S(RM 2017

12th International Conference on
VIBRATIONS IN ROTATING MACHINES
Graz, February 15th to 17th, 2017

Proceedings

TU Graz

TU WIEN

Sponsoren – Sponsors

AVL LIST GmbH
Hans-List-Platz 1
A - 8020 Graz
Austria

https://www.avl.com/

ELIN Motoren
Elin-Motoren-Straße 1
A - 8160 Preding/Weiz
Austria

http://www.elinmotoren.at/

General Electric
Freisinger Landstraße 50
D - 85748 Garching bei München
Germany

http://www.ge.com/

Graz Tourismus
Messeplatz 1/Messeturm
A - 8010 Graz
Austria

https://www.graztourismus.at

MTU
Dachauer Str. 665
D - 80995 München
Germany

http://www.mtu.de

Technische Universität Graz
Rechbauerstraße 12
A - 8010 Graz
Austria

https://www.tugraz.at

12. Internationale Tagung

Schwingungen in Rotierenden Maschinen

Graz, Österreich, 15.-17. Februar 2017

Proceedings

Herausgeber:

H. Ecker
K. Ellermann
F. Heitmeir

Alle Rechte vorbehalten. Kein Teil dieser Publikation darf ohne die Zustimmung des Herausgebers reproduziert, in einem Datenbanksystem gespeichert oder auf irgendeine Arte und Weise (elektronisch, mechanisch, fotografisch) übermittelt werden.

Der Herausgeber ist nicht für Aussagen in dieser Veröffentlichung verantwortlich.

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or trans-mitted in any form (electronic, mechanical, photocopy) without the acceptance of the publisher.

The publisher is not responsible for any statement made in this publication.

Copyright: TU Graz, February 2017

Vorwort

Die Tagung „Schwingungen in rotierenden Maschinen“, SIRM findet 2017 zum zwölften Mal statt und führt damit die Tradition dieser Veranstaltung als Diskussionsforum zwischen Industrie und Wissenschaft fort.

Gegründet wurde die SIRM-Tagung im Jahre 1991 von Rainer Nordmann, Helmut Springer und Horst Irretier. Leider ist Herr Irretier im Februar 2016 verstoben. Wir bedauern den Verlust eines hoch geschätzten Kollegen, der die Rotordynamik und die SIRM-Tagung maßgeblich geprägt hat.

Die Konferenz wurde mittlerweile mehrfach in Kassel, Darmstadt und Wien veranstaltet, war aber auch bereits in Kaiserslautern, Berlin und zuletzt in Magdeburg. Im Jahr 2017 kommt die Tagung nach Graz, Österreich. Sie wird gemeinsam von drei Instituten veranstaltet: dem Institut für Mechanik und Mechatronik (TU Wien), dem Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (TU Graz) sowie dem Institut für Mechanik (TU Graz). Die Konferenz findet in den Räumen der Technischen Universität Graz am Campus „Neue Technik“ statt, nur wenige Gehminuten vom Zentrum der Stadt entfernt.

Die SIRM Konferenzserie wurde ursprünglich als Forum für den deutschsprachigen Raum ins Leben gerufen und die Konferenzsprache war daher Deutsch. Seit 2009 ist Englisch die zweite Konferenzsprache, um so auch Vortragende und Gäste aus nicht-deutschsprachigen Ländern bei der SIRM willkommen heißen zu können. So dürfen wir in diesem Jahr Gäste aus Belgien, Brasilien, Dänemark, Deutschland, Finnland, Frankreich, Großbritannien, Österreich, Polen, Russland, der Schweiz, der Slowakei, Tschechien und den USA begrüßen.

Schwingungsprobleme in rotierenden Maschinen sind nach wie vor Gegenstand sehr interessanter Fragestellungen und Diskussionen für Wissenschaft und Praxis. Für die SIRM 2017 wurden nach einem Evaluierungsprozess 49 Beiträge zur Präsentation angenommen. Die behandelten Themen sind Gleitlagerdynamik, Torsionssysteme, Auswuchttechnik, Schaufelschwingungen, Modellbildungsprobleme, Stabilitätsanalyse, Aktive Dämpfung, Betriebsüberwachung von Maschinen und Identifikation, Wälzlagerungen sowie spezielle Probleme der Rotordynamik. Das Programm, Autorenregister und die Langfassungen der Beiträge können auf dem USB-Stick der Konferenz zu nachgelesen werden.

Das lokale Organisationsteam der SIRM 2017 dankt den Mitgliedern der drei beteiligten Institute, ganz besonders Frau Daniela Schwarz, Frau Melanie Kreuzer und Frau Talin Hündür, für die umfangreichen Vorarbeiten zu dieser Tagung und den reibungslosen Ablauf in einer herzlichen Atmosphäre.

Graz, im Februar 2017

H. Ecker
K. Ellermann
F. Heitmeir

Preface

The conference „Vibrations in rotating machines“, SIRM 2017, is number twelve in the sequence. It continues to provide a forum for discussion between industry and academia.

The SIRM conference series started in 1991, founded by Rainer Nordmann, Helmut Springer and Horst Irretier. Our Colleague Irretier died in Februar 2016. Wir mourn the loss of a highly regarded scientist who contributed to the field of rotor dynamics and the development of the SIRM conference series in several ways.

Kassel, Darmstadt and Vienna hosted the conference multiple times, but venues were also in Kaiserslautern, Berlin and Magdeburg. In 2017, the conference takes place in Graz, Austria. Three institutes jointly organize it: The Institute of Mechanics and Mechatronics (Vienna University of Technology), the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (Graz University of Technology) and the Institute of Mechanics (Graz University of Technology). The conference takes place at the Campus „Neue Technik“ of Graz University of Technology, only a short hike from the city center.

Originally, the SIRM conference series was established to provide a forum within the German-speaking community in rotor dynamics. Since 2009, English is the second official language at the conference, in order to attract international speakers and participants. This year we welcome guests from Belgium, Brazil, Czechia, Denmark, Finland France, Germany, Great Britain, Poland, Russia, Slovakia, Switzerland, and the United States.

Vibration problems in rotating machinery are always subject of interesting investigations and discussions from both, a scientific and a practical point of view. After a peer-review of the submitted paper proposals, 49 contributions were accepted for presentation at the conference. The topics addressed in these papers cover fluid film bearings, torsional systems, balancing, blade vibrations, modelling, stability analysis, active damping, machine monitoring and identification, roller bearings and special problems in rotordynamics. The schedule, author’s register and the full papers are included on the conference’s USB flash drive.

The conference organizers of SIRM 2017 would like to thank the co-workers at the participating institutes, especially Mrs. Daniela Schwarz, Mrs. Melanie Kreuzer and Mrs. Talin Hündür, for the extensive work devoted to the preparation of this conference, the smooth schedule, and the relaxed atmosphere.

Graz, February 2017

H. Ecker
K. Ellermann
F. Heitmeir

Wissenschaftliche Leitung – Scientific Organization

H. Ecker, TU Wien
R. Liebich, TU Berlin
R. Markert, TU Darmstadt
R. Nordmann, Alstom Baden
J. Strackeljan, OvGU Magdeburg

Wissenschaftliches Komitee – Scientific Committee

N. Bachschmid, Italy
H. Ecker, Austria
K. Ellermann, Austria
F. Heitmeir, Austria
R. Liebich, Germany
E. Malenovsky, Czech Republic
R. Markert, Germany
R. Nordmann, Germany
T. Pumhössel, Austria
S. Rinderknecht, Germany
I.F. Santos, Denmark
J. Schmied, Switzerland
J. Strackeljan, Germany
T. Szolc, Poland
J. Wallaschek, Germany

Lokale Organisation – Local Organization

F. Heitmeir
Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Technische Universität Graz
Inffeldgasse 25A
A-8010 Graz
Austria

K. Ellermann
Institut für Mechanik
Technische Universität Graz
Kopernikusgasse 24
A-8010 Graz
Austria

H. Ecker
Institut für Mechanik und Mechatronik
Getreidemarkt 9/E325, A3
A-1060 Wien
Austria

Karten - Maps

1 – Tagungsräume – Conference Venue	*2 - Konferenzdinner – Conference Dinner*
TU Graz – Campus „Neue Technik“ Kopernikusgasse 24 A-8010 Graz https://www.tugraz.at find it on map	Gösser Bräu Graz Neutorgasse 48 A-8010 Graz http://goesserbraeugraz.at find it on map

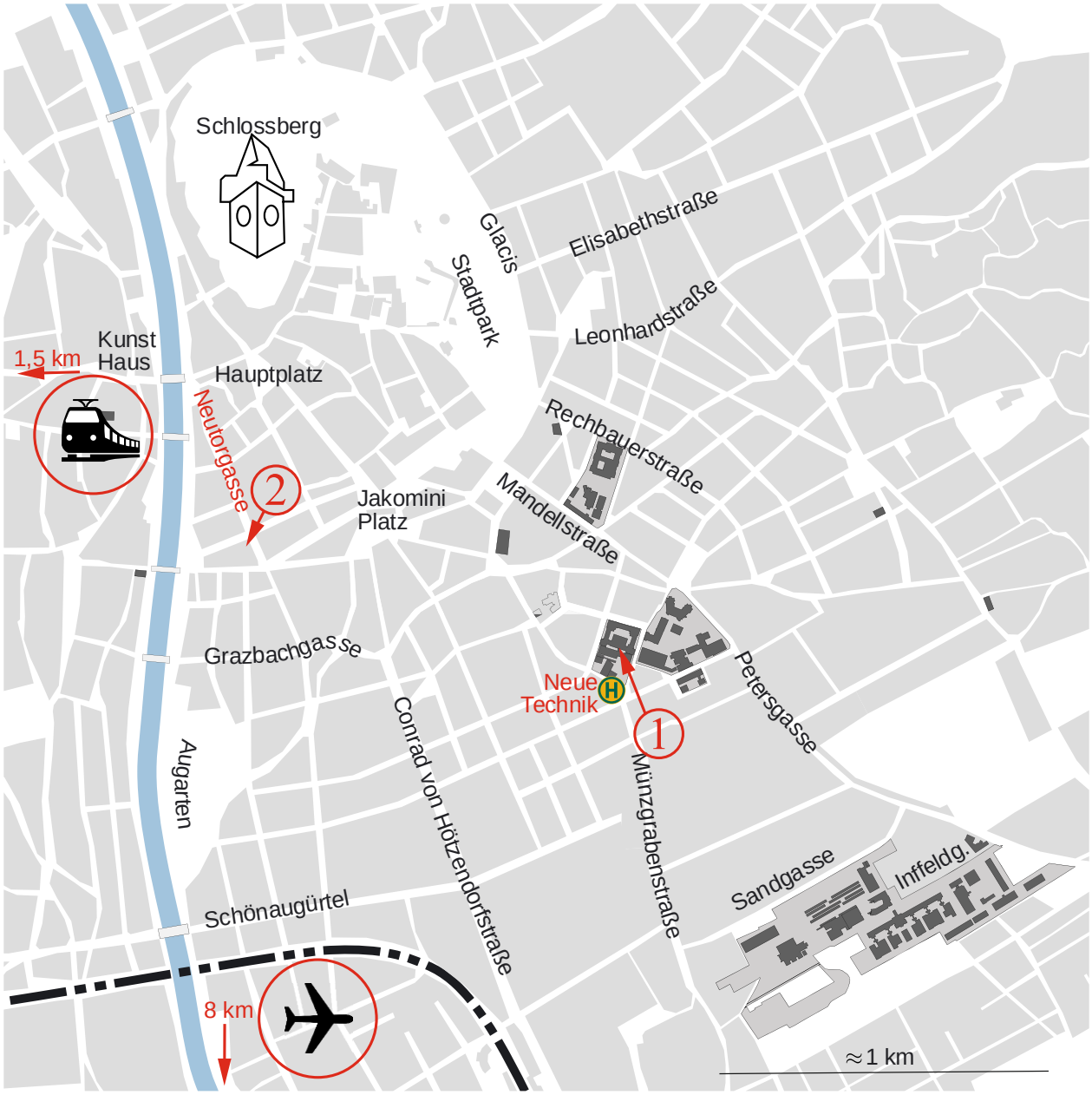

Table of Contents

S01 Rotordynamik / Rotor Dynamics 1

Comparison of Measured and Calculated Vibrations of a Turbocharger 1

Andreas Fuchs, Thomas Klimpel, Joachim Schmied, Karl-Heinz Rohne

Beitrag zur zielsicheren Auslegung von Quetschöldämpfern 11

Bernd Domes

A two-lobe journal bearing with adjustable gap geometry for vibration reduction of flexible rotors 21

Bastian Pfau, Richard Markert

S02 Gaslager / Foil Bearings

On the Importance of Frictional Energy Dissipation in the Prevention of Undesirable Self-Excited Vibrations in Gas Foil Bearing Rotor Systems 32

Tim Leister, Christoph Baum, Wolfgang Seemann

Experimentelle Analyse der nichtlinearen Schwingungen eines starren Rotors in Gasfolienlagern 42

Robert Hoffmann, Cédric Djoko Kayo, Robert Liebich

Selected operational problems of high-speed rotors supported by gas foil bearings 53

Grzegorz Zywica, Pawel Baginski, Jan Kicinski

S3 Stabilitätsprobleme / Stability

Vibro-acoustical behavior of a turbocharger housing excited by oil-film induced rotor oscillations 61

Aydin Boyaci, Wolfgang Seemann

Actively Controlled Journal Bearings 71

Jiří Tůma, Jiří Šimek, Miroslav Mahdal, Jaromír Škuta, Renata Wagnerová

Simulative und experimentelle Vorhersage der Instabilität in Rotorsystemen mit Dichtungen 82

Christian Wagner, Wataru Tsunoda, Tobias Berninger, Thomas Thümmel, Daniel Rixen

S04 Gleitlager / Bearings 1

Simulation and experimental validation of a misaligned rotor in journal bearings using different levels of detail 92

