System möglich ist.

Literaturverzeichnis

- [1] Balducchi, F., 2013. “Analyse expérimentale des paliers et des butées aérodynamiques à feuilles”. PhD thesis, Poitiers, Dec.
- [2] Licht, L., and Branger, M., 1973. *Design, fabrication, and performance of foil journal bearing for the brayton rotating unit*. No. NASA CR-2243 in NASA contractor report. National Aeronautics and Space Administration ; For sale by the National Technical Information Service [distributor], Washington, D.C. : Springfield, Va.
- [3] Agrawal, G. L., 1997. “Foil Air/Gas Bearing Technology — An Overview”. In Volume 1: Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery, American Society of Mechanical Engineers, S. V001T04A006.
- [4] DellaCorte, C., Radil, K. C., Bruckner, R. J., and Howard, S. A., 2008. “Design, Fabrication and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings”. *Tribology Transactions*, **51**(3), May, S. 254–264.
- [5] San Andrés, L., Chirathadam, T. A., and Kim, T.-H., 2010. “Measurement of Structural Stiffness and Damping Coefficients in a Metal Mesh Foil Bearing”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **132**(3), S. 032503.
- [6] Song, J.-h., and Kim, D., 2007. “Foil Gas Bearing With Compression Springs: Analyses and Experiments”. *Journal of Tribology*, **129**(3), July, S. 628–639.
- [7] Petrov, E. P., and Ewins, D. J., 2004. “Generic Friction Models for Time-Domain Vibration Analysis of Bladed Disks”. *Journal of Turbomachinery*, **126**(1), Jan., S. 184–192.
- [8] Pachauri, R. K., Mayer, L., and on Climate Change, I. P., eds., 2015. *Climate change 2014: synthesis report*. Intergovernmental Panel on Climate Change, Geneva, Switzerland. OCLC: 914851124.
- [9] Hoffmann, R., Kayo, C., and Liebich, R., 2017. “Experimental Analysis of the nonlinear Vibrations of a rigid Rotor in Gas Foil Bearings”. *Technische Mechanik*, **37**, June.
- [10] Le Lez, S., Arghir, M., and Frene, J., 2007. “A New Bump-Type Foil Bearing Structure Analytical Model”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **129**(4), S. 1047.
- [11] Le Lez, S., Arghir, M., and Frene, J., 2008. “A Dynamic Model for Dissipative Structures used in Bump-Type Foil Bearings”. *Tribology Transactions*, **52**(1), Dec., S. 36–46.
- [12] Andrés, L. S., and Kim, T. H., 2008. “Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors”. *Tribology International*, **41**(8), Aug., S. 704–715.
- [13] H. Blok, J. v. R., 1953. “The Foil Bearings-A New Departure in Hydrodynamic Lubrication”. *Lubrication Engineering*, **316/320**.
- [14] Kim, T. H., and San Andrés, L., 2008. “Heavily Loaded Gas Foil Bearings: A Model Anchored to Test Data”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **130**(1), Jan.

- [15] Gasch, R., Nordmann, R., and Pfützner, H., 2006. *Rotordynamik*, 2., vollst. neu bearb. und erw. aufl., korr. nachdr ed. Springer, Berlin. OCLC: 255550877.
- [16] Bonneau, D., Huitric, J., and Tournerie, B., 1993. “Finite Element Analysis of Grooved Gas Thrust Bearings and Grooved Gas Face Seals”. *Journal of Tribology*, **115**(3), Jul, S. 348–354.
- [17] Larsen, J. S., and Santos, I. F., 2013. “Compliant Foil Journal Bearings - Investigation of Dynamic Properties”. S. 12. Paper ABS-247; SIRM 2013 : 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines ; Conference date: 25-02-2013 Through 27-02-2013.
- [18] Ruscitto, D., McCormick, J., and Gray, S., 1978. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine. I. Journal bearing performance. Tech. Rep. CONS-9427-1; NASA-CR-135368, Mechanical Technology, Inc., Latham, NY (USA), Apr.
- [19] Feng, K., and Kaneko, S., 2009. “Thermohydrodynamic Study of Multiwound Foil Bearing Using Lobatto Point Quadrature”. *Journal of Tribology*, **131**(2), Apr., S. 021702.
- [20] Radil, K., and Zeszotek, M., 2004. “An experimental investigation into the temperature profile of a compliant foil air bearing”. *Tribology Transactions*, **47**, Jun.
- [21] Arghir, M., Lez, S. L., and Frene, J., 2006. “Finite-volume solution of the compressible Reynolds equation: Linear and non-linear analysis of gas bearings”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **220**(7), Jul, S. 617–627.
- [22] Walowit, J. A., and Anno, J. N., 1975. *Modern developments in lubrication mechanics / [by] J. A. Walowit and J. N. Anno*. Applied Science Publishers London.
- [23] Heshmat, H., Walowit, J. A., and Pinkus, O., 1983. “Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings”. *Journal of Lubrication Technology*, **105**(4), Oct., S. 647–655.
- [24] Heshmat, H., Walowit, J. A., and Pinkus, O., 1983. “Analysis of Gas Lubricated Compliant Thrust Bearings”. *Journal of Lubrication Technology*, **105**(4), Oct., S. 638–646.
- [25] Iordanoff, I., 1999. “Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design”. *Journal of tribology*, **121**(4), S. 816–822.
- [26] Carpino, M., Medvetz, L. A., and Peng, J.-P., 1994. “Effects of Membrane Stresses in the Prediction of Foil Bearing Performance©”. *Tribology Transactions*, **37**(1), Jan., S. 43–50.
- [27] San Andrés, L., and Kim, T. H., 2009. “Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models”. *Tribology International*, **42**(1), Jan., S. 111–120.
- [28] , 2007. Improvements to the Analysis of Gas Foil Bearings: Integration of Top Foil 1D and 2D Structural Models, Vol. Volume 5: Turbo Expo 2007 of *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*.
- [29] Miąskowski, W., Pietkiewicz, P., and Żywica, G., 2009. “Modeling Foil Bearings”. *Technical Sciences*, **12**(-1), Nov., S. 241–248.
- [30] Feng, K., and Kaneko, S., 2010. “Analytical Model of Bump-Type Foil Bearings Using a Link-Spring Structure and a Finite-Element Shell Model”. *Journal of Tribology*, **132**(2), Apr.

-
- [31] Ku, C.-P. R., and Heshmat, H., 1993. “Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis—Part II: Experimental Investigation”. *Journal of Tribology*, **115**(3), July, S. 364–369.
- [32] Larsen, J. S., Varela, A. C., and Santos, I. F., 2014. “Numerical and experimental investigation of bump foil mechanical behaviour”. *Tribology International*, **74**, June, S. 46–56.
- [33] Salehi, M., Heshmat, H., and Walton, J. F., 2003. “On the Frictional Damping Characterization of Compliant Bump Foils”. *Journal of Tribology*, **125**(4), Sept., S. 804–813.
- [34] Rubio, D., and Andrés, L. S., 2004. “Bump-Type Foil Bearing Structural Stiffness: Experiments and Predictions”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **128**(3), Mar., S. 653–660.
- [35] Ku, C. P. R., and Heshmat, H., 1994. “Effects of Static Load on Dynamic Structural Properties in a Flexible Supported Foil Journal Bearing”. *Journal of Vibration and Acoustics*, **116**(3), July, S. 257–262.
- [36] Rudloff, L., 2011. “Etudes expérimentales de paliers aérostatiques hybrides et des paliers aérodynamiques à feuilles”. PhD thesis, Poitiers, Jan.
- [37] Breńkacz, u., 2017. “The Experimental Identification of the Dynamic Coefficients of two Hydrodynamic Journal Bearings Operating at Constant Rotational Speed and Under Nonlinear Conditions”. *Polish Maritime Research*, **24**(4), Dec., S. 108–115.
- [38] Kim, T. H., and San Andrés, L., 2009. “Effect of Side Feed Pressurization on the Dynamic Performance of Gas Foil Bearings: A Model Anchored to Test Data”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **131**(1), Jan.
- [39] Lee, Y.-B., Kim, T.-H., Kim, C.-H., Lee, N.-S., and Choi, D.-H., 2004. “Dynamic characteristics of a flexible rotor system supported by a viscoelastic foil bearing (VEFB)”. *Tribology International*, **37**(9), Sept., S. 679–687.
- [40] Howard, S., Dellacorte, C., Valco, M. J., Prahl, J. M., and Heshmat, H., 2001. “Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of a High-Temperature Air Foil Journal Bearing”. *Tribology Transactions*, **44**(4), Jan., S. 657–663.
- [41] San Andrés, L., 2006. “Hybrid Flexure Pivot-Tilting Pad Gas Bearings: Analysis and Experimental Validation”. *Journal of Tribology*, **128**(3), July, S. 551–558.
- [42] Rudloff, L., Arghir, M., Bonneau, O., and Matta, P., 2011. “Experimental Analyses of a First Generation Foil Bearing: Startup Torque and Dynamic Coefficients”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **133**(9), Sept.
- [43] San Andrés, L., and Norsworthy, J., 2016. “Structural and Rotordynamic Force Coefficients of a Shimmed Bump Foil Bearing: An Assessment of a Simple Engineering Practice”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **138**(1), Jan.
- [44] Heshmat, H., 1999. “Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode”. *Journal of Tribology*, **122**(1), July, S. 192–198.
- [45] Hou, Y., Xiong, L. Y., and Chen, C. Z., 2004. “Experimental Study of a New Compliant Foil Air Bearing with Elastic Support”. *Tribology Transactions*, **47**(2), Apr., S. 308–311.
- [46] Howard, S., 2009. “Misalignment in Gas Foil Journal Bearings: An Experimental Study”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME*, **131**, Mar.

- [47] Sim, K., Yong-Bok, L., Ho Kim, T., and Lee, J., 2012. “Rotordynamic Performance of Shimmed Gas Foil Bearings for Oil-Free Turbochargers”. *Journal of Tribology*, **134**(3), July.
- [48] San Andrés, L., Ryu, K., and Kim, T. H., 2011. “Thermal Management and Rotordynamic Performance of a Hot Rotor-Gas Foil Bearings System—Part I: Measurements”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **133**(6), June.
- [49] Peng, Z.-C., and Khonsari, M. M., 2004. “Hydrodynamic Analysis of Compliant Foil Bearings With Compressible Air Flow”. *Journal of Tribology*, **126**(3), July, S. 542–546.
- [50] Peng, Z.-C., and Khonsari, M. M., 2004. “On the Limiting Load-Carrying Capacity of Foil Bearings”. *Journal of Tribology*, **126**(4), Oct., S. 817–818.
- [51] Samanta, P., and Khonsari, M., 2018. “The limiting load-carrying capacity of foil thrust bearings”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **232**(8), Aug., S. 1046–1052.
- [52] Iordanoff, I., 1996. “Paliers axiaux aérodynamiques à structure à feuilles : analyse et optimisation”. PhD thesis. Thèse de doctorat dirigée par Boudet, René Génie mécanique Toulouse 3 1996.
- [53] Ku, C.-P. R., and Heshmat, H., 1992. “Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis: Part I—Theoretical Model Including Strip and Variable Bump Foil Geometry”. *Journal of Tribology*, **114**(2), Apr., S. 394–400.
- [54] Peng, J.-P., and Carpino, M., 1997. “Finite Element Approach to the Prediction of Foil Bearing Rotor Dynamic Coefficients”. *Journal of Tribology*, **119**(1), Jan., S. 85–90.
- [55] Carpino, M., and Talmage, G., 2003. “A Fully Coupled Finite Element Formulation for Elastically Supported Foil Journal Bearings”. *Tribology Transactions*, **46**(4), S. 560–565.
- [56] Carpino, M., and Talmage, G., 2006. “Prediction of Rotor Dynamic Coefficients in Gas Lubricated Foil Journal Bearings with Corrugated Sub-Foils”. *Tribology Transactions*, **49**(3), Sept., S. 400–409.
- [57] Hoffmann, R., 2017. “Eine Methode für die Vorhersage nichtlinearer selbsterregter Schwingungen von Rotoren in Gasfolienlagern – Eine numerische und experimentelle Untersuchung”. PhD thesis, TU Berlin.
- [58] Hoffmann, R., Munz, O., Pronobis, T., Barth, E., and Liebich, R., 2018. “A valid method of gas foil bearing parameter estimation: A model anchored on experimental data”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, **232**(24), Dec, S. 4510–4527.
- [59] Hoffmann, R., Pronobis, T., and Liebich, R., 2015. “A numerical performance analysis of a gas foil bearing including structural modifications by applying metal shims”. S. 14. Paper-ID 49; SIRM 2015 : SIRM 2015 – 11th International Conference on Vibrations in Rotating Machines ; Conference date: 23-02-2015 Through 25-02-2015.
- [60] Le lez, S., 2007. “Caractéristiques Statiques et Dynamiques des Paliers à Feuilles”. PhD thesis, Poitiers, Jan.
- [61] Le Lez, S., Arghir, M., and Frene, J., 2007. “Static and Dynamic Characterization of a Bump-Type Foil Bearing Structure”. *Journal of Tribology*, **129**(1), S. 75.

- [62] Peng, J.-P., and Carpino, M., 1994. “Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings©”. *Tribology Transactions*, **37**(1), Jan., S. 91–98.
- [63] Gad, A. M., and Kaneko, S., 2014. “A New Structural Stiffness Model for Bump-Type Foil Bearings: Application to Generation II Gas Lubricated Foil Thrust Bearing”. *Journal of Tribology*, **136**(4), Oct.
- [64] Ku, C.-P. R., and Heshmat, H., 1994. “Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings: Parametric Studies”. *Tribology Transactions*, **37**(3), Jan., S. 455–462.
- [65] Swanson, E. E., 2006. “Bump Foil Damping Using a Simplified Model”. *Journal of Tribology*, **128**(3), July, S. 542–550.
- [66] Andersson, S., Söderberg, A., and Björklund, S., 2007. “Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts”. *Tribology International*, **40**(4), Apr., S. 580–587.
- [67] Kim, T. H., Breedlove, A. W., and San Andrés, L., 2009. “Characterization of a Foil Bearing Structure at Increasing Temperatures: Static Load and Dynamic Force Performance”. *Journal of Tribology*, **131**(4), S. 041703.
- [68] Ku, C.-P. R., 1994. “Dynamic Structural Properties of Compliant Foil Thrust Bearings—Comparison Between Experimental and Theoretical Results”. *Journal of Tribology*, **116**(1), Jan., S. 70–75.
- [69] DellaCorte, C., Radil, K. C., Bruckner, R. J., and Howard, S. A., 2008. “Design, Fabrication, and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings”. *Tribology Transactions*, **51**(3), May, S. 254–264. Publisher: Taylor & Francis _eprint: <https://doi.org/10.1080/10402000701772579>.
- [70] Wappis, J., and Jung, B., 2010. *Taschenbuch Null-Fehler-Management: Umsetzung von Six Sigma*, 4., überarb. und erw. Aufl. ed. Praxisreihe Qualitätswissen. Hanser.
- [71] Puente León, F., 2015. *Messtechnik*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [72] Meyer, M., 2014. *Signalverarbeitung: analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*, 7., verbesserte Auflage ed. Lehrbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden. OCLC: 879074074.
- [73] Rubio, D., and San Andres, L., 2006. “Structural Stiffness, Dry Friction Coefficient, and Equivalent Viscous Damping in a Bump-Type Foil Gas Bearing”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **129**(2), Feb., S. 494–502.
- [74] Heshmat, H., 1994. “Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability”. *Journal of Tribology*, **116**(2), Apr., S. 287–294.
- [75] Heshmat, H., Shapiro, W., and Gray, S., 1982. “Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability”. *Journal of Lubrication Technology*, **104**(2), Apr., S. 149–156.
- [76] Pronobis, T., 2014. “Nichtlineare Stabilitätsbetrachtung von selbsterregten Schwingungssystemen im Bereich von Gas Foil Bearings”. Masterarbeit, TU Berlin.
- [77] Michel, H., 2020. “Entwicklung eines numerischen Modells zur Beschreibung von Gasfolienlagern unter Berücksichtigung der Temperatur”. PhD thesis, TU Berlin.