Andreas Krinner, W. Tsunoda, C. Wagner, T. Berninger, T. Thümmel, D. Rixen

Dynamisches Verhalten von EHD-Kontakten unter Nutzung eines regularisierten, masseerhaltenden Kavitationsalgorithmus 102

Steffen Nitzschke, Elmar Woschke, Christian Daniel

Transient run-up simulations of rotors in journal bearings considering mass-conserving cavitation approaches 118

Gerrit Nowald, Robert Schmoll, Bernard Schweizer

S05 Reibung / Friction

On the Incorporation of Friction Into a Simultaneously Coupled Time Domain Model of a Rigid Rotor Supported by Air Foil Bearings 126

Sebastian von Osmanski, Jon S. Larsen, Ilmar F. Santos

Control strategies for stick-slip avoidance in flexible shaft driven systems 137

Guilherme R. de Paula, Hans I. Weber

S06 Gleitlager / Bearings 2

Re-design of a tilting pad bearing for a retrofitted steam turbine – A case study of an open collaboration between supplier and customer 145

Uemit Mermertas, Florian Hiss, Koenraad De Bauw, Clement Brichart

The experimental identification of the dynamic coefficients for two hydrodynamic journal bearings 157

Łukasz Breńkacz, Grzegorz Żywica

S07 Rotordynamik / Rotor Dynamics 2

Modal analysis of rotors under special support conditions 165

Gudrun Mikota

Vibrations of rotors partially filled with liquids in hydrodynamically lubricated journal bearings 173

Dominik Kern, Benedikt Wiegert, Michael Groß

Betriebsfeste Auslegung eines Präzessionsdynamos 184

Stephan Beisitzer, Michael Beitelschmidt

S08 Schwingungsdiagnose / Monitoring 1

Field measurement techniques and instrumentation for torsional vibrations determination 194

Charles Grislin, Nicolas Peton, Guillaume Cousin, Nicolas Denisot

Modellbasiertes Monitoring an magnetgelagerter Rotoren 204

Johannes Maierhofer, Thomas Thümmel, Daniel Rixen

Vibration Signal Analysis for the Lifetime-Prediction and Failure Detection of Future Turbofan Components 214

Noushin Mokhtari, Mateusz Grzeszkowski, Clemens Gühmann

S09 Elektrische Maschinen / Electrical Machines 1

Rotordynamic computation of a permanent-magnetic excited synchronous machine due to electromagnetic force excitation 223

Marcel Clappier, Lothar Gaul

Influence of electromagnetic field damping on the vibration stability of soft mounted induction motors with sleeve bearings, based on a multi-body model 233

Ulrich Werner

The effect of field damping on rotordynamics of non-salient pole generators 243

Felix Boy, Hartmut Hetzler

S10 Schwingungsdiagnose / Monitoring 2

Elevated vibration of an 110 Mw generator bearing 253

Sergey Drygin, Nicolas Peton

Vibration diagnostics of gas turbine with rotor crack 260

Peter Popaleny

Comparison of Numerical Forced Response Predictions with Experimental Results Obtained in a Subsonic Test Turbine Facility 267

Andreas Marn, Florian Schönleitner, Mathias Mayr, Franz Heitmeir

S11 Drehschwingungen / Torsional Vibrations

Enhanced utilization of structural damping of rotating machines using impulsively shaped torsional moments 278

Thomas Pumhössel, Bernhard Hopfner, Horst Ecker

Reduction of belt flutter by active control of torsional vibrations in drivelines with power transmission belts 288

Marc ter Beek, Dirk Söffker

Drehschwingungskompensation und Auswirkung auf die Druckqualität in Bogenoffset-Druckmaschinen 299

Nicklas Norrick, Steffen Neeb

S12 Schaufelschwingungen / Blade Vibrations

Einfluss einer 5-Loch-Sonde auf die Schwingungscharakteristik eines Niederdruckturbinenrotors während experimenteller Strömungsmessungen 309

Florian Schönleitner, Thorsten Selic, Andreas Marn, Franz Heitmeir

Reduced Order Modeling of Mistuned Bladed Disks under Rotation 323

Sebastian Willeke, Lars Panning-von Scheidt, Jörg Wallaschek

More flexible damping systems for blades and vanes 333

Andreas Hartung, Hans-Peter Hackenberg, Ulrich Retze

S13 Auswuchten / Balancing

Effectiveness of simplified modal weight sets for residual modal unbalance assessment at operating speed 343

Max L'vov

Hochlaufsimulation selbsttätig auswuchtender Rotoren unter Berücksichtigung geschwindigkeitsabhängiger Strömungswiderstandskoeffizienten 351

Lars Spannan, Christian Daniel, Elmar Woschke

Practical Approach for Solving Vibrations of Large Turbine and Generator Rotors - Reconciling the Discord between Theory and Practice 360

Zlatan Racic, Marin Racic

S14 Parametererregung / Parametric Excitation

Stabilitätsuntersuchung parametererregter linearer Schwingungssysteme mit Laufzeitverzögerung am Beispiel einer Bogenoffset-Druckmaschine 371

Steffen Neeb, Nicklas Norrick

An approach to account for multiple interfering parametric resonances and anti-resonances applied to examples from rotor dynamics 381

Thomas Breunung, Fadi Dohnal, Bastian Pfau

Torsional dynamics of a double rotor HAWT with a differential planet gear 390

Ekaterina Shalimova, Liubov Klimina, Kao-Hui Lin

S15 Elektrische Maschinen / Electrical Machines 2

Entstehung und Analyse radialer Kraftwellen in elektrisch rotierenden Maschinen 396

Stefan Haas, Katrin Ellermann

Determining a function for the damping coefficient of a laminated stack 404

Christoph Zahalka, Katrin Ellermann

Bifurcations of relative equilibria sets of a massive point on rough rotating surfaces 414

Alexander Burov, Ekaterina Shalimova

S16 Rotordynamik / Rotor Dynamics 3

On dynamics and stability of the automotive engine turbocharger rotor supported by the electrodynamic magnetic bearings 424

Tomasz Szolc

Study of the influence of a delayed yielding pohenomenon in magnetorheological damping devices on the vibration attenuation of a Jeffcott rotor 434

Jaroslav Zapomel, Petr Frfecki

Turbocharger dynamic analysis: Advanced design simulation in time domain using CFD predicted thermal boundary conditions 440

Sasa Bukovnik, Andreas Diemath, Guenter Offner, Lubos Smolik

S17 Rotordynamik / Rotor Dynamics 4

Simple electromagnetic motor model for torsional analysis of variable speed drives with an induction motor 452

Timo Holopainen, Antero Arkkio

Design and practical realization of an innovative flywheel concept for industrial applications 462

Lukas Quurck, Michael Richter, Maximilian Schneider, Daniel Franz, Stephan Rinderknecht

Einfluss des Gehäuses und der Maschinenaufstellung auf die Rotordynamik in elektrischen Maschinen 471

Bernhard Weilharter, Hermann Lang, Georg Ofner, Christoph Schug

Comparison of Measured and Calculated Vibrations of a Turbocharger

Andreas Fuchs [1], Thomas Klimpel [2], Joachim Schmied [1], Karl-Heinz Rohne [2]

[1] Delta JS AG, Technoparkstr. 1, CH-8005 Zürich, Switzerland, {afuchs}, {jschmied}@delta-js.ch
[2] ABB Turbo Systems AG, Bruggerstr. 71a, CH-5401 Baden, Switzerland, {thomas.klimpel}, {karl-heinz.rohne}@ch.abb.com

Abstract

Exhaust gas turbochargers are usually rotor – bearing – systems with high circumferential speed, rather small weight and therefore small static bearing loads. These rotors are typically mounted in floating or semi floating ring bearings. Such bearings have an inner and an outer oil film, which are coupled hydraulically, energetically and by the forces arising from each oil film. The 2D oil film pressure, the 3D temperature distribution in the oil film, in the floating ring and in the bearing shell, the linear static and dynamic bearing coefficients as well as the nonlinear load capacity and the nonlinear damping behaviour can be more precisely calculated with the enhanced program ALP3T2Penhanced (considering two phase model and inertia forces in the oil film) compared to classical cavitation models such as Gümbel and Reynolds boundary conditions. The calculation is based on an iterative solution of the extended Reynolds, energy and deformation equations, including temperature and pressure dependent properties of the oil film.

In the present case a turbocharger supported on non-centred semi-floating ring bearings is analysed with MADYN 2000, which includes the program ALP3T2Penhanced. To efficiently calculate the speed dependent bearing characteristics including speed dependent temperatures and clearance changes an approach with some simplifications according to DIN is applied.

The behaviour of such turbochargers is highly nonlinear, since the outer film, which acts as a squeeze film, can only create a load carrying force by vibration. Thus the calculation must consider the nonlinear bearing forces. The centring effect is shown as well as the sub-synchronous and synchronous response.

The results for several variants with different unbalances, clearances and inlet temperatures are compared to measurements. The resulting synchronous as well as non-synchronous vibrations agree well with the measurements. This proves, that the simplifications, which were used in order to allow an efficient analysis, did not compromise the quality of model.

Nomenclature

B	bearing width	u,v,w	flow velocities $u=U/(\Omega r), v=V/(\Omega \Delta R), w=W/(\Omega r)$
c	lubricant specific heat	α_D	resulting angle of bearing pressure
d_{ik}	damping coefficient	ΔR	radial bearing clearance $R-r$
D	bearing diameter $2R$	γ	attitude angle of journal
H	dimensionless film thickness $h/\Delta R$	ε	relative eccentricity of journal $e/\Delta R$
K_x, K_z	turbulence factors	$\varepsilon_{h,v}$	horizontal, vertical canting of journal $\varepsilon_i=(x,y)/\Delta R$
m	mass	η	lubricant dynamic viscosity
p	pressure	φ	angular coordinate
r	journal radius	ϕ	dimensionless time Ωt
R	journal bearing radius (inside)	Π	dimensionless lubricant pressure $p\psi^2/(\eta\Omega)$
R_S	pad radius	ρ	density
Re	Reynold number $\mathrm{Re}=\rho\Omega r\Delta R/\eta$	ψ	relative bearing clearance $\Delta R/R$
Re^*	modified Reynolds number $\mathrm{Re}\psi$	ψ_S	relative pad clearance $(R_S-r)/\Delta R$
So_D	Sommerfeld number for rotation $F_{stat}\psi^2/(BD\eta\Omega)$	τ	centre angle of pad radius
T	temperature	Ω	journal rotational velocity
V	volume of phase	ω	journal vibration frequency
$\bar{y}, \bar{z}$	radial, axial coordinate $\bar{y}=y/\Delta R, \bar{z}=z/r$		

1 Introduction

For the calculation of simple bearings, floating and semi-floating ring bearings normally only insufficient models are used for the energy coupling of the lubricating oil film in circumferential, axial and radial direction [1] – [3]. For floating ring bearings and squeeze film dampers, the energetically coupling of the oil films by the radial heat conduction and oil flow is in general neglected or only considered by rough approaches [4]. These effects can considerably influence the transient bearing capacity and thus the allowable unbalance, the threshold of self-excited vibrations and the load capacity of squeeze film dampers for high velocities.

Therefore an efficient method is presented for calculating the stationary and transient load capacity of general radial journal bearings, floating ring bearings and squeeze film dampers, which takes into account the important "additional effects" for high vibration velocities. By integrating the journal bearing program into a linear and non-linear rotor-dynamic program [5], complex rotor bearing systems can be also calculated for difficult operating conditions.

2 Theory

High friction losses occur in the oil film for high sliding velocities due to the viscosity of the oil. This yields high temperature gradients in the lubricating film due to the low heat conductivity of typically used oil types. Therefore extended formulas of the basic equations have to be used for calculating the hydrodynamic pressure and temperature distribution in high-speed journal bearings. These formulas must consider the change of the strongly temperature-dependent viscosity of the lubricating oil in all three coordinate directions [3]. Solving the energy equation and the appropriate heat transfer equations leads to three-dimensional temperature distribution of the lubricating film, the bearing bush and the shaft.

Significant simplifications are used in the calculation procedures in [3] in contrast to ALP3T2Penhanced, such as idealized geometry of the bearings, negligence of the thermal and elastic deformations of the bearing bush, symmetrical boundary conditions in axial direction for the calculation of the pressure and temperature distribution, and negligence of the local inertia forces in the lubricating film.

The local film thickness of each lobe or pad can be described by equation (1), see [6]

$$H(\varphi,\bar{z})=\underbrace{\frac{\psi_S}{\psi}+\left(\frac{\psi_S}{\psi}-1\right)\cos(\varphi-\tau)}_{\text{curvature of lobe or pad}}+\underbrace{\frac{\delta}{\psi}(1+\psi_d)\sin(\varphi-\tau)+H_K)}_{\text{tilting and deflection of pad}}-\underbrace{\varepsilon\cos(\varphi-\gamma)}_{\text{displacement of shaft}}-\underbrace{\bar{z}\frac{\sqrt{\varepsilon_h^2+\varepsilon_v^2}}{B/D}\cos\left(\varphi-\arctan\frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_v}\right)}_{\text{misalignment}}. \quad (1)$$

2.1 Two Phase Model for Lubricating Film

It is possible to capture the influence of the air, which is dissolved in the lubricating oil, and the mixture of air and oil in the cavitation area with a quite simple two-phase flow model. As it is shown by several studies, the air which is solved in the oil does not change the viscosity and the density of the oil very much [8]. In contrast, the viscosity of the oil-air mixture changes noticeably for increasing foaming of the lubricating film. The variation of the viscosity due to the air-oil mixture depends on the diameter and surface tension of the air bubbles and the shear stress in the lubricating gap [8]. In hydrodynamic bearings and squeeze film dampers the following approach can be derived, since the shear stress is usually much bigger than the surface tension of the air bubbles:

$$\eta_{mix}=\eta_{Oil}(1-C)=\eta_{Oil}\frac{V_{total}-V_b}{V_{total}}=\eta_{Oil}\frac{1}{1+r}, \quad (2)$$

with $C = V_b/V_{total} = V_b/(V_b+V_{oil})$ degree of foaming, $r = V_b/V_{Oil}$ factor for the amount of bubbles.