- [78] Lund, J. W., 1968. “Calculation of Stiffness and Damping Properties of Gas Bearings”. *Journal of Lubrication Technology*, **90**(4), Oct., S. 793–803.
- [79] Botte, G. G., Ritter, J. A., and White, R. E., 2000. “Comparison of finite difference and control volume methods for solving differential equations”. *Computers & Chemical Engineering*, **24**(12), Dec., S. 2633–2654.
- [80] Faria, M. T. C., and Andrés, L. S., 1999. “On the Numerical Modeling of High-Speed Hydrodynamic Gas Bearings”. *Journal of Tribology*, **122**(1), Mar., S. 124–130.
- [81] Nelder, J. A., and Mead, R., 1965. “A Simplex Method for Function Minimization”. *The Computer Journal*, **7**(4), Jan., S. 308–313.
- [82] Deghela, U., 2016. “Experimentelle Parameteridentifikation eines Gas Folien Lagers unter Einfluss von Drehzahl und statischer Lagerlast”. Masterarbeit, TU Berlin.
- [83] Schroeder, M., 1970. “Synthesis of low-peak-factor signals and binary sequences with low autocorrelation (corresp.)”. *IEEE Transactions on Information Theory*, **16**(1), Jan, S. 85–89.
- [84] Burrows, C. R., Sayed-Esfahani, R., and Stanway, R., 1981. “A Comparison of Multifrequency Techniques for Measuring the Dynamics of Squeeze-Film Bearings”. *Journal of Tribology*, **103**(1), Jan, S. 137–143.
- [85] San Andrés, L., and Norsworthy, J., 2016. “Structural and Rotordynamic Force Coefficients of a Shimmed Bump Foil Bearing: An Assessment of a Simple Engineering Practice”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **138**(1), Jan., S. 012505.
- [86] Giesecke, J., 2005. *Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb*, 4., aktual. u. erw. aufl ed. Springer, Berlin.
- [87] Möser, M., ed., 2010. *Messtechnik der Akustik*. Springer, Berlin. OCLC: 255429096.
- [88] Federn, K., 2011. *Auswuchttechnik. 1: Allgemeine Grundlagen, Meßverfahren und Richtlinien*, 2. aufl ed. Springer, Heidelberg. OCLC: 697831944.
- [89] DIN ISO 21940-11:2016, Mechanische Schwingungen_ - Auswuchten von Rotoren_ - Teil_11: Verfahren und Toleranzen für Rotoren mit starren verhalten (ISO_21940-11:2016). Tech. rep.
- [90] Thomsen, J. J., 2003. *Vibrations and Stability*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [91] Nguyen-Schäfer, H., 2012. *Rotordynamics of automotive turbochargers: linear and nonlinear rotordynamics, bearing design, rotor balancing*. Springer, Heidelberg. OCLC: 794946402.
- [92] Larsen, J. S., and Santos, I. F., 2015. “On the nonlinear steady-state response of rigid rotors supported by air foil bearings—Theory and experiments”. *Journal of Sound and Vibration*, **346**, June, S. 284–297.
- [93] Bonello, P., and Hassan, M. B., 2018. “An experimental and theoretical analysis of a foil-air bearing rotor system”. *Journal of Sound and Vibration*, **413**, S. 395 – 420.
- [94] Fatu, A., and Arghir, M., 2018. “Numerical Analysis of the Impact of Manufacturing Errors on the Structural Stiffness of Foil Bearings”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **140**(4), Apr., S. 041506.

A Anhang

A.1 Experimentelle Untersuchung der elastischen Lagerwandstruktur

A.1.1 Berechnung der Federsteifigkeiten nach Le Lez

Bei der Diskretisierung der elastischen Lagerwandstruktur nach Le Lez et al. wird zuerst die Struktur in mehreren Segmenten zerlegt (siehe Abb. 3.3). Als nächste geht es darum, die potentielle Energie, die von diesem Struktursegment unter der Belastung einer Kraft gespeichert werden kann, zu berechnen. Mit dem Satz von Castigliano werden schließlich die Verschiebung, die die ausgeübte Kraft bewirkt, und die Steifigkeit dieses Segments ermittelt.

Federsteifigkeit k_2

- Schnittgröße:

$$M_s(\theta) = -H \cdot y = -H \cdot r_B \left(\cos\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) - \cos\left(\frac{\theta_0}{2}\right) \right) \quad (\text{A.1})$$

$$N_s(\theta) = H \cos(\theta_0 - \theta) \quad (\text{A.2})$$

- Energie:

$$U = \frac{r_B}{2lK_S} (f_1 H^2) + \frac{r_B}{2EA} (f_4 H^2) \quad (\text{A.3})$$

- Verschiebung und Steifigkeit:

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial H} = \left(\frac{r_B}{lK_S} f_1 + \frac{r_B}{EA} f_4 \right) H = \frac{1}{k_2} H \quad (\text{A.4})$$

Federsteifigkeit k_3

- Schnittgröße:

$$M_{s,Bogen}(\theta) = H \cdot y + L_{MR} = H \cdot r_B (1 - \cos(\theta_0 - \theta)) + L_{MR} \quad (\text{A.5})$$

$$N_{s,Bogen}(\theta) = H \cos(\theta_0 - \theta) \quad (\text{A.6})$$

$$M_{s,Fuß}(x) = H \cdot y = H \cdot r_B (1 - \cos(\theta_0)) + L_{MR} \quad (\text{A.7})$$

$$N_{s,Fuß}(x) = H \quad (\text{A.8})$$

- Energie:

$$U = \frac{r_B}{lK_S} \left(f_6 H^2 + f_7 L_{MR} H + \theta_0 L_{MR}^2 \right) + \frac{r_B}{EA} \left(\frac{f_4}{2} H^2 \right) + \frac{1}{2lK_S} \left(f_8 H^2 + f_9 L_{MR} H + l_s L_{MR}^2 \right) + \frac{r_B}{2EA} (l_s H^2) \quad (\text{A.9})$$

- Verschiebung und Steifigkeit:

$$0 = \frac{\partial U}{\partial L_{MR}} \Rightarrow L_{MR} = \left(\frac{-r_B f_7 - \frac{f_9}{2}}{2r_B \theta_0 + l_s} \right) H = C_2 H \quad (\text{A.10})$$

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{\partial U}{\partial H} \\ &= \left(\frac{r_B}{lK_S} (2f_6 + f_7 C_2) + \frac{r_B}{EA} (f_4) + \frac{1}{2lK_S} (2f_8 + f_9 C_2) + \frac{l_s}{EA} \right) H = \frac{1}{k_3} H \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

Federsteifigkeit k_4

- Schnittgröße:

$$M_s(\theta) = H \cdot y + L_{MR} = H \cdot r_B (1 - \cos(\theta_0 - \theta)) + L_{MR} \quad (\text{A.12})$$

$$N_s(\theta) = H \cos(\theta_0 - \theta) \quad (\text{A.13})$$

- Energie:

$$U = \frac{r_B}{2lK_S} (f_6 H^2 + f_7 H L_{MR} + \theta_0 L_{MR}^2) + \frac{r_B}{2EA} \left(\frac{f_4}{2} H^2 \right) \quad (\text{A.14})$$

- Verschiebung und Steifigkeit:

$$0 = \frac{\partial U}{\partial L_{MR}} \Rightarrow L_{MR} = \left(\frac{-f_7}{2\theta_0} \right) H \quad (\text{A.15})$$

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial H} = \left(\frac{r_B}{2lK_S} \left(f_6 - \frac{f_7^2}{2\theta_0} \right) + \frac{r_B f_4}{2EA} \right) H = \frac{1}{k_4} H \quad (\text{A.16})$$

Federsteifigkeit k_{1bis}

- Schnittgröße:

$$M_s(\theta) = -H \cdot y = -H \cdot r_B \left(\cos\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) - \cos\left(\frac{\theta_0}{2}\right) \right) \quad (\text{A.17})$$

$$N_s(\theta) = H \cos\left(\frac{\theta_0}{2} - \theta\right) \quad (\text{A.18})$$

- Energie:

$$U = \frac{r_B}{2lK_S} (f_1 H^2) + \frac{r_B}{2EA} (f_4 H^2) \quad (\text{A.19})$$

- Verschiebung und Steifigkeit:

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial H} = \left(\frac{r_B}{lK_S} f_1 + \frac{r_B}{EA} f_4 \right) H = \frac{1}{k_{1bis}} H \quad (\text{A.20})$$

Federsteifigkeit k_{3bis}

- Schnittgröße:

$$M_{s,Bogen,R}(\theta) = H \cdot y + V \cdot x = H \cdot r_B (1 - \cos(\theta_0 - \theta)) + V r_B \sin(\theta_0 - \theta) \quad (\text{A.21})$$

$$N_{s,Bogen,R}(\theta) = H \cos(\theta_0 - \theta) - V \sin(\theta_0 - \theta) \quad (\text{A.22})$$

$$M_{s,\text{Fu\ss}}(x) = Hr_B(1 - \cos(\theta_0)) + V(r_B \sin(\theta_0) + x) \quad (\text{A.23})$$

$$N_{s,\text{Fu\ss}}(x) = H \quad (\text{A.24})$$

$$\begin{aligned} M_{s,\text{Bogen},L}(\theta) &= Hy_2 + V(2r_B \sin(\theta_0) + l_s - x_2) \\ &= Hr_B(1 - \cos(\theta_0 - \theta)) + V(2r_B \sin(\theta_0) + l_s - r_B \sin(\theta_0 - \theta)) \end{aligned} \quad (\text{A.25})$$

$$N_{s,\text{Bogen},L}(\theta) = H \cos(\theta_0 - \theta) + V \sin(\theta_0 - \theta) \quad (\text{A.26})$$

- Energie:

$$U = \frac{r_B}{2lK_S}a_1 + \frac{r_B}{2EA}a_2 + \frac{1}{2lK_S}a_3 + \frac{1}{2EA}a_4 + \frac{r_B}{2lK_S}a_5 + \frac{r_B}{2EA}a_6 \quad (\text{A.27})$$

$$a_1 = \int_0^{\theta_0} M_{s,\text{Bogen},R}^2 d\theta_0 = f_6 H^2 + f_{10} V H + f_{11} V^2$$

$$a_2 = \int_0^{\theta_0} N_{s,\text{Bogen},R}^2 d\theta_0 = \frac{f_4}{2} H^2 + f_{12} V H + \frac{f_5}{2} V^2$$

$$a_3 = \int_0^{l_s} M_{s,\text{Fu\ss}}^2 dl = f_8 H^2 + f_{13} V H + f_{14} V^2$$

$$a_4 = \int_0^{l_s} N_{s,\text{Fu\ss}}^2 dl = l_s H^2$$

$$a_5 = \int_0^{\theta_0} M_{s,\text{Bogen},L}^2 d\theta_0 = f_6 H^2 + f_{15} V H + f_{16} V^2$$

$$a_6 = \int_0^{\theta_0} N_{s,\text{Bogen},L}^2 d\theta_0 = \frac{f_4}{2} H^2 - f_{12} V H + \frac{f_5}{2} V^2$$

(A.28)

- Verschiebung und Steifigkeit:

$$0 = \frac{\partial U}{\partial L_{MR}} \quad (\text{A.29})$$

$$\Rightarrow L_{MR} = \left(\frac{-\frac{1}{2lK_S}(r_B f_{10} + r_B f_{15} + f_{13}) - \frac{r_B}{2EA}(f_{12} + f_8)}{\frac{1}{lK_S}(r_B f_{11} + r_B f_{16} + f_{14}) + \frac{r_B f_5}{EA}} \right) H = C_3 H \quad (\text{A.30})$$

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial H} \quad (\text{A.31})$$

$$= \left(\frac{r_B}{2lK_S}(4r_B f_6 + r_B f_{10} C_3 + r_B f_{15} C_3 + 2f_8 + f_{13} C_3) + \frac{1}{EA}(r_B f_4 + l_s) \right) H \quad (\text{A.32})$$

$$= \frac{1}{k_{3bis}} H \quad (\text{A.33})$$

Funktionen f_i

Die Funktionen f_i wurden bereits von Le Lez et al. in ihrer Publikation [10] berechnet.

$$f_1(x) = 2r_b^2 x - \frac{3r_b^2}{2} \sin(2x) + r_b^2 x \cos(2x) \quad (\text{A.34})$$

$$f_2(x) = 4r_b^2 \frac{x}{2} \cos(x/2) \sin(x/2) - 4r_b^2 \sin^2(x/2) \quad (\text{A.35})$$

$$f_3(x) = 2r_b^2 \frac{x}{2} \sin^2(x/2) - r_b^2 \cos(x/2) \sin(x/2) + r_b^2 \frac{x}{2} \quad (\text{A.36})$$

$$f_4(x) = x + \frac{1}{2} \sin(2x) \quad (\text{A.37})$$

$$f_5(x) = x - \cos(x) \sin(x) \quad (\text{A.38})$$

$$f_6(x) = \frac{r_b^2}{2} \cos(x) \sin(x) + \frac{3r_b^2 x}{2} - 2r_b^2 \sin(x) \quad (\text{A.39})$$

$$f_7(x) = -2r_b \sin(x) + 2r_b \quad (\text{A.40})$$

$$f_8(x) = r_b^2 (1 - \cos(x))^2 l_s \quad (\text{A.41})$$

$$f_9(x) = 2r_b (1 - \cos(x)) l_s \quad (\text{A.42})$$

$$f_{10}(x) = r_b^2 (1 + \cos^2(x) - 2 \cos(x)) \quad (\text{A.43})$$

$$f_{11}(x) = \frac{r_b^2}{2} (-\cos(x) \sin(x) + x) \quad (\text{A.44})$$

$$f_{12}(x) = -\sin^2(x) \quad (\text{A.45})$$

$$f_{13}(x) = r_b (1 - \cos(x)) l_s^2 + 2r_b^2 \sin(x) (1 - \cos(x)) l_s \quad (\text{A.46})$$

$$f_{14}(x) = \frac{l_s^3}{3} + r_b \sin(x) l_s^2 + r_b^2 \sin^2(x) l_s \quad (\text{A.47})$$