The relative local density ρ_{mix} depends on the gas diffusing in and out of the oil. It is modelled as a function of the film pressure. The undissolved air arises as bubbles in the oil. The ratio r between the undissolved gas and the oil can be calculated by use of the Henry-Daltons and Boyle-Mariottes law:

$$r=r_0\frac{T\,p_0}{T_0\,p}-a_v\frac{T_0\,p-p_0\,T}{T_0\,p}, \quad (3)$$

with p = absolute pressure, T = absolute temperature in Kelvin and index 0 for ambient conditions. By neglecting the mass of the undissolved air the relative local density is:

$$\rho_{mix}=\frac{m_{Oil}+m_b}{V_{Oil}+V_b}\approx\rho_{Oil}\frac{1}{1+r}. \quad (4)$$

The Bunsen-Coefficient is $a_v \approx 0.08 \ldots 0.09$ for relevant mineral oils (ISO-VG 32 to ISO-VG 220) and is nearly independent of the temperature (T = 20 °C to 100 °C) [9].

2.2 Pressure Distribution in the bearing

The flow can be described in journal bearings and squeeze film dampers by using the following extended Reynolds equation which includes also the inertia forces of the oil film [6]:

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{H^3}{12\eta_P^* K_x}\frac{\partial\Pi}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{H^3}{12\eta_P^* K_x}\frac{\partial\Pi}{\partial\bar{z}}\right)=\frac{1}{2}\frac{\partial(\rho_{mix} f_C H)}{\partial\varphi}+\frac{\partial(\rho_{mix} H)}{\partial\phi}+R_1(\varphi,\bar{z})+R_2(\varphi,\bar{z},\phi),$$

$$R_1=-\mathrm{Re}^*\left\{\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{H^2}{12\eta_P^* K_x}\left(\frac{\partial}{\partial\varphi}\int_0^H \rho_{mix}u^2 d\bar{y}+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\int_0^H \rho_{mix}uwd\bar{y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[\frac{H^2}{12\eta_P^* K_z}\left(\frac{\partial}{\partial\varphi}\int_0^H \rho_{mix}uwd\bar{y}+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\int_0^H \rho_{mix}w^2 d\bar{y}\right)\right]\right\} \quad (5)$$

$$R_2=\mathrm{Re}^*\left\{\frac{H^2}{12\eta_P^*}\frac{\partial^2 H}{\partial\phi^2}-\frac{\partial}{\partial\phi}\int_0^H \rho_{mix}ud\bar{y}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{H^2}{12\eta_P^*}\right)-\frac{\partial}{\partial\phi}\int_0^H \rho_{mix}wd\bar{y}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{H^2}{12\eta_P^*}\right)\right\}$$

$R_1(\varphi,\bar{z})$ represents the convective inertia forces, while $R_2(\varphi,\bar{z},\phi)$ describes the local inertia forces due to acceleration. The factors η_P^* and f_C includes the local distribution (mean values for Poiseuille and Couette-Flow, respectively) of the viscosity. These factors change in circumferential and axial direction. The local turbulent flow regime is included in equation (5) by the factors K_x and K_z. Turbulent flow occurs, if the local Reynolds number $\mathrm{Re}_l=\rho_{mix} r\Omega H/\eta$ is bigger than the critical Reynolds number Re_{cr}. The factors K_x and K_z can be calculated by using empirical equations [3].

By taking the oil foaming and the local inertia forces into account the pure Poiseuille flow remains nearly unchanged in the Reynolds equation (5) in comparison to [3], while the Couette flow will be changed and additional source terms occur for the pressure generation in the lubricating film. These effects are not included in the simple DIN calculation [2], for example.

For solving the Reynolds equation, the pressure at the edges of the pads is set to the ambient pressure Π_0 or to the pressure of the hydrostatic pocket Π_T. Additional boundary conditions at the beginning or the end of the cavitation area are not necessary in the model shown here. The pocket pressure Π_T can be calculated by means of the law of mass conservation with applied flow factors for the oil supply and resistance factors of the pocket. The resistance factor R_T of the pocket is the sum of a viscosity and density proportional resistance $R_T = R_{\eta T} + R_{\rho T}$. The Reynolds equation is solved together with the boundary conditions, the equations for the mass balance, for the fluid flow, for the local film thickness and the correction factor for turbulent flow using a finite volume method solving with an improved SLOR-solver [3], [6]. The two-dimensional pressure distribution $\Pi(\varphi,\bar{z})$ is the result of the numerical solution for the steady state part of the Reynolds equation.

2.3 Temperature Distribution in the bearing

The steady state, 3D temperature distribution $T(\varphi,y,\bar{z})$ can be calculated in the lubricating gap by solving the energy equation for compressible flow:

$$\mathrm{div}(\rho c\vec{u}T)=\mathrm{div}(\lambda\,\mathrm{grad}\,T)+\eta\Phi,\quad \Phi=\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2. \quad (6)$$

Here, the dissipation Φ is reduced to the most dominant velocity gradients. The approach of Falz [11] is used for calculating the viscosity η as a function of the temperature ($\eta/\eta_0=(T/T_0)^{-l}$). The turbulent flow regime is also included by the increased heat conductivity and the eddy viscosity of the oil film.

The Reynolds (5) and the energy equation (6) are nonlinearly-coupled by the physical properties of the oil (viscosity and density). Therefore both equations must be solved simultaneously in an iteration process [6]. The hot-cold-oil mixing in the pockets and the heat conductivity and transfer equations (for the bearing bush, the shaft and the environment, respectively) must also be considered. The 2D or 3D heat conductivity equations are used for the calculation of the temperature distribution in the bearing bush and in the shaft, respectively:

$$\begin{array}{ll}\text{for the bearing bush} & \Delta T_B(\varphi,z,r)=0\\ \text{for the shaft} & \Delta T_S(z,r)=0\end{array}\qquad \Delta:\text{Laplace operator}. \quad (7)$$

2.4 Bearing Characteristics

The static bearing properties, such as bearing load, power loss or oil flow, can be calculated by integration of the corresponding pressure distribution, the shear stress and velocity distribution, respectively, on their corresponding surfaces, if the bearing profile $H(\varphi,\bar{z}), B/D)$, the displacement of the shaft (ε,γ) and additional parameter (T_{en}, p_{en}, η_{en}, K_B, ρ, λ, α, ...) are given.

For calculating the static properties of the inner oil film the simplified DIN-model is used. That means the viscosity in the oil film is constant, the turbulence is neglected, the heat conduction of the shaft and the bearing shell is infinite compared to that of the oil, thus, the heat transfer to the environment is neglected. All the calculated bearing characteristics are only a function of the Sommerfeld number So_D. These Sommerfeld similarity can be used in order to calculate easily the temperatures of shaft, ring and bearing and the corresponding deformations later with an effective method. Also the two-phase-model is neglected in the DIN-calculation, but it is taken into account to calculate the non-linear transient bearing forces.

The transient bearing forces have to be nonlinearly calculated for high vibration amplitudes or squeeze-film dampers. In the here presented calculation method for calculating the transient bearing forces, the additional effects, which cause long computation times, are only taken into account by averaging. The transient bearing forces are split into two parts, which are proportional to the rotation and lateral movements. The bearing force corresponds to the static bearing force [So_D, α_D]. The damping force depends linearly on the shaft moving velocity (ε', γ') according to the journal bearing theory [3] and it can be described by the use of the damping coefficients β^*_{ik}. The coefficients depend in a highly nonlinear way on the actual position of the shaft (ε,γ) in the bearing, as well as on the bearing force [So_D, α_D]. For a squeeze film damper the static bearing force So_D is zero, which means the damper cannot produce any restoring force unless special designs are applied. Therefore squeeze film dampers or semi-floating ring bearings can only produce a restoring force, if the shaft or the ring is moving or vibrating, respectively.

$$\begin{bmatrix} \overline{\Pi}_x \\ \overline{\Pi}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} So_D \sin\alpha_D \\ So_D \cos\alpha_D \end{bmatrix}_{\varepsilon,\gamma} + \begin{bmatrix} \beta^*_{11} & \beta^*_{12} \\ \beta^*_{21} & \beta^*_{22} \end{bmatrix}_{\varepsilon,\gamma} \begin{bmatrix} X' \\ Y' \end{bmatrix}. \tag{8}$$

The damping coefficients are based on a perturbation of the extended generalized Reynolds equation (5) with the assumption that shaft experiences velocities (X', Y') around the actual shaft position. Therefore the inertia forces are neglected, as the modified Reynolds number Re^* remains small.

The perturbed variables are the pressure Π and the lubricating gap H, while the density and the temperature are not disturbed.

$$\begin{aligned} \frac{\partial H(\varphi,\bar{z})}{\partial\phi} &= -X'\cdot\sin\varphi - Y'\cdot\cos\varphi, \qquad ' = \frac{\partial}{\partial\phi} = \frac{\partial}{\partial\Omega t} \\ \Pi(\varphi,\bar{z}) &= \Pi_{stat}(\varphi,\bar{z}) + \left(\frac{\partial\Pi}{\partial X'}\right)_{stat} X' + \left(\frac{\partial\Pi}{\partial Y'}\right)_{stat} Y' \end{aligned} \tag{9}$$

Substituting these expression in equation (6) and sorting the terms according to the first perturbation order (X', Y') yields

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{H^3_{stat}}{12\eta^*_P K_x}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{\partial\Pi}{\partial X'}\right)_{stat}\right] + \frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[\frac{H^3_{stat}}{12\eta^*_P K_z}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{\partial\Pi}{\partial X'}\right)_{stat}\right] &= -\rho_{mix}\cdot\sin\varphi, \\ \frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{H^3_{stat}}{12\eta^*_P K_x}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{\partial\Pi}{\partial Y'}\right)_{stat}\right] + \frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[\frac{H^3_{stat}}{12\eta^*_P K_z}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{\partial\Pi}{\partial Y'}\right)_{stat}\right] &= -\rho_{mix}\cdot\cos\varphi. \end{aligned} \tag{10}$$

All implicit dependencies of other parameters and boundary conditions have to be linearized for the solution of these two perturbation equations as well. This requires the application of an iterative numerical solution procedure. Due to the two-phase model, no additional boundary conditions are necessary at the beginning and the end of the cavitation areas. The four damping coefficients ($\omega d_{ik} = \beta^*_{ik}(2B\eta\Omega)/\psi^3$) can be calculated by integration of the pressure coefficients $\partial\Pi/\partial q_n$ over the whole bearing surface:

$$\beta^*_{ik} = \frac{1}{4\frac{B}{D}} \int_0^{2\pi} \int_{-B/D}^{B/D} \left(\frac{\partial\Pi}{\partial q_k}\right) \left((i-1)\cos\varphi - (i-2)\sin\varphi\right) \mathrm{d}\bar{z}\,\mathrm{d}\varphi \tag{11}$$

with $i, k = 1, 2$ and $q_n = X', Y'$ for n = 1, 2. The dynamic bearing coefficients β^*_{ik} depend mainly on the actual position of the shaft (ε,γ), the bearing profile, the function or the film-thickness and the bearing width ratio. For

squeeze film dampers, they depend also highly nonlinear on the vibration velocity and direction $(\dot{\varepsilon},\dot{\gamma})$, if the two-phase-model is taken into account.

For the calculation of the bearing coefficients (So_D, α_D, β^*_{ik}) with the program ALP3T2Penhanced, necessary inputs are the bearing geometry, oil parameters, temperature and pressure boundary conditions, material parameters as well as parameters for the two-phase model. The coefficients are tabulated as a function of the shaft displacement (ε,γ) for the whole range of possible shaft positions in the bearing.

For a squeeze film damper, the "rotating speed" is Ω=0. By multiplication of equation (5) with Ω/ω, setting $\Omega=0$ and neglecting the inertia forces, only the term $\partial(\rho_{mix}H)/\partial\phi$ remains on the right side of (5). In addition ω is used instead of Ω to get the dimensionless variables Π and ϕ, and there is no turbulent flow regime in the squeeze film damper. After perturbing equation (5) with equation (9) only the last 2 terms on the right hand side of equation (9) remained. In other words the squeeze film damper has only transient forces which are proportional to the vibration velocity and does not create any static force or stiffness unless certain design measures are taken for centring the squeeze ring.

The damping coefficients β^*_{22} calculated with the program ALP3T2Penhanced (squeeze film damper with 2 phase model) are compared to the limit values for the 2π-film (Sommerfeld boundary condition) and the π-film (Gümbel boundary condition) in Figure 1. The eccentricity velocity ε' becomes an additional parameter for the pure squeezing movement ($\Omega=0, \gamma'=0$) if the oil foaming is considered. It determines the cavitation in the squeeze film damper. The calculated β^*_{22}-values range between the asymptotical limit values of the π- and 2π-film for a cylindrical 360° squeeze film damper with axial oil supply. The differences between the β^*_{22}-values depend strongly on the eccentricity ε of the squeeze film damper for the three calculation models.

The influence of the cavitation is very important for small eccentricities ε, i.e. especially for high speed journal bearings with low load or statically centred squeeze film dampers. For statically non-centred squeeze film dampers, the influence of the cavitation is for all eccentricities very important, as the damping coefficients are a function of the velocity and the direction of the moving ring.