$$f_{15}(x) = -r_b^2 + 4r_b^2 x \sin(x) + 2r_b^2 \cos(x) + 2r_b l_s x - r_b^2 \cos^2(x) - 2r_b l_s \sin(x) - 4r_b^2 \sin^2(x) \quad (\text{A.48})$$

$$f_{16}(x) = l_s^2 x - 2r_b l_s - 4r_b^2 \sin(x) + 2r_b l_s \cos(x) + 4r_b l_s x \sin(x) + \frac{r_b^2 x}{2} + \frac{7}{2} r_b^2 \cos(x) \sin(x) + 4r_b^2 x \sin^2(x) \quad (\text{A.49})$$

$$f_{17}(x) = r_b^2 x \cos(x) - \frac{3r_b^2}{2} \cos(x) \sin(x) + \frac{r_b^2 x}{2} \quad (\text{A.50})$$

$$f_{18}(x) = r_b^2 - 2r_b^2 \sin^2(x) - 2r_b^2 \cos(x) + r_b^2 \cos^2(x) + 2r_b^2 x \cos(x) \sin(x) \quad (\text{A.51})$$

$$f_{19}(x) = 2r_b \sin(x) - 2r_b x \cos(x) \quad (\text{A.52})$$

$$f_{20}(x) = 2r_b - 2r_b x \cos(x) - 2r_b \sin(x) \quad (\text{A.53})$$

$$f_{21}(x) = 3x - \frac{3}{2} \sin(2x) - 2x \sin^2(x) \quad (\text{A.54})$$

$$f_{22}(x) = -3 \sin^2(x) + 4 \sin^2(x/2) + x \sin(2x) \quad (\text{A.55})$$

$$(\text{A.56})$$

A.2 Berechnung linearisierten Lagerparameter

A.2.1 Jacobi-Matrix zur Berechnung der Reynolds-Differentialgleichung 0. Ordnung

$$\mathbf{A}_{:,j}^n = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{2,j}}{\partial P_{2,j}} & \frac{\partial f_{2,j}}{\partial P_{3,j}} & 0 & \cdots & 0 \\ \frac{\partial f_{3,j}}{\partial P_{2,j}} & \frac{\partial f_{3,j}}{\partial P_{3,j}} & \frac{\partial f_{3,j}}{\partial P_{4,j}} & \ddots & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \frac{\partial f_{N_Z-2,2}}{\partial P_{N_Z-1,2}} \\ 0 & \cdots & 0 & \frac{\partial f_{N_Z-1,2}}{\partial P_{N_Z-2,2}} & \frac{\partial f_{N_Z-1,2}}{\partial P_{N_Z-1,2}} \end{bmatrix}, \quad \text{Dim}^1(\mathbf{A}_{:,j}^n) = (N_Z - 2) \times (N_Z - 2)$$

$$\mathbf{B}_{:,j}^n = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{2,j}}{\partial P_{i,j+1}} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & \frac{\partial f_{N_Z-1,2}}{\partial P_{N_Z-1,j+1}} \end{bmatrix}, \quad \text{Dim}(\mathbf{B}_{:,j}^n) = (N_Z - 2) \times (N_Z - 2)$$

$$\mathbf{C}_{:,j}^n = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_{2,j}}{\partial P_{i,j-1}} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & \frac{\partial f_{N_Z-1,2}}{\partial P_{N_Z-1,j-1}} \end{bmatrix}, \quad \text{Dim}(\mathbf{C}_{:,j}^n) = (N_Z - 2) \times (N_Z - 2)$$

$$\mathbf{J}^n = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{:,2}^n & \mathbf{B}_{:,2}^n & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{:,3}^n & \mathbf{A}_{:,3}^n & \mathbf{B}_{:,3}^n & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \ddots & \ddots & \ddots & \mathbf{0} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \mathbf{B}_{:,N_\theta-2}^n \\ \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{C}_{:,N_\theta-1}^n & \mathbf{A}_{:,N_\theta-1}^n \end{bmatrix}, \quad \text{Dim}(\mathbf{J}^n) = (N_Z - 2)(N_\theta - 2) \times (N_Z - 2)(N_\theta - 2)$$

(A.57)

$$\Delta^n = \left\{ \begin{array}{c} \Delta P_{2,2} \\ \vdots \\ \Delta P_{N_Z-1,2} \\ \Delta P_{2,3} \\ \vdots \\ \Delta P_{N_Z-1,3} \\ \vdots \\ \Delta P_{2,N_\theta-1} \\ \vdots \\ \Delta P_{N_Z-1,N_\theta-1} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} P_{2,2}^{n+1} - P_{2,2}^n \\ \vdots \\ P_{N_Z-1,2}^{n+1} - P_{N_Z-1,2}^n \\ P_{2,3}^{n+1} - P_{2,3}^n \\ \vdots \\ P_{N_Z-1,3}^{n+1} - P_{N_Z-1,3}^n \\ \vdots \\ P_{2,N_\theta-1}^{n+1} - P_{2,N_\theta-1}^n \\ \vdots \\ P_{N_Z-1,N_\theta-1}^{n+1} - P_{N_Z-1,N_\theta-1}^n \end{array} \right\}$$

(A.58)

¹Dimension der Matrix

A.3 Experimentelle Lagerparameteridentifikation

A.3.1 Spezifikation des Asynchronmotors



Spezifikation Asynchron Motor

ATE Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH
Brandenburger Straße 10
D-88299 Leutkirch im Allgäu

Telefon: +49 (0)7561-98248-0
Telefax: +49 (0)7561-98248-22
E-mail: info@ate-system.de
website: www.ate-system.de

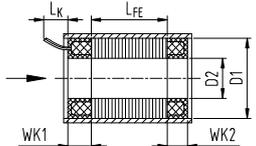
AC

Nr. 036 0288 100

AC 83 / 80 / 2

SPL

Stator



Drehrichtung
 links
 rechts

	L _{FE} [mm]	WK1 _± [mm]	WK2 _± [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]
Unbearbeitet	80	25	21	82,9	50
Endabmessungen ¹⁾	-	-	-	-	-

	L _k [mm]	U [mm ²]	V [mm ²]	W [mm ²]
Motor- ²⁾ litzen	300	1,5 br	1,5 bl	1,5 sw

Ø max. [mm] 2,2

Kühlung

Wasserkühl.
 Ölkühlung
 Pressluftkühl.
 Lüfterkühlung
 ungekühlt

Wicklungsschutz

1 PTC130
 2 KTY 84 -130
 Th.-Schalt.130°C

1 PT100
 PT3C-51F-F1
 (AWG24, l=300mm)

Isolationsklasse

F Wicklung
 H Litzen

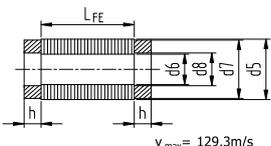
Imprägnierung Wicklung

gehärtet
 Verguß ohne
 Kühnhülse
 Verguß mit
 Kühnhülse

Statorgehäuse/Kühnhülse

Stahl Aluminium

Rotor



v_{max} = 129,3m/s

d5 [mm]	d6 [mm]	d7 [mm]	d8 [mm]	h ³⁾ [mm]	L _{FE} [mm]
49,7	20	=d5	=d6	6,5	80
49,4	24 - 30	=d5	=d6	6	-

¹⁾ Bearbeitung gemäß Angebot und Auftragsbestätigung
²⁾ zul. Verlegung: Frei m. gegenseitiger Berührung (kein Rohr, Schlauch)
³⁾ Werte in Klammern bei zusätzlicher Armierung für hohe Drehzahl
⁴⁾ Stufe am Innendurchmesser des Stators ist Referenz für das Einschumpfen in die Kühnhülse