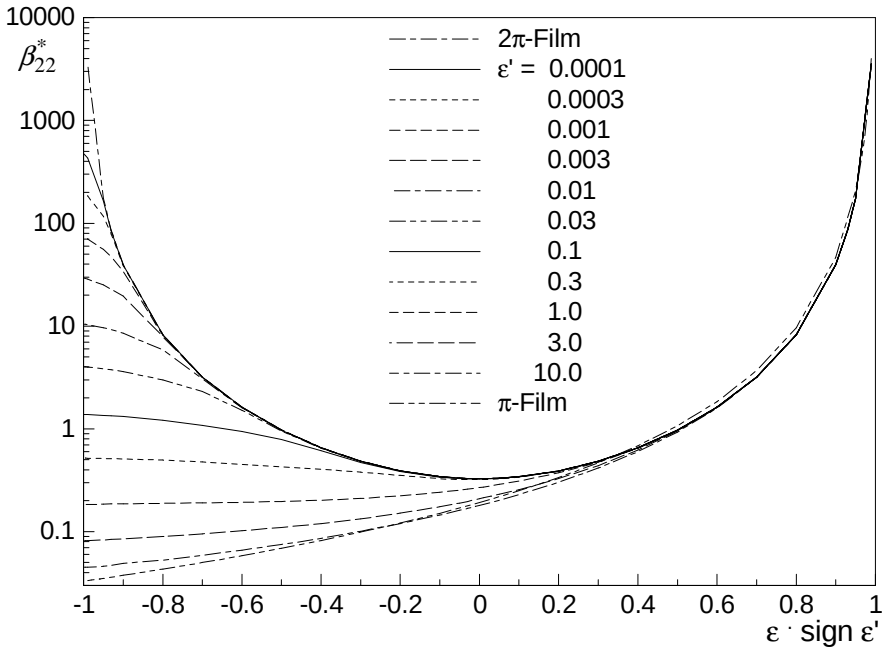

Figure 1: Comparison of the calculated Sommerfeld numbers $So_V(\varepsilon,\varepsilon')$ with Sommerfeld (2π-Film) and Gümbel (π-Film) boundary condition

The program ALP3T2Penhanced is integrated in MADYN 2000 for nonlinear calculations, which become necessary among others for high unbalances. In Figure 2 the trajectories are plotted as a verification example for a simple shaft supported in two identical 3-pad tilting pad bearings subject to a static and very high dynamic load. The rotor moves on a triangular orbit due to the high nonlinear bearing force, i.e. it largely follows the bearing contour. By taking the pad deformation into account, the orbit increases by about 15 % compared to that without deformations. These curves agree very well with the results of Desbordes et al. ([12], Figure 9), who were solving the Reynolds equation in each time step. This prooves that also a table look up method is able to predict the non-linear vibration behaviour of a rotor supported in hydrodynamic bearings.

A more precise calculation would consider the 3D-Temperature distribution in the oil-film and in the bearing, the turbulent flow regime, time-dependent cavitation boundaries, the convective and local inertia forces, but would lead to excessive analysis time and such a calculation of trajectories is limited to exceptional cases. Therefore the

components of the transient bearing force $(So_D, \alpha_D, \beta_{ik}^*)$ are precalculated at certain grid points (grey crosses in Figure 2). These grid points are automatically distributed by the program ALP3T2Penhanced, so that nearly 99.99% of the possible shaft deflection is covered

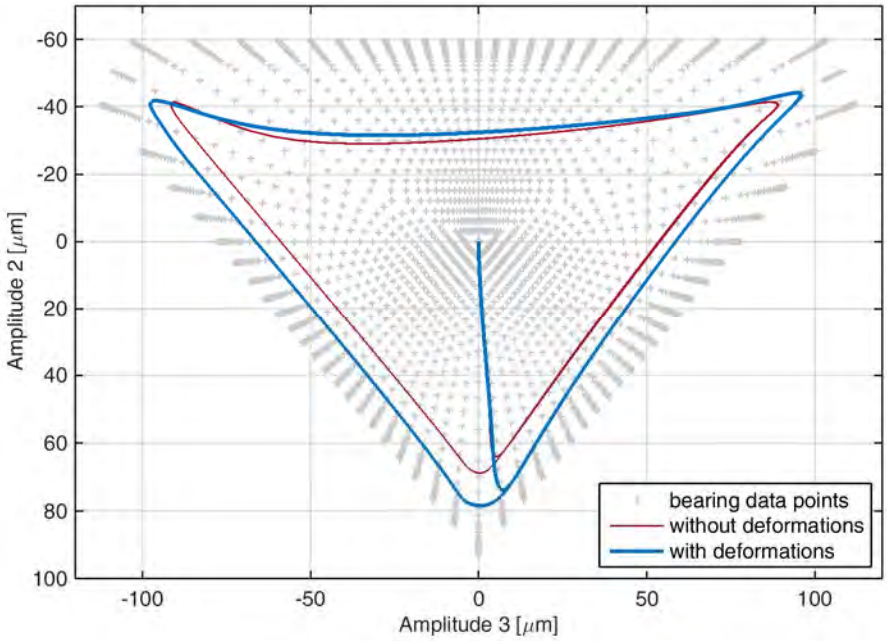

Figure 2: Journal centre orbit for a static load (30 kN) with a high unbalance force (50 kN) in 3-pad tilting pad bearing (D = 120 mm, B/D = 0.6, ψ = 1‰, 2 = vertical, 3 = horizontal)

3 Simulation Model

The structure of the rotor model for the exhaust turbocharger is shown in Figure 3. The rotor is pinned in semi-floating ring bearings. As the stiffness of the bearings is rather low, it can be assumed that the casing and the rings are rigid. The rotor is modelled in MADYN 2000 by using the Timoshenko beam theory and finite elements with 4th order Hermit polynomials to model the elastic and inertia properties of rotors including the gyroscopic effect. The semi-floating rings are modelled as concentrated masses which can only move in radial direction.

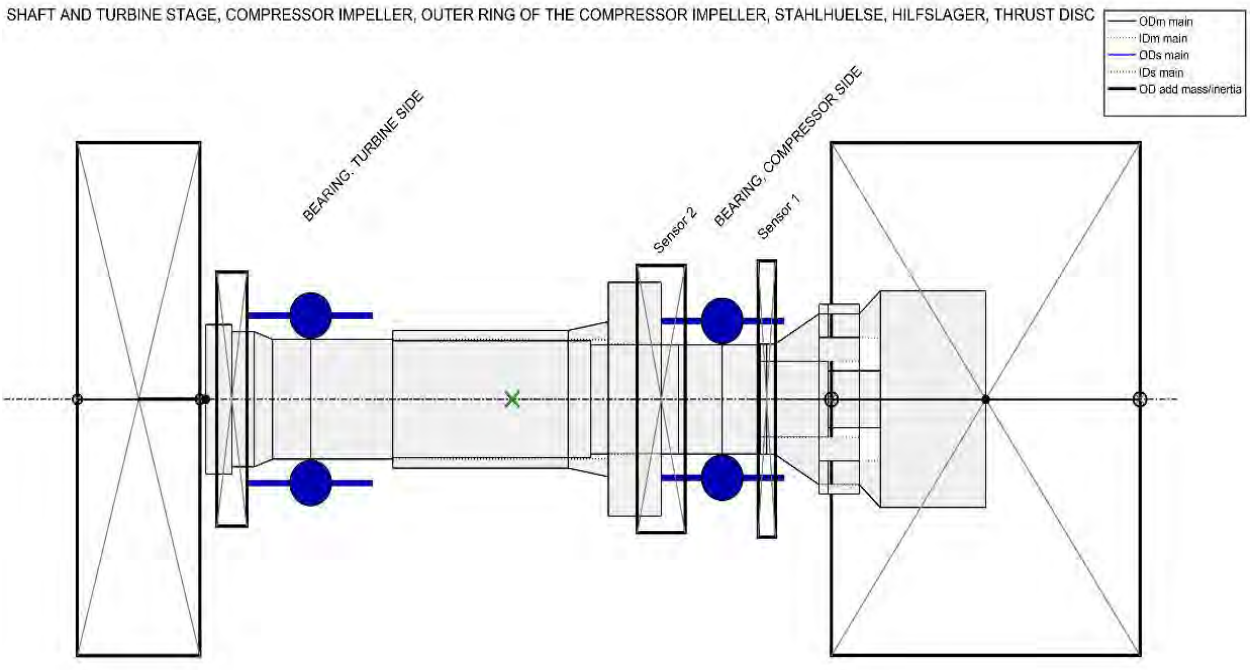

Figure 3: Model of exhaust turbocharger

The geometry and the clearance plot of the semi-floating ring bearings are shown in Figure 4. The inner oil film is modelled as a cylindrical three lobe pocket bearing while the outer oil film is modelled as a cylindrical squeeze-film damper with a deep hydrostatic groove. The bearing characteristics are previously calculated on defined grid points as mentioned before. The bearing characteristics are interpolated between these grid points during the simulation.

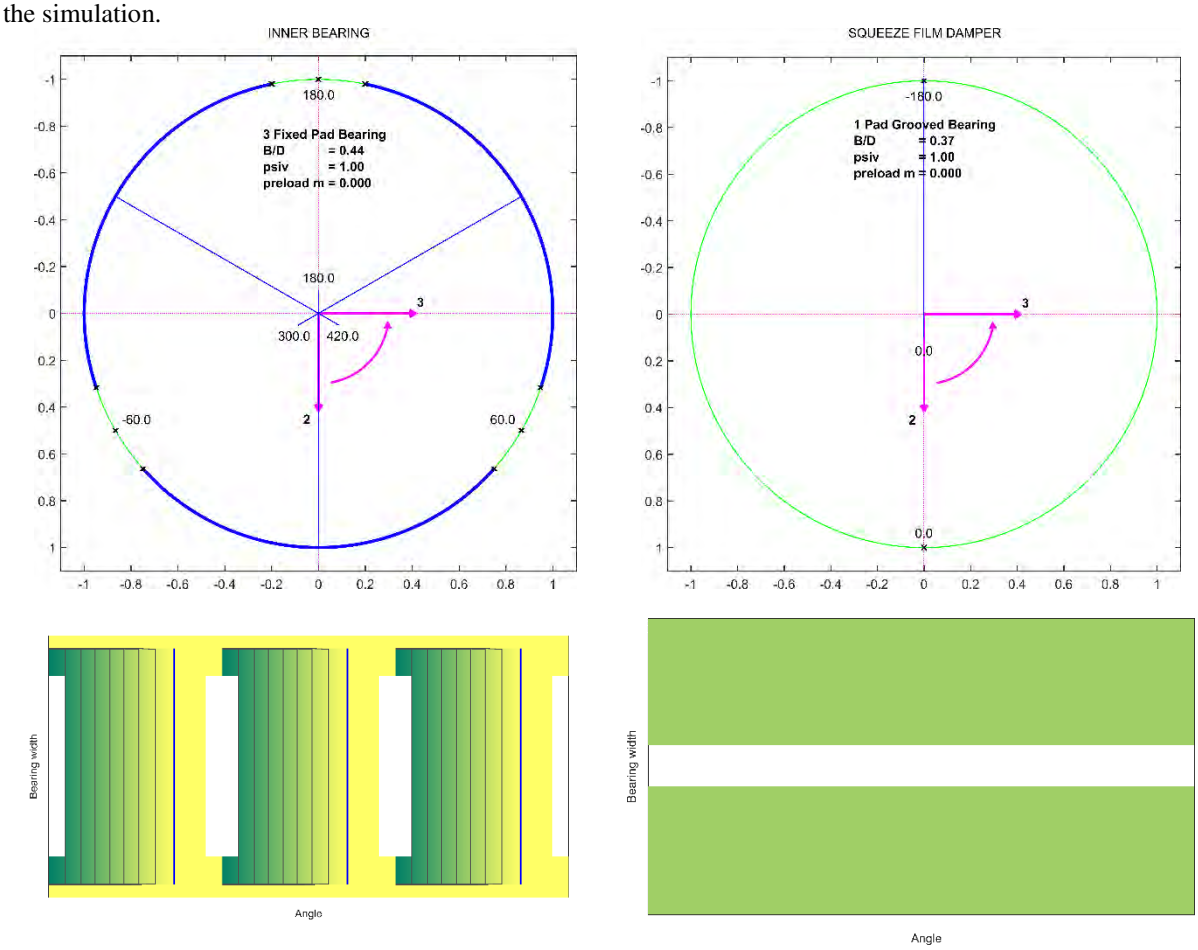

Figure 4: Geometry and clearance plot of semi floating ring bearings

During run-up the power loss in the inner oil film increases proportional with the square of the rotor speed, while the oil flow is proportional to the speed. Thus the mean temperature increases nearly proportional with the speed. This effect is implemented in MADYN 2000 by a DIN-like algorithm [2] taking into account the heat flow through the semi-floating ring. The calculated temperatures for shaft, ring and outer bearing are shown in Figure 5 (left). As expected, all temperatures increase nearly linearly with the speed. A certain deviation from linearity can be observed, which arises from the change of the bearing clearances of the inner and outer film (see Figure 5 right). As the clearance for the inner oil film increases slightly with the speed due to the thermal deformations the growth of the power loss is lower than quadratic with the speed.

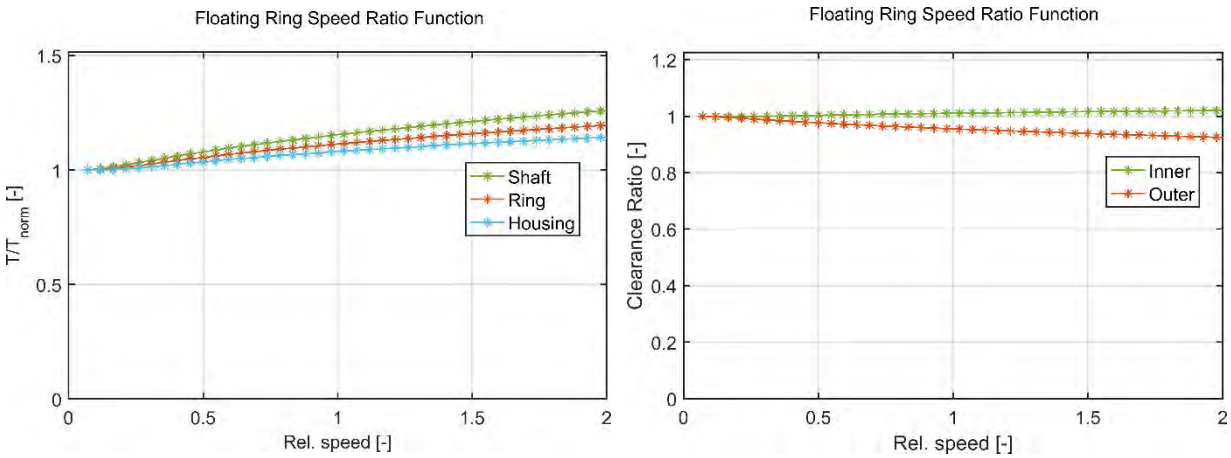

Figure 5: Calculated temperatures and changes of the bearing clearance

4 Calculation Results for a Squeeze-Film-Damper

For a turbocharger with two floating ring bearings with non-rotating rings the trajectories are plotted in Figure 6. The movement of the floating ring itself is shown in the right picture, while the relative shaft to ring vibration is in the left one. The calculation have been started for nominal speed with centred ring and shaft position. The bearing at "C-side" is statically nearly unloaded, while the other bearing has to carry the whole weight of the turbocharger. The shaft and the ring drop down directly after starting the calculation. The inner oil film produces immediately a film pressure due to the rotation of the shaft, whereas the ring must be accelerated to a certain velocity, so that the outer oil film can carry the mass of the ring and the shaft. As the vibration velocity of the ring is increased, the ring starts to centre itself. Sub-synchronous vibrations appear due to the low loading of the bearings.

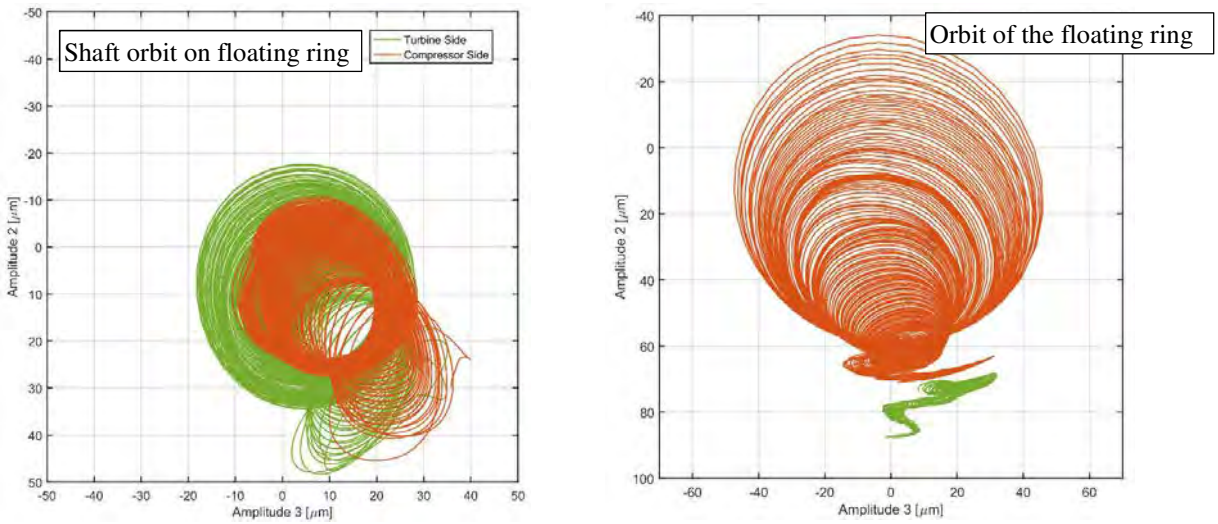

Figure 6: Orbit plots of the squeeze film ring and the shaft relative to the ring in a turbocharger

5 Comparison of Measured and Calculated Results

The measuring program consist of two bearing clearance combinations, two oil inlet temperatures and two unbalance cases. For the clearance combination maximum clearance inner and outer oil film (max/max) the comparisons are carried out for the two oil inlet temperatures and the two unbalance cases, while they are carried out for the clearance combination maximum clearance inner oil film and minimum clearance outer oil film (max/min) only for the high unbalance and both oil inlet temperatures.

5.1 Exhaust Turbo Charger with Minimum Clearance in the Outer Film, Small Unbalance

The first test was performed with the small unbalance. Figure 7 shows the measured and the calculated run-up in comparison. This test has been performed for the max/min clearance case with maximum oil inlet temperature.

The amplitudes of the synchronous vibration are very similar in the measurement and in the simulation. In the simulation the main sub-synchronous vibration starts at a slightly higher speed as in the measurement. The amplitude of the sub-synchronous vibration is at lower speeds appreciable higher than in the measurement. The maximum amplitude of this sub-synchronous has the same magnitude in the measurement and in the simulation. Also the 1st harmonic vibration is noticeable in the measurement and in the simulation.

In the simulation also combinations of the sub-synchronous and the synchronous or their harmonics are noticeable. These combinations were filtered out in the measurement.

5.2 Exhaust Turbo Charger with Maximum Clearance in the Outer Film, Small Unbalance

The second test was also performed with the small unbalance. Figure 8 shows the measured and the calculated run-up in comparison. This test has been performed for the max/max clearance case with nominal oil inlet temperature.

The amplitudes of the calculated synchronous vibration show good agreement with the measured ones. In this case only small portions of sub-synchronous vibrations with a relative frequency of about 0.3 can be observed in a relative speed range between 0.75 and 1. The occurrences of the sub-synchronous vibrations in the calculations depends on the acceleration time. For an acceleration time of 1 s no sub-synchronous vibrations can be observed in the relative speed range from 0.25 to 1.1. If the acceleration time is 5s, small portions of sub-synchronous vibrations can be observed.

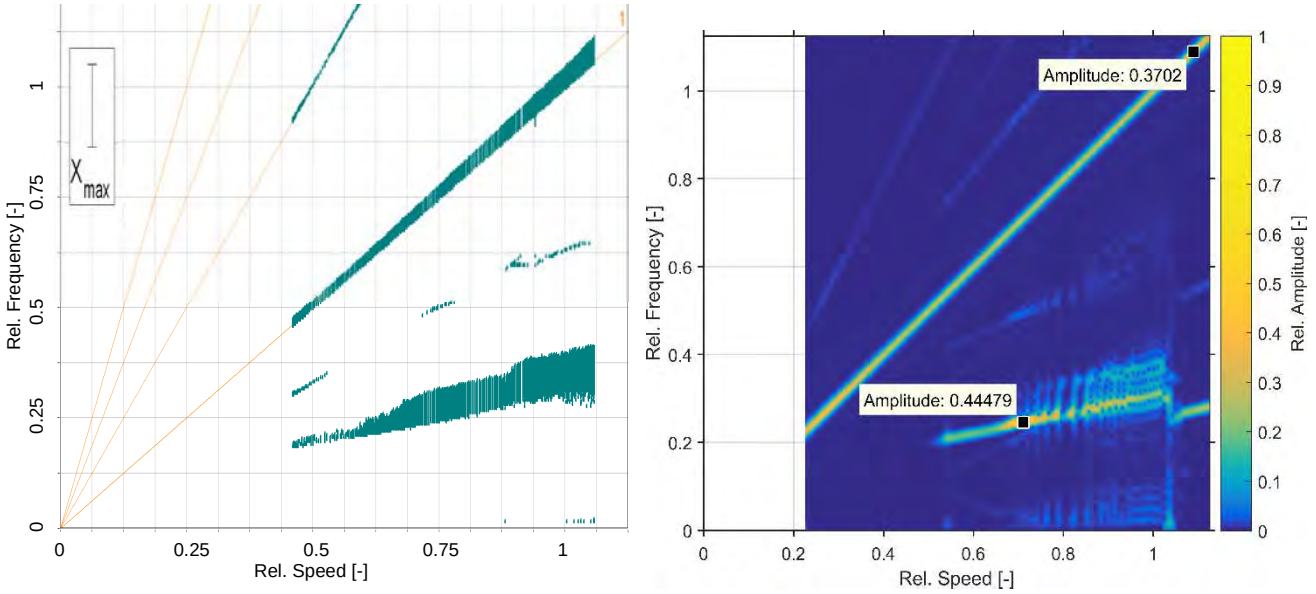

Figure 7: Spectrogram of run-up at sensor 1 (left measurement, right simulation)

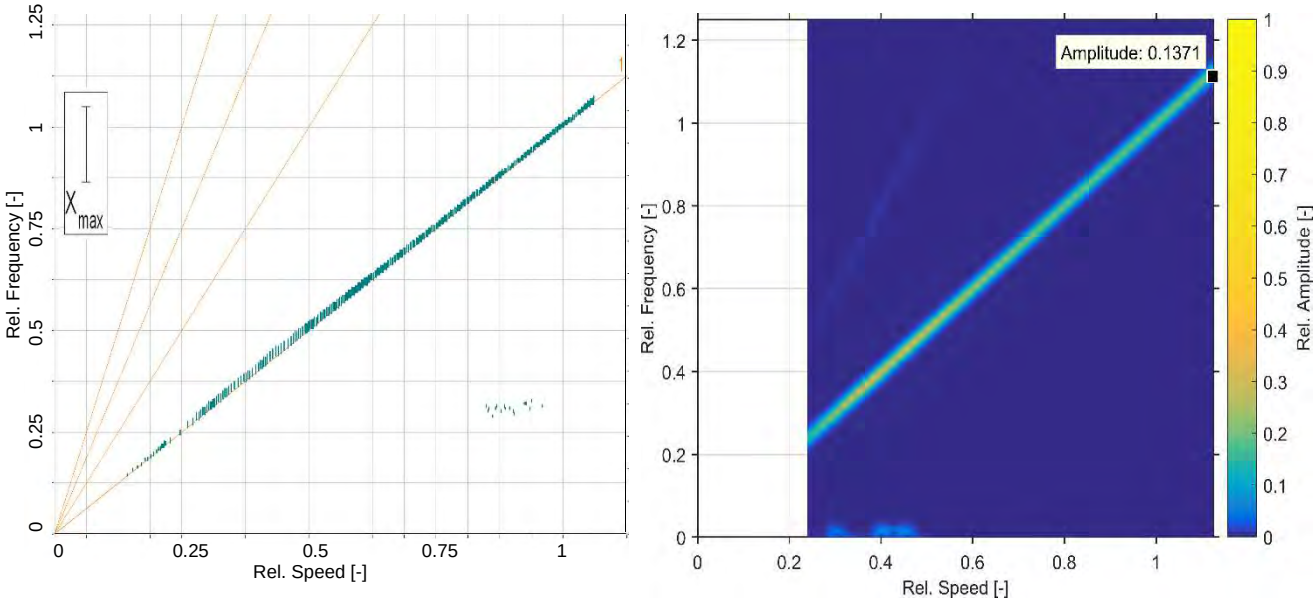

Figure 8: Spectrogram of run-up at sensor 1 (left measurement, right simulation)

5.3 Exhaust Turbo Charger with Maximum Clearance in the Outer Film, Big Unbalance

The third test was performed with the big unbalance. Figure 9 shows the measured and the calculated run-up in comparison. This test has been performed for the max/max clearance case with maximum oil inlet temperature.

The characteristics and the amplitudes of the calculated sub-synchronous vibration show good agreement with the measured results. This also applies for the synchronous vibration. In the measurement as well as in the calculation a frequency intersection of the sub-synchronous vibration can be observed at a relative speed of about 0.8. The onset of the sub-synchronous vibrations are different in that case, because the measurement itself was started at a relative speed of about 0.45.

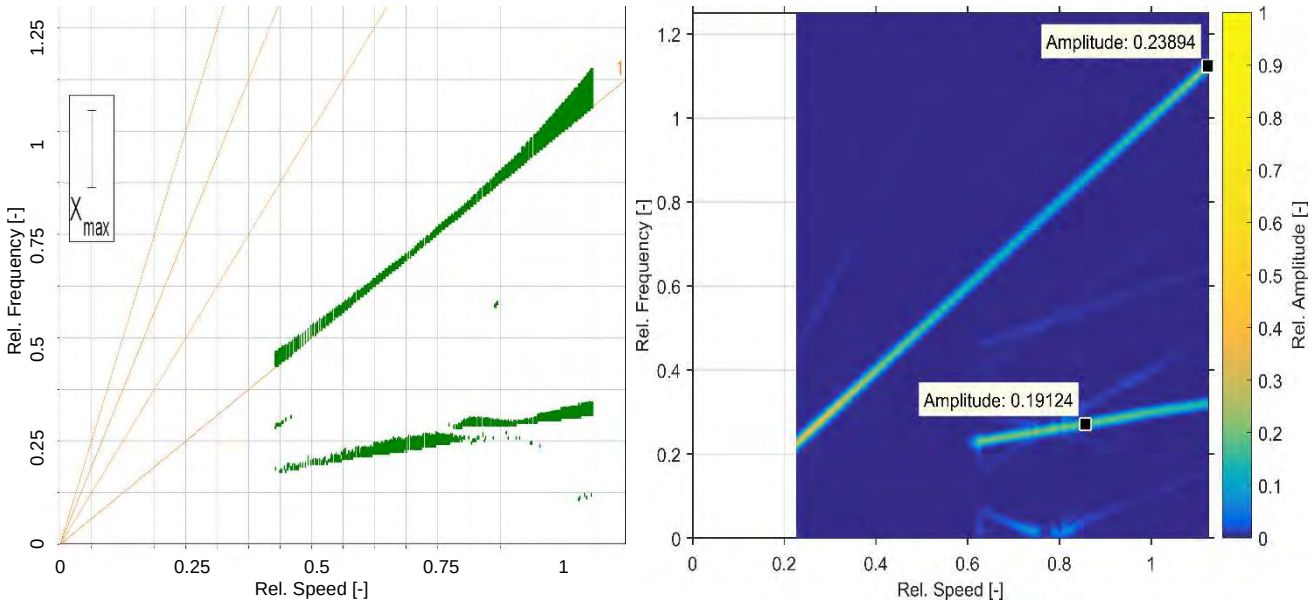

Figure 9: Spectrogram of run-up at sensor 1 (left measurement, right simulation)

6 Conclusion

By integrating the program ALP3T2Penhanced into the program-system MADYN 2000, the vibration behaviour of rotor – bearing – support systems can be accurately calculated in this case for a big turbocharger supported in semi-floating ring bearings. Analysing such systems reveals that the damping in the cavitation areas and the local inertia forces in the lubricating oil films can significantly change the non-linear vibration behaviour of such complex systems. For the present example with statically non-centred, non-rotating floating ring bearings, which act as squeeze film dampers, the important centring effect due to the dynamic load (actually creating load carrying capacity) can be clearly shown. The resulting synchronous as well as non-synchronous vibrations agree well with measured results regarding amplitude and frequency.