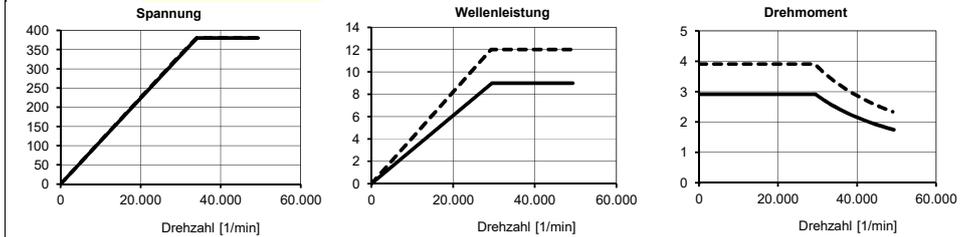
Ausführung

weichmagn. Wellenwerkstoff erforderlich

Käfigwerkstoff

Al Cu Massivrotor

Schaltung	Y											
	S1/100%				S6/40%, t _s =2min							
Betriebsart												
Umrichterspg. [V]	330	380	380		330	380	380					
Strom [A]	19,9	17,5	16,6		26,5	23	23,2					
Frequenz [Hz]	500	576	833		500	576	833					
Drehzahl [1/min]	29.510	34.140	49.320		29.310	33.980	48.990					
Leistung [kW]	9	9	9		12	12	12					
Spitzenleistung [kW]	23	27	16		23	27	16					
Drehmoment [Nm]	2,9	2,5	1,7		3,9	3,4	2,3					



Die angegebenen Daten treffen für sinusförmige Spannungen und Ströme zu. Bei Frequenzumrichterbetrieb muss die effektive Grundwellenspannung der angegebenen Motorspannung entsprechen. Außerdem können gemessene Ströme aufgrund des Oberwellenanteils grösser als die angegebenen Werte sein. ATE Motorelemente sind Komponenten für die Herstellung von Synchron- und Asynchronmotoren. Nach Komplettierung des Motors (Einbau in Gehäuse) muss nach IEC 34-1 und den jeweils geltenden Normen eine Prüfung durchgeführt werden. Der Kunde ist verantwortlich, den problemlosen Betrieb des Motors mit dem Umrichterhersteller im Vorfeld abzuklären.

Bem.: _____

A.3 Experimentelle Lagerparameteridentifikation

ATE Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH
 Brandenburger Straße 10
 D-86299 Leutkirch im Allgäu

Telefon: +49 (0)7561-98248-0
 Telefax: +49 (0)7561-98248-22
 e-mail: info@ate-system.de
 website: www.ate-system.com

Einstellparameter AC Siemens 611 Siemens Sinamics



Nr. 036 0288 100

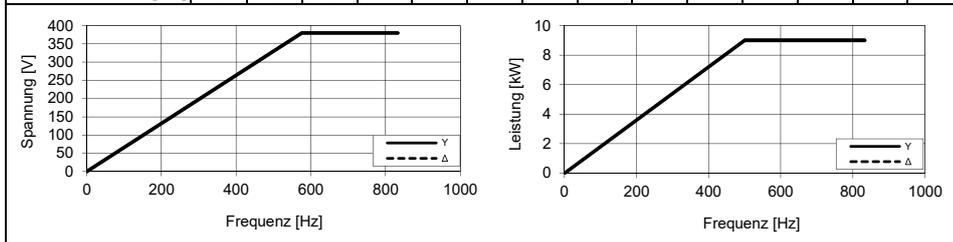
AC 83 / 80 / 2

SPL

Nenndaten							
Parameterbezeichnung	Kürzel	Y	Δ	Einheit	611 Nr.	Sinamics Nr.	Bemerkung
Motornennleistung	P_N	9	-	kW	1130	p307	S1 - Betrieb
Motornennstrom	I_N	19,9	-	A	1103	p305	S1 - Betrieb
Motornennspannung	U_N	330	-	V	1132	p304	
Motornendrehzahl	n_N	29,510	-	1/min	1400	p311	Asynchrone Drehzahl bei Nennlast
Motornennfrequenz	f_N	500	-	Hz	1134	p310	
Motormaximaldrehzahl	n_{max}	49,980	-	1/min	1146	p322	Synchrone Drehzahl
Leistungsfaktor	$\cos \varphi$	0,86	-		1129	p308	

Ersatzschaltbilddaten							
Die Daten beziehen sich ausschließlich auf den Motor. Eine Vorschalt-drossel ist in den Daten nicht berücksichtigt!							
Parameterbezeichnung	Kürzel	Y	Δ	Einheit	611 Nr.	Sinamics Nr.	Bemerkung
Leerlaufspannung bei Nennfluss	U_0	322	-	V	1135	-	verkettet
Leerlaufstrom	I_0	5,4	-	A	1136	p320	verkettet
Ständerwiderstand kalt (20°C)	R_1	0,257	-	Ω	1137	p350	Y-Schaltung: Strangwerte
Läuferwiderstand kalt (20°C)	R_2'	0,135	-	Ω	1138	p354	
Ständerstreureaktanz	$X_{1\sigma}$	0,79	-	Ω	1139	-	D-Schaltung: umgerechnet auf Strangwerte
-induktivität	$L_{1\sigma}$	0,251	-	mH	-	p356	
Läuferstreureaktanz	$X_{2\sigma}'$	0,63	-	Ω	1140	-	statorbezogen
-induktivität	$L_{2\sigma}'$	0,201	-	mH	-	p358	
Hauptfeldreaktanz	X_h	34,3	-	Ω	1141	-	
-induktivität	L_h	10,918	-	mH	-	p360	
Entsättigungsdrehzahl	n_s	36,650	-	1/min	1143	-	Asynchrone Drehzahl bei Last
Einsatzdrehzahl Feldschwächung	n_{fs}	34,140	-	1/min	1142	p348	Asynchrone Drehzahl bei Last
Entsättigungsgrad	K_2	137	-	%	1144	-	
Kippmomentreduktionsfaktor	K_M	100	-	%	1145	p326	
Rotationsträgheitsmoment			-	kgm ²			Rotor ohne Welle

	Y				Δ			
Spannung [V]	330	380	380					
Strom [A]	19,9	17,5	16,6					
Frequenz [Hz]	500	576	833					
Drehzahl [1/min]	29.510	34.140	49.320					
Leistung [kW]	9	9	9					
Spitzenleistung [kW]	23	27	16					
Drehmoment [Nm]	2,9	2,5	1,7					



Bem.: Drossel kann notwendig sein, Bitte Umrichterhersteller kontaktieren.