This proves, that the simplifications, which were used in order to allow an efficient analysis, did not compromise the quality of model.

References

[1] Holland, J., Berkowitz, B., Schwarze, H. (1991): Instationär belastete Gleitlager. *Tribologie und Schmierungstechnik* **39**, pp. 94-100.

[2] DIN 31657 (1996): *Hydrodynamische Radialgleitlager im stationären Betrieb. Berechnungsgrundlagen für Mehrflächen- und Kippsegmentlager*. Beuth, Berlin.

[3] Mittwollen, N., Rückert, A., Schmitz, A., Reinhardt, W.-D. (1991): Verbesserung der Berechnungsgrundlagen für schnellaufende hochbelastete Mehrgleitflächen- und Radialkippsegmentlager. Abschlußbericht BMFT-Verbundprojekt „Gleitlageruntersuchungen“ (Teilprojekt 03T0012A). TU Braunschweig.

[4] Meyer, A. (1987): *Äußere Lagerdämpfung für sehr hochtourige, gleitgelagerte Rotoren*. Dissertation U Karlsruhe.

[5] Schmied, J., Perucchi, M, Pradetto, J-C. (2007): Application of MADYN 2000 to rotordynamic problems of industrial machinery. IGTI, GT2007-27302.

[6] Fuchs, A. (2002): *Schnelllaufende Radialgleitlagerungen im instationären Betrieb.* Dissertation TU Braunschweig.

[7] Han, D. C. (1979): *Statische und dynamische Eigenschaften von Gleitlagern bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und bei Verkantung.* Dissertation U Karlsruhe.

[8] Peeken, H., Benner, J. (1985): Beeinträchtigung des Druckaufbaus in Gleitlagern durch Schmierstoffverschäumung. *VDI-Bericht.* **549**, pp 371–397, VDI, Düsseldorf.

[9] Werner, H. K. (1986): *Schmierstoffe.* Deutsche Shell AG.

[10] Pinkus, O., Sternlicht, B. (1961): *Theory of Hydrodynamic Lubrication.* McGraw-Hill, New York, Toronto, London.

[11] Falz, E. (1931): *Grundzüge der Schmiertechnik.* Springer, Berlin.

[12] Desbordes, H., Fillon, M., Chan Hew Wai, Frene, J. (1994); *Dynamic Analysis of Tilting-Pad Journal Bearing – Influence of Pad Deformations*. J. of Trib. **116**, pp. 621-628.

Beitrag zur zielsicheren Auslegung von Quetschöldämpfern

Bernd Domes

Ingenieurbüro Dr.-Ing. Bernd Domes, D 15827 Blankenfelde-Mahlow, Deutschland, info@bernd-domes.de

Kurzfassung

Quetschöldämpfer (QÖD) werden häufig zur Lösung rotordynamischer Probleme bei zahlreichen Maschinen eingesetzt. Die Auslegung bzw. die Funktion bereitet manchmal Probleme, weil ein oder mehrere Parameter nicht beachtet oder unterschätzt werden. In diesem Beitrag sollen einige wesentliche Parameter der QÖD und deren Wechselwirkung zueinander erläutert werden. Dazu gehören sowohl die Berechnung der Rotordynamik und die Kenntnis der Schwingungsform im Betriebsbereich des jeweiligen Rotors als auch die genauen Daten der Geometrie des Dämpfers, dessen Ölzuführung sowie der eventuell vorhandenen axialen Abdichtung. An einigen Beispielen aus der Praxis werden Schwingungsprobleme, die ihre Ursache im Bereich der QÖD haben, vorgestellt und Lösungen bzw. Verbesserungsvorschläge aufgezeigt. Abschließend werden einige Richtlinien zur sicheren Auslegung von Quetschöldämpfern zusammengestellt.

1 Einleitung

Zur Vermeidung von Schwingungsproblemen wird bei hochtourigen Rotoren häufig eine äußere Lagerdämpfung in Form eines Quetschöldämpfers eingesetzt, wie er beispielweise in Abb. 1 gezeigt ist. Dieser Dämpfer besteht im Wesentlichen aus einem dünnen Ölfilm, der bei radialen Schwingbewegungen des Rotors weggedrückt wird. Die damit verbundene Flüssigkeitsreibung führt zu einer gedämpften Schwingbewegung des Rotors. Das kann bei richtiger Auslegung des Dämpfers und bei den passenden Randbedingungen sehr gut funktionieren.

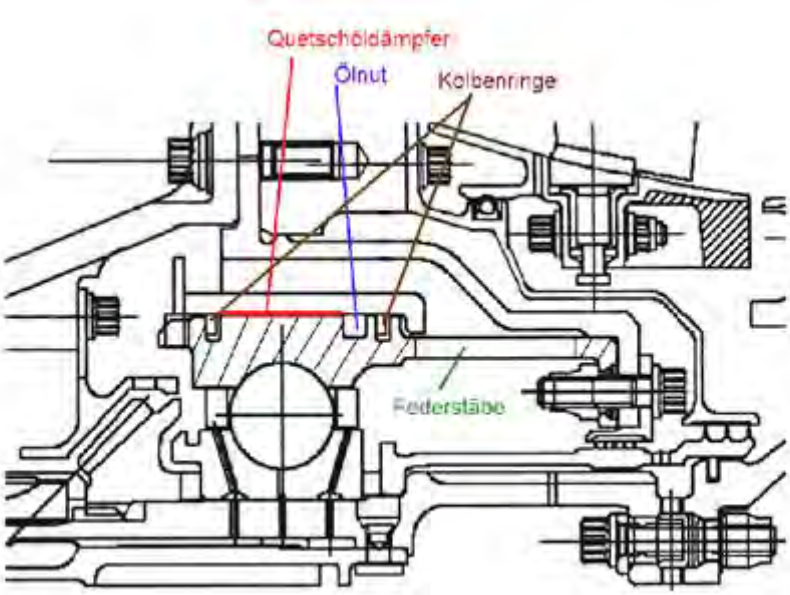

Abbildung 1: Quetschöldämpfer am Festlager eines Triebwerksrotors

Allerdings müssen dazu bestimmte konstruktive Voraussetzungen und einige Randbedingungen erfüllt werden, damit ein sicherer Betrieb gewährleistet werden kann. Dazu muss man wissen, dass die Kennlinie eines solchen Quetschöldämpfers stark nichtlinear ist (Abb. 2). Trotzdem wird bei rotordynamischen Berechnungen im Allgemeinen ein lineares Verhalten des Dämpfers vorausgesetzt. Diese Annahme ist auch richtig, wenn die statische Verlagerung des Rotors und die überlagerte Schwingbewegung zusammen nur etwa 40% bis 50% Exzentrizität im Dämpfungsspalt aufweisen. Das wiederum setzt voraus, dass die Unwucht des Rotors entsprechend klein und die Rotordrehzahl relativ hoch ist. Da die üblichen Resonanzerscheinungen bei höheren

Drehzahlen auftreten, ist diese Voraussetzung normalerweise keine besondere Einschränkung. Allerdings bedarf es einer dem Rotor-Lager-System angepassten Auslegung des Quetschöldämpfers, die im Folgenden beschrieben wird.

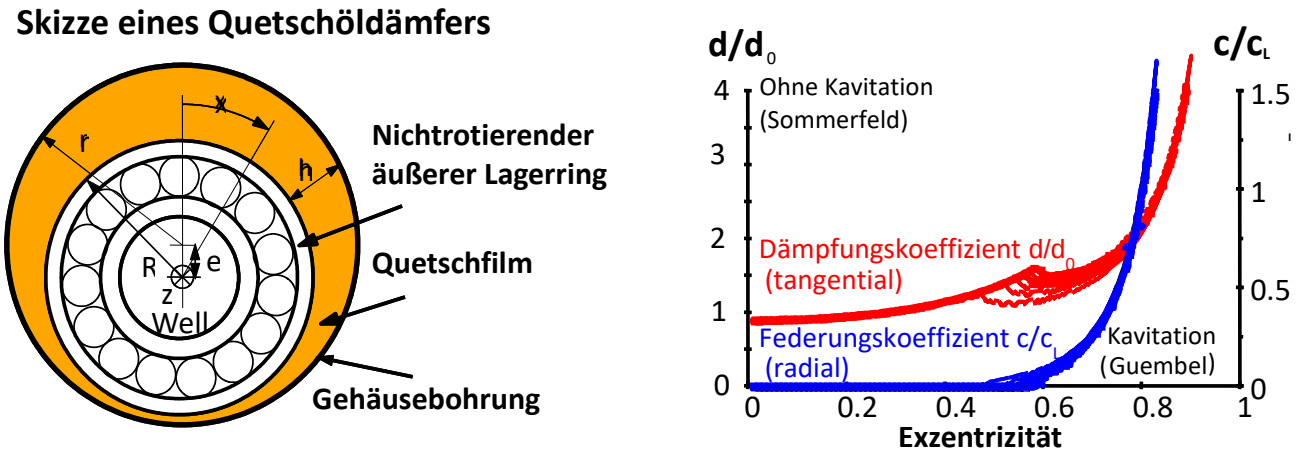

Abbildung 2: Dämpfungs- und Steifigkeitsverhalten in einem Quetschöldämpfer mit und ohne Kavitation als Funktion der Dämpferexzentrizität

2 Rotordynamische Berechnungen

Zunächst gilt es, die rotordynamischen Verhältnisse des Schwingungssystems kennen zu lernen. Mit den üblichen Rotordynamikprogrammen lassen sich die Resonanzstellen und die dazugehörenden Schwingungsformen bestimmen. Dabei sollte die Drehzahl bei der Berechnung mindestens bis 120% oder besser bis 150% der maximal angestrebten Betriebsdrehzahl gehen, damit etwaige Unzulänglichkeiten bei der Modellbildung, insbesondere in der Konzeptphase der Konstruktion, bzgl. der Lage der Eigenfrequenzen nicht so sehr ins Gewicht fallen. Das Ergebnis soll zeigen, ob eine Resonanzstelle im Betriebsbereich liegt und ob diese mit einem geeigneten Dämpfer kompensiert werden kann.

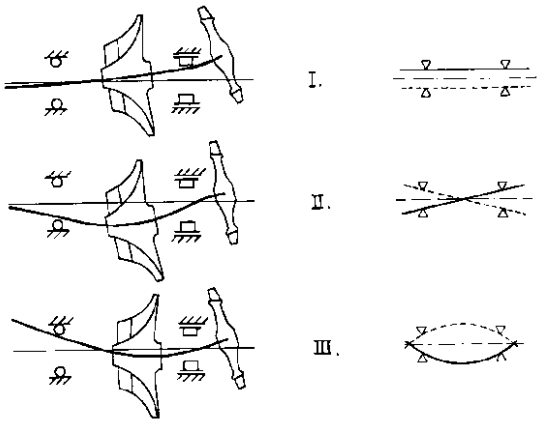

Abbildung 3: Die ersten 3 Eigenschwingungsformen eines kleinen Triebwerksrotors T117 [1] verglichen mit einer elastisch gelagerten glatten Welle

Abb. 3 zeigt die Schwingungsformen des Rotors einer kleinen Gasturbine an den Resonanzstellen und deren Lage im Drehzahlbereich [1; 2]. Der Rotor ist mit einem Quetschöldämpfer an dem Loslager, das zwischen den Hauptmassen des Rotors liegt, ausgerüstet. Dieser Dämpfer kann die erste Eigenschwingung des Rotors, eine Starrkörperbewegung, sehr gut dämpfen. Bei der zweiten Resonanzstelle ist der Dämpfer aber nahezu wirkungslos, weil sich der Dämpfer fast genau im Schwingungsknoten der zugehörigen Taumelschwingung befindet. Die dritte Eigenfrequenz, die 1. Biegeschwingung des Rotors, liegt weit über der Maximaldrehzahl, so dass diese keine Auswirkungen auf den Triebwerksbetrieb hat.

Um die Schwingungsprobleme bei der 2. Resonanz zu vermeiden, wäre ein zweiter Dämpfer am vorderen Lager erforderlich, um die Taumelschwingung wirkungsvoll zu dämpfen. Hier wurde jedoch in der Entwicklungsphase bei der Wuchtung der Laufräder dafür gesorgt, dass beide Restunwuchten klein, aber ungleich Null sind und die gleiche Winkellage aufweisen. Dadurch wird die Taumelschwingung kaum angeregt, so dass der Versuchsbetrieb möglich wurde. Für die Serie wurde das Gehäuse so verstärkt, dass durch die höhere Steife die zweite Eigenfrequenz zu höheren Drehzahlen hin und damit außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches verschoben wurde.