A.3.2 Messunsicherheit zur experimentellen Ermittlung von Lagerparametern

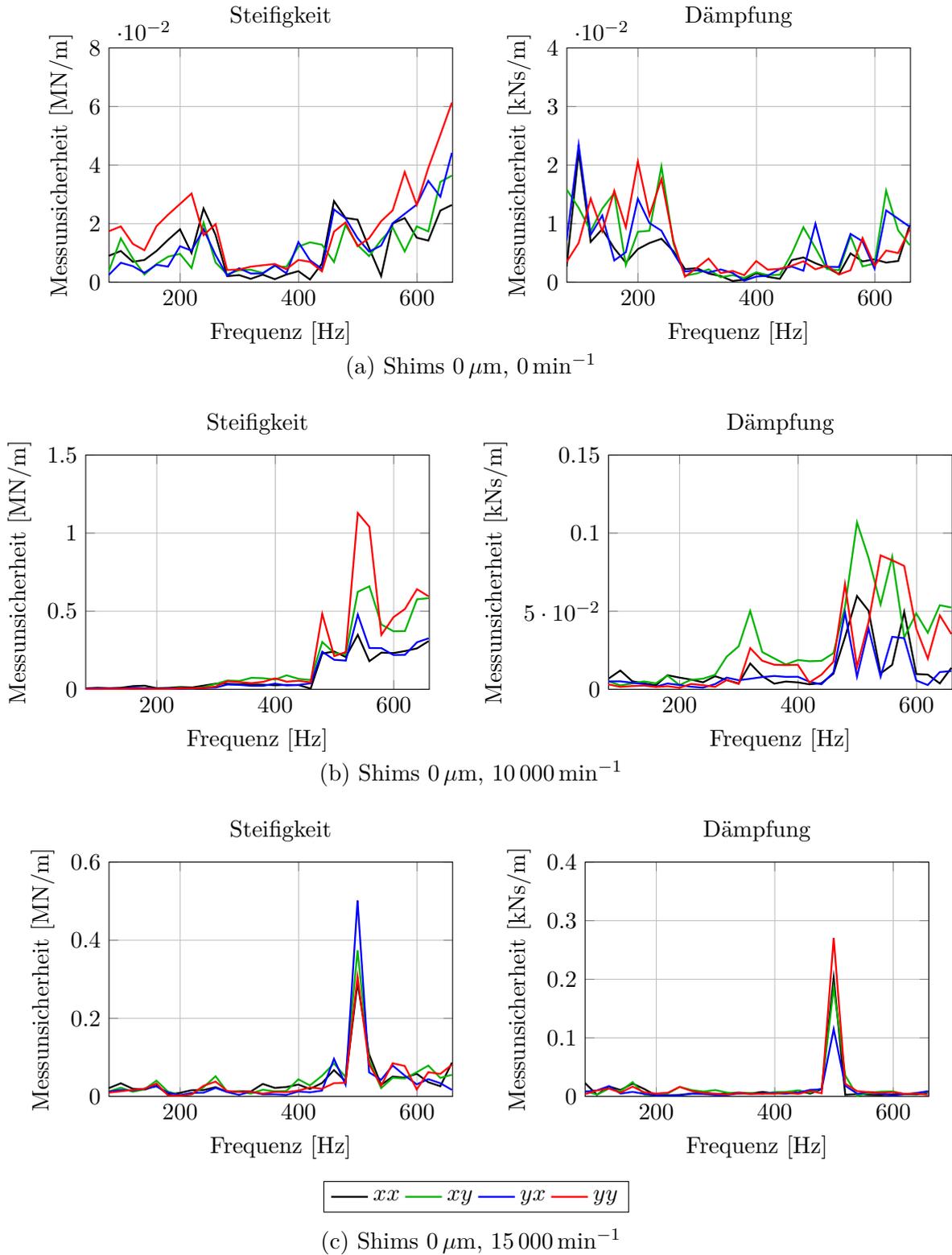


Abb. A.1: Messunsicherheit über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von (a) 0 min^{-1} , (b) $10\,000 \text{ min}^{-1}$ und (c) $15\,000 \text{ min}^{-1}$ ohne Shims

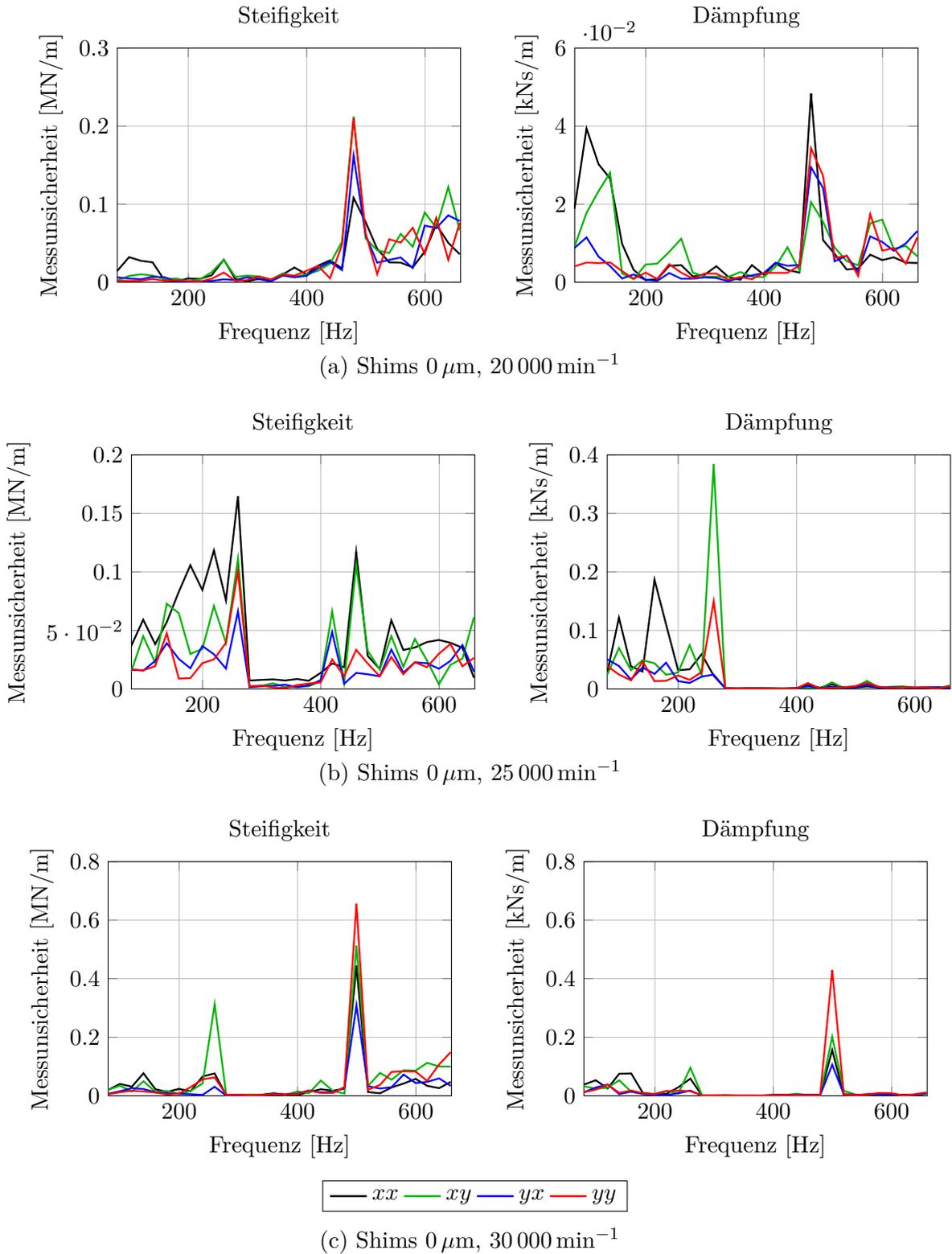


Abb. A.2: Messunsicherheit über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von (a) $20\,000 \text{ min}^{-1}$, (b) $25\,000 \text{ min}^{-1}$ und (c) $30\,000 \text{ min}^{-1}$ ohne Shims

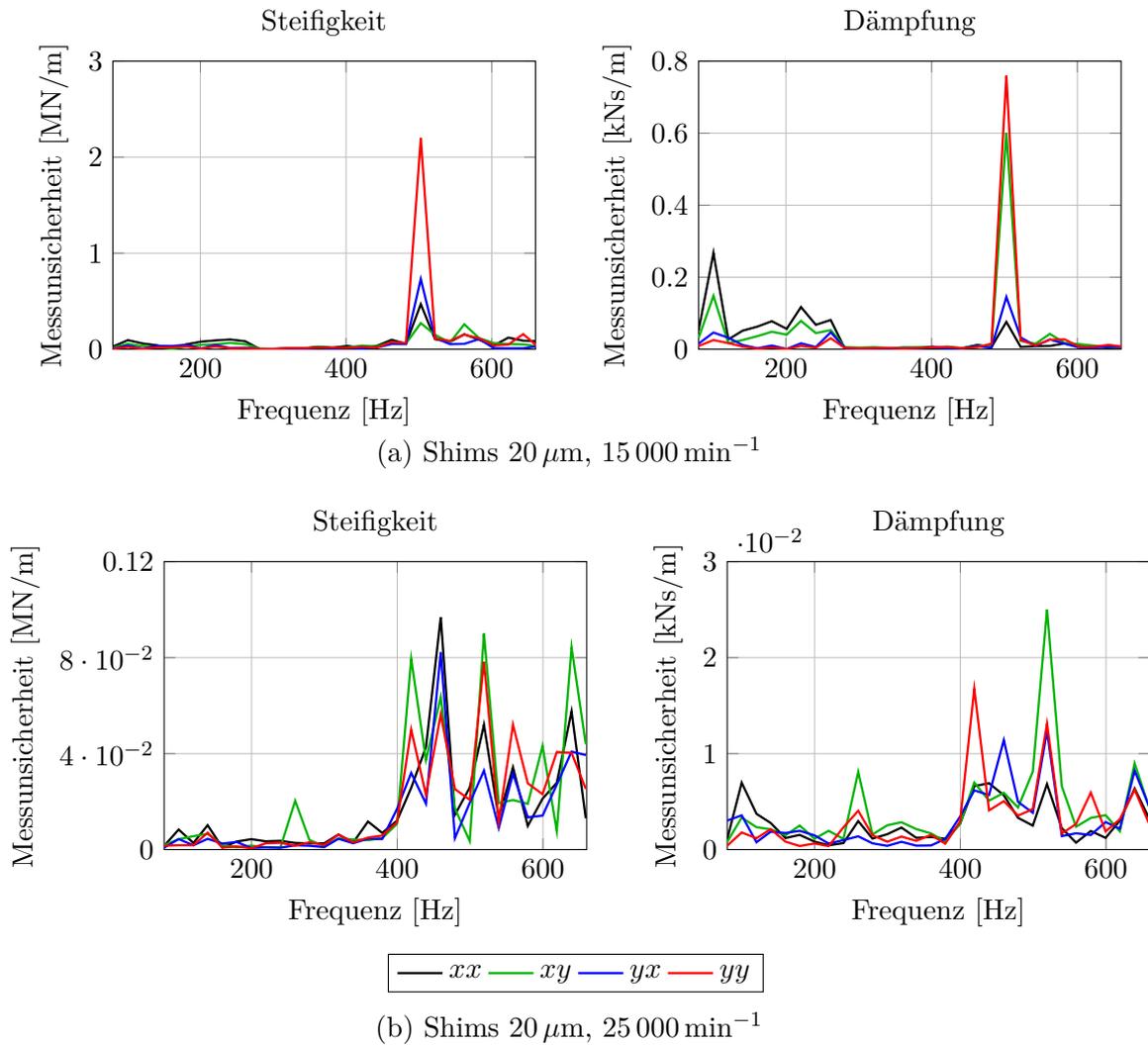


Abb. A.3: Messunsicherheit über den Frequenzbereich von 80 Hz bis 660 Hz bei der experimentellen Ermittlung von Lagerparametern bei einer statischen Last von 10 N und einer Drehzahl von (a) 15 000 min^{-1} und (b) 25 000 min^{-1} mit Shims

A.4 Ergebnisse der rotordynamischen Untersuchungen

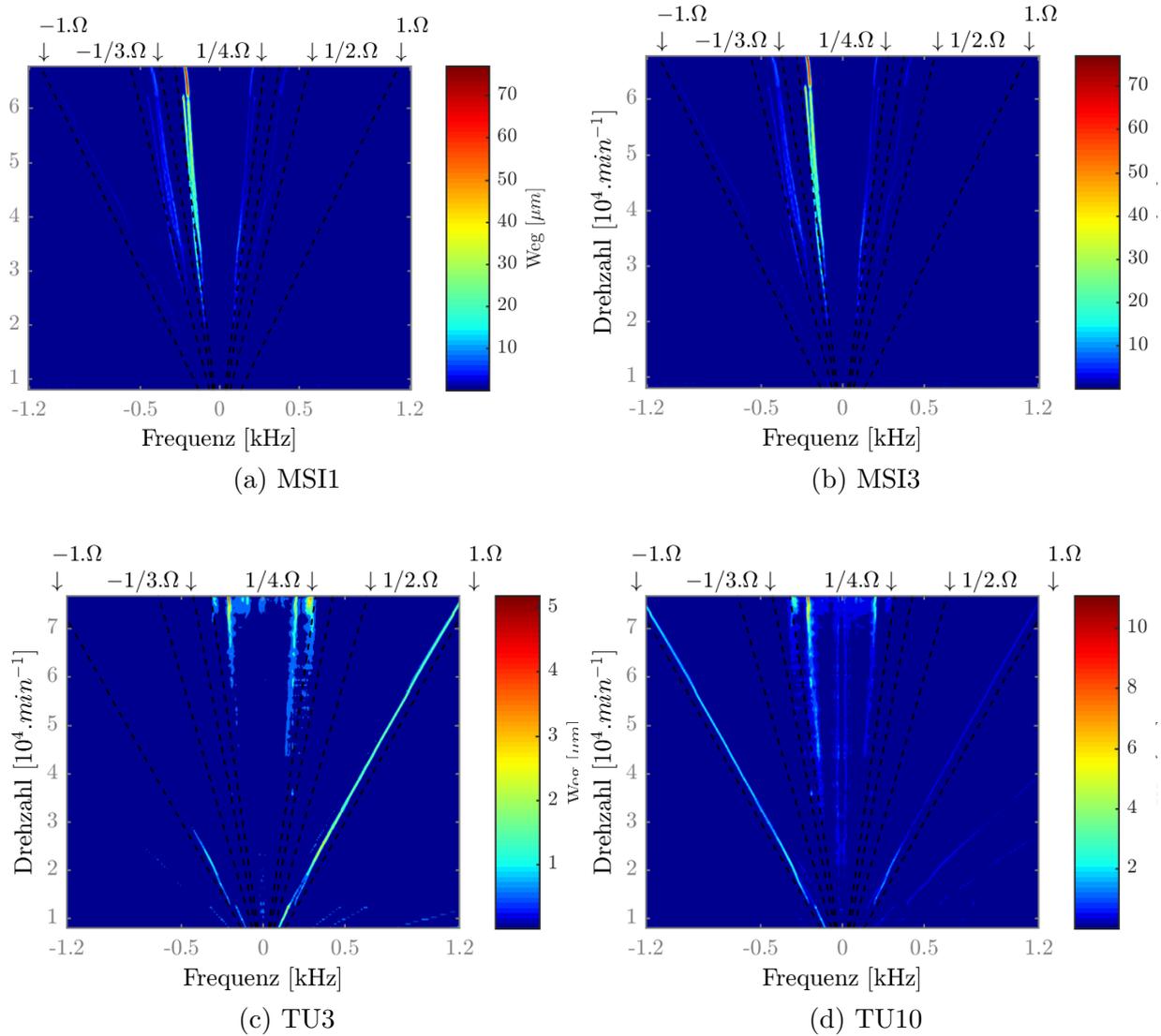


Abb. A.4: Wasserfalldiagramm aus den experimentellen rotordynamischen Untersuchungen mit der Vollwelle ohne zusätzliche Testgewichten am Rotor beim Hochfahrt