3 Bestimmung des Dämpfungswertes

Zur Berechnung des geeigneten Dämpfungswertes eignet sich eine Parametervariation der äußeren Lagerdämpfung parallel zur Variation der gewählten Unwuchtverteilung des Rotors.

Im Allgemeinen genügt es, Einheitsunwuchten in Form von Schwerpunktsexzentrizitäten ρ (z.B. ρ = 0,01 mm) an zwei Hauptmassen des zu untersuchenden Rotors anzubringen. Um die Anzahl der Parameter klein zu halten, werden eine gleichsinnige und eine gegensinnige Anordnung der Unwuchten (180° versetzt) vorgeschlagen. Bei komplexen Rotoren oder bei mehr als zwei Lagerungen können weitere Unwuchten und deren Anordnungen notwendig sein. Als Referenz wird dann eine Rechnung ohne bzw. mit überbrückten Quetschöldämpfer gemacht (Dämpfung d = unendlich). Diese Rechnung zeigt, ob zu dämpfende Resonanzstellen im Drehzahlbereich liegen oder ob ein Dämpfer überhaupt notwendig ist.

Wenn man keinerlei Erfahrung mit sinnvollen Dämpfungswerten hat, dann empfiehlt sich eine logarithmische Verteilung der gewählten Dämpfungswerte, z.B. D = 10, 100 und 1000 Ns/mm zunächst an einem Lager. Mit Hilfe weiterer Iterationen kann dann der optimale Wert für die zu erreichende Dämpfung an dem gewählten Lager bestimmt werden. Wenn das Ergebnis noch nicht zufriedenstellend ist, dann muss am zweiten Lager die gleiche Prozedur durchgeführt werden, wobei die als optimal gefundene Dämpfung am ersten Lager konstant gehalten wird. Sollte auch dann noch kein befriedigendes Schwingungsverhalten erzielt werden können, dann sind noch andere konstruktive Änderungen des Rotor-Lager-Systems erforderlich. Abb. 4 zeigt beispielhaft einige Ergebnisse aus Schwingungsrechnungen für einen Triebwerksrotor mit verschiedenen Dämpfungswerten.

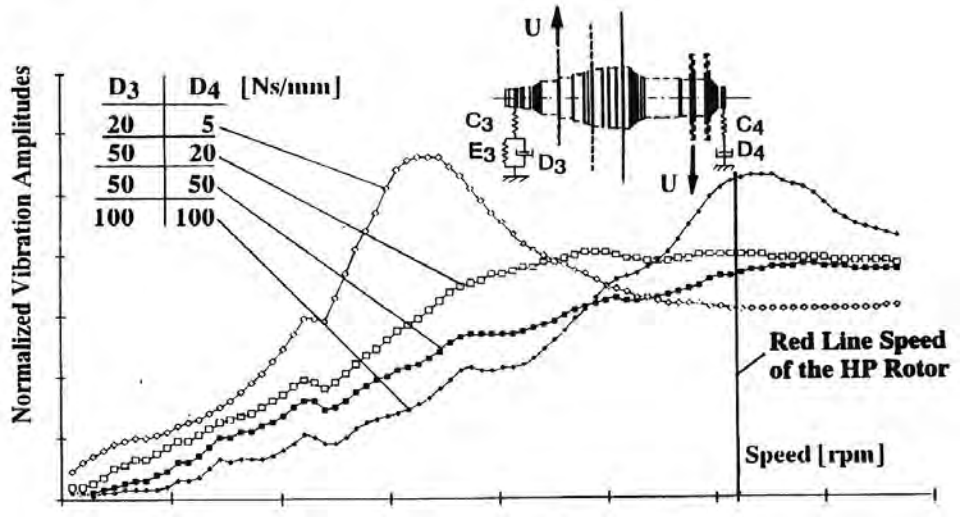

Abbildung 4: Schwingungsverhalten eines Hochdruckrotors für ein Flugtriebwerk bei dynamischer Unwucht und variierender Dämpfung

Man erkennt, dass bei diesem Beispiel für hohe und niedrige Dämpfungswerte rechnerisch die höchsten Amplituden auftreten. Die günstigeren Dämpfungswerte liegen offenbar dazwischen. Die optimalen Dämpfungswerte sind für schwere Rotoren groß und für leichte Rotoren entsprechend klein; sie sind ungefähr proportional zu der jeweiligen statischen Lagerlast, was eine grobe Näherung darstellt.

Soll ein Dämpfer am Festlager eines Rotors vorgesehen werden, dann ist eine axiale Fixierung des Lagers im Gehäuse erforderlich. Dies wird normalerweise mittels eines Federkäfigs (Abb. 1) erreicht, der axial sehr steif, aber radial weich sein muss. Die radiale Federkonstante dieses Käfigs beeinflusst das Schwingungsverhalten des Rotors deutlich und muss bei der Schwingungsrechnung unbedingt berücksichtigt werden. Ist die Federkonstante zu hoch, dann kann der Dämpfer nicht funktionieren, weil dieser quasi überbrückt wird. Die Feder muss also

weich genug sein, um den Dämpfer möglichst wenig oder gar nicht zu behindern. Mittels einer Parametervariation dieser Federkonstante lässt sich ein sinnvoller Wert dieser Konstante bestimmen. Auch hier empfiehlt sich eine logarithmische Variation dieses Parameters, wenn entsprechende Anhaltspunkte fehlen.

Grundsätzlich ist eine zum Dämpfer parallel geschaltete Feder schwingungstechnisch von Nachteil, weil die Feder eine mehr oder weniger große Behinderung des Dämpfers darstellt. Vorteilhaft ist jedoch die bessere Zentrierung des Dämpferinnenteils im Stator. Die Federwirkung hilft, dass der schwingungsfähige Teil schon bei niedrigeren Drehzahlen abhebt und mit steigender Drehzahl sich eher in der Nähe des Zentrums, also im linearen Bereich des Dämpfers, bewegt. Damit wird der Gültigkeitsbereich der linearen Rechnung etwas erweitert. Es gilt also einen sinnvollen Kompromiss zu finden, der allen Anforderungen einigermaßen genügt.

4 Dämpferauswahl

Es gibt zahlreiche unterschiedliche Dämpferkonstruktionen. Eine Auswahl einiger Dämpfer ist schematisch in Abb.5 [3] gezeigt. Sie unterscheiden sich konstruktiv einerseits durch die Lage der Ölzuführungsnut und andererseits durch das Vorhandensein bzw. die Lage der Abdichtung. In der oberen Hälfte ist der statische Druck, bedingt durch die Ölversorgung, dargestellt und in der unteren Hälfte ist qualitativ die dynamische Druckverteilung gezeigt. Da die absoluten statischen Drücke normalerweise deutlich unter 10 bar liegen, spielen diese gegenüber den dynamischen Drücken von mehreren hundert bar, die während des Rotorbetriebes auftreten können, keine Rolle. Der erreichbare dynamische Öldruck im Dämpfer ist ein Maß für die erzielbare Dämpfungswirkung des jeweiligen Dämpfers.

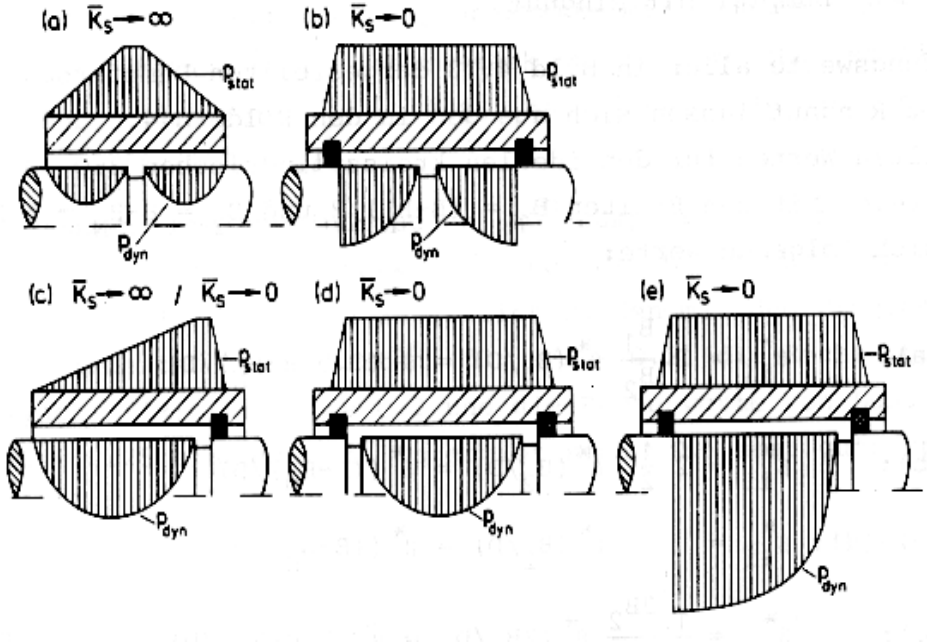

Abbildung 5: Schematische Darstellung der statischen und dynamischen Druckverteilung verschiedener Quetschöldämpfertypen mit Ölzuführungsnut am Umfang [3]

An der Darstellung der dynamischen Drücke erkennt man, dass Dämpfer mit axialer Abdichtung bei ansonsten vergleichbaren Abmessungen deutlich höhere dynamische Drücke aufweisen. Das bedeutet, dass mit solchen Dämpfern höhere Dämpfungswerte oder aber ähnliche Dämpfungswerte bei kleineren Hauptabmessungen der Dämpfer erreicht werden können. Die asymmetrische Lage der Ölverteilungsnut bewirkt eine größere zusammenhängende Dämpferfläche, was wiederum zu einer höheren Dämpfung führt.

Die zuvor beschriebene Theorie gilt jedoch nur, wenn der Dämpfungsspalt ständig mit Öl gefüllt ist und wenn die vorgesehene Abdichtung ideal dichtet. Um für die Dämpfer ohne axiale Abdichtung immer eine vollständige Füllung des Dämpfungsspaltes zu garantieren, muss man den Dämpfer quasi mit Öl überschwemmen. Außerdem sollten die Schwingungen klein sein, um das Öl nicht zu schnell aus dem Spalt zu verdrängen bevor dieser wieder gefüllt werden kann. Bei abgedichteten Dämpfern kann der Ölverbrauch geringer gehalten werden, weil die Gefahr einer auftretenden Kavitation im Dämpfer minimiert wird.

5 Axiale Abdichtung

Bei der Auswahl der Dichtungen gibt es verschiedene Möglichkeiten:

a) Kolbenringe

Kolbenringe (Abb. 1) lassen sich auch bei hohen Temperaturen einsetzen und werden vielfach z.B. im Triebwerksbau verwendet. Sie sind aber durch den Umfangsstoß der Ringenden nicht ganz dicht. Hier können mehr oder weniger aufwendige konstruktive Lösungen der Überlappung der Ringenden zu Verbesserungen führen.

Weiterhin ist ein Kolbenring im Allgemeinen nicht ideal rund. Es ergeben sich zusammen mit der Oberfläche der Gehäusebohrung Sichelspalte, die bei entsprechender Größe viel Öl entweichen lassen. Solche Spalte sollten etwa eine Zehnerpotenz kleiner sein als der Dämpfungsspalt, um die Modellbildung bei der Dämpferberechnung nicht zu sehr zu erschweren.

Für eine gute Dämpfungswirkung ist es notwendig, die Umfangsnut für den Kolbenring eng zu halten. Die Norm für solche Nuten führt zu axialen Spalten von mehreren Zehntel Millimetern und damit zu einer zusätzlichen Umfangsnut, die zu einem Ölabfluss und damit zu einem Druckabfall im Bereich der höchsten dynamischen Drücke führt. Eine Einschränkung der Toleranzen für die Kolbenringdicke und die zugehörige Nutbreite ist deshalb erforderlich. Die freie radiale Beweglichkeit der Kolbenringe in der Nut muss jedoch gewährleistet sein.

Durch die Schwingbewegung des Rotors kann der Kolbenring in Umfangsrichtung wandern, was zum Verschleiß in der Oberfläche der Gehäusebohrung führen kann. Ein blockierender Stift im Bereich der Kolbenringenden kann hier Abhilfe schaffen. Abb. 6 zeigt solche Verschleißspuren im Gehäuse. Hier ist neben den geometrischen Anforderungen auch auf eine geeignete Materialpaarung zu achten.

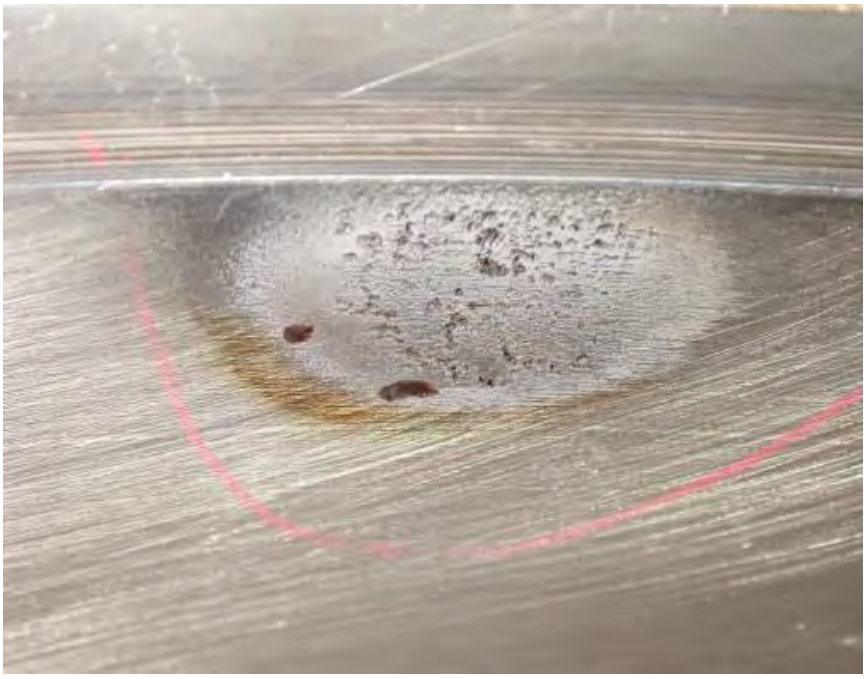

Abbildung 6: Lokale Beschädigung des Dämpfergehäuses durch Schleifspuren des Kolbenrings und durch Kavitation unter einer Gehäuserippe

Bei der konstruktiven Gestaltung des Lagergehäuses sind hohe Rundheitsanforderungen notwendig. Unsymmetrische Verformungen durch äußere Kräfte oder thermische Einwirkungen während des Betriebes sollten möglichst gering gehalten werden. Abb. 6 zeigt auch eine Oberflächenbeschädigung durch Kavitation, weil sich einer der radial angeordneten Stege im Stator durch thermische Verformung des Gehäuses in den Dämpfungsspalt gedrückt hat, was zu einer lokalen Verengung des Spaltes führte.

b) O-Ringe

Die Abdichtung mit O-Ringen ist bei entsprechender radialer Vorspannung im Allgemeinen besser als die mit Kolbenringen. Sie sind umfangsmäßig geschlossen und passen sich eventuellen Oberflächenungenauigkeiten des Stators an. Außerdem haben O-Ringe eine leichte zentrierende Wirkung, die dafür sorgen kann, dass sich der Dämpfer bereits bei niedrigen Drehzahlen im linearen Bereich der Dämpfungswirkung befindet. Allerdings hat die radiale Vorspannung des O-Rings eine Federwirkung, die der freien Beweglichkeit des Dämpfers entgegenstehen könnte. Ist diese Federsteife zu hoch, insbesondere dann, wenn noch ein parallel geschalteter Federkäfig wirkt, dann kann der Dämpfer wirkungslos werden. Dies lässt sich rechnerisch leicht überprüfen. In einem solchen Fall kann man neben einer geeigneten Materialauswahl auch die Nutabmessungen für den O-Ring dergestalt ändern, dass die radiale Vorspannung durch eine tiefer geschnittene Nut deutlich verkleinert wird. Dadurch wird auch die Ovalisierung des O-Rings verringert, weshalb auch die Nutbreite dem geringeren Platzbedarf des O-Rings angepasst werden muss (Abb. 7, [5]). Diese Veränderung gegenüber der üblichen Norm verhindert, dass zu viel Öl in einer zu breiten Umfangsnut abfließen kann. Dies ist, ähnlich wie bei den Kolbenringen, wichtig, um eine ausreichende axiale Abdichtung des Dämpfungsspaltes zu erreichen.

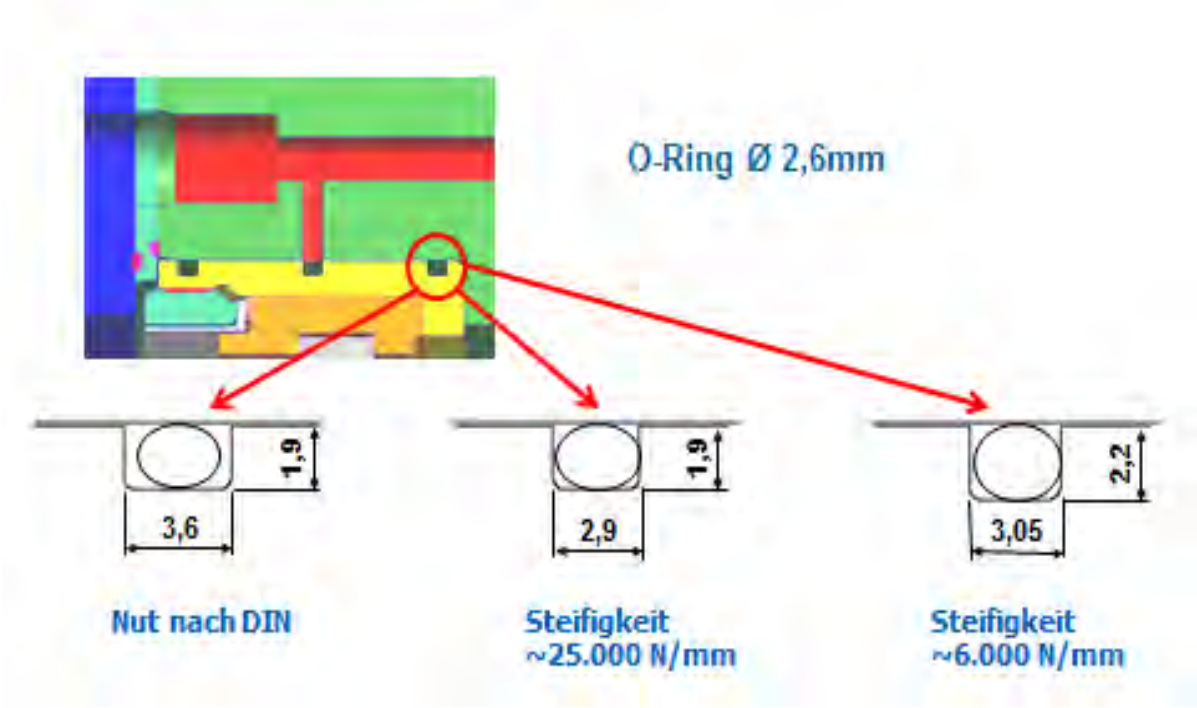

Abbildung 7: Modifikation einer O-Ringnut für einen Quetschöldämpfer [5]

c) Labyrinthdichtung

Es gibt zahlreiche Konstruktionen, die eine Labyrinthdichtung vorsehen und die möglicherweise auch funktionieren. Diese Konstruktionen sind meist empirisch entstanden. Sie entziehen sich häufig einer theoretischen Analyse, weil die Dichtungswirkung in noch stärkerem Maße als bei Kolben- und O-Ringen von den Toleranzen aller Details abhängen. Bei einer Loslagerung kann der Dämpferinnenring im Dämpfungsöl axial „schwimmen“ oder einseitig anliegen. Dann ist eine Bestimmung des Dämpfungswertes kaum möglich, weil sich dieser im Betrieb ständig verändern kann. Ohne spezielle Erfahrungen rät der Autor von einer solchen Konstruktion ab.

d) Weitere Dichtungen

Es gibt natürlich noch weitere Dichtungsarten wie z. B. Simmerringe, die bei geeigneter Detailkonstruktion auch zu guten Ergebnissen führen können. Wenn man jedoch die radiale Federwirkung und den Ölabfluss in einer Umfangsnut berücksichtigen will, dann sind Kolben- und O-Ringe nach den Erfahrungen des Autors einfacher zu handhaben.

6 Dämpferabmessungen

Nach [3] und [4] hängt die Dämpfungswirkung d von den folgenden Größen ab:

$$d \sim (B*\eta) / \psi^3 ,$$

wobei B = Breite der wirksamen Dämpferfläche,
η = dynamische Viskosität des Öls und
ψ = relativer Dämpfungsspalt $\Delta R / R$
sind.

Danach gehen die Dämpferbreite und die von der Temperatur abhängige Ölviskosität linear in die Berechnung ein. Der Dämpfungsspalt ΔR beeinflusst die Dämpfungseigenschaften in der dritten Potenz, weshalb dieser Parameter die wichtigste Größe für die Dämpferauslegung darstellt.

Wenn man völlig frei in der Dämpfergestaltung ist, dann empfiehlt sich eine Relation der Dämpferbreite B zum Durchmesser D im Bereich von

$$B / D = 0{,}2 \text{ bis } 0{,}5.$$

Größere Breitenverhältnisse bringen im Allgemeinen keinen oder nur geringen Vorteil, weil einerseits die Ölversorgung in den Randbereichen schwierig ist und andererseits eine mögliche Verkantung schon bei geringer Durchbiegung der Welle zu Kantenpressungen im Dämpfer führen könnte.

Meistens lässt der Konstrukteur nicht so viel Platz für den Dämpfer und man ist gezwungen, schmale Breitenverhältnisse in der Größenordnung von $B/D < 0{,}2$ zu akzeptieren. Um die oben beschriebenen Dichtungseinflüsse nicht dominant werden zu lassen, wird empfohlen, die Größenordnung von $B/D = 0{,}1$ nicht zu unterschreiten. Sehr schmale Dämpfer führen nämlich dazu, dass der Dämpfungsspalt entsprechend klein gewählt werden muss, um den für die Rotordynamik günstigsten Dämpfungswert erreichen zu können. In der Praxis ist es jedoch wenig sinnvoll, diesen Spalt beliebig klein zu machen, weil dann Toleranzen und Oberflächenfehler (Unrundheiten, thermische und mechanische Verformungen, Oberflächengüte u.a.) eine immer größer werdende negative Rolle für die Funktion des Dämpfers spielen können. Die rechnerische Auslegung des Dämpfers wird dann immer schwieriger und ungenauer. Empfohlen wird daher, den Nominalspalt möglichst nicht kleiner als $\Delta R = 0{,}1$ mm zu machen. Gewöhnlich liegen die Dämpfungsspalte für Nenndurchmesser zwischen D = 50 und 200 mm in der Regel bei $\Delta R = 0{,}15$ bis 0,3 mm. Eine genaue Fertigung mit engen Toleranzen sowie eine entsprechende Qualitätssicherung, auch während der Montage, sind in jedem Falle erforderlich.

7 Ölversorgung des Dämpfers

Wie oben bereits erwähnt, muss der Dämpfungsspalt ständig mit Öl gefüllt sein, um für die lineare Auslegung berechenbar zu bleiben. Durch die rotordynamischen Schwingbewegungen wirkt der Quetschöldämpfer wie eine Pumpe, die mit hoher Frequenz und sehr hohen Drücken das Öl wegquetscht. Dabei soll es möglichst in Umfangsrichtung fließen, was am besten in breiten und axial abgedichteten Dämpfern funktioniert. Außerdem müssen Ölverluste sehr schnell ausgeglichen werden, damit der sofortige Rückfluss funktionieren kann und keine Luftblasen entstehen oder Kavitation auftritt.

Auf die Ölversorgung des Quetschöldämpfers ist deshalb besonderes Augenmerk zu legen. Die Ölzuführungsbohrung sollte so groß sein, dass der Strömungswiderstand hier deutlich geringer ist als beim axialen Ölaustritt mit oder ohne axiale Abdichtung. In Abbildung 8 aus [6] wird gezeigt, dass eine Bohrung mit D = 2 mm Durchmesser bei großer Unwucht und trotz Kolbenringdichtung nicht ausreicht, um ein befriedigendes Schwingungsverhalten zu erreichen. Bei D = 4 mm Durchmesser dagegen gelang dies besser. Drei Bohrungen mit je 4 mm Durchmesser über den Umfang verteilt haben hier allerdings keinen weiteren Vorteil gebracht, weil die bereits vorhandene Ölverteilungsnut für eine ausreichende Ölverteilung sorgt.

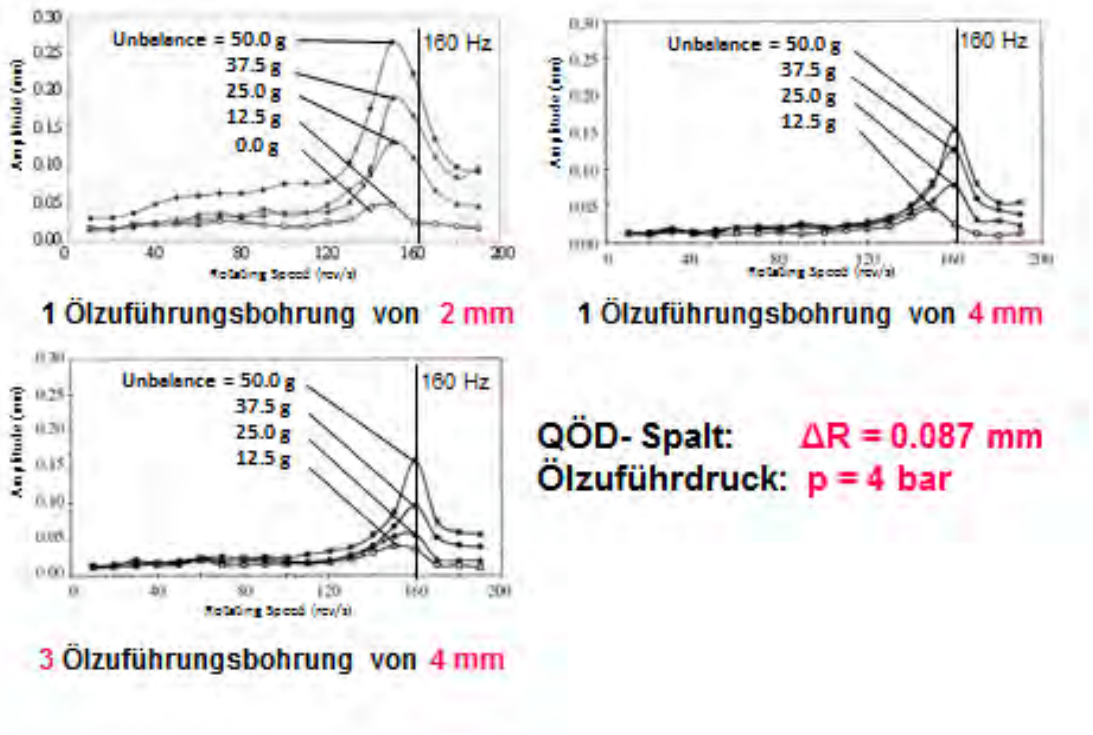

Abbildung 8: Schwingungsamplituden eines wälzgelagerten hochtourigen Rotors mit einem Quetschöldämpfer, variierten Unwuchtgrößen und Ölzuführungsbohrungen [6]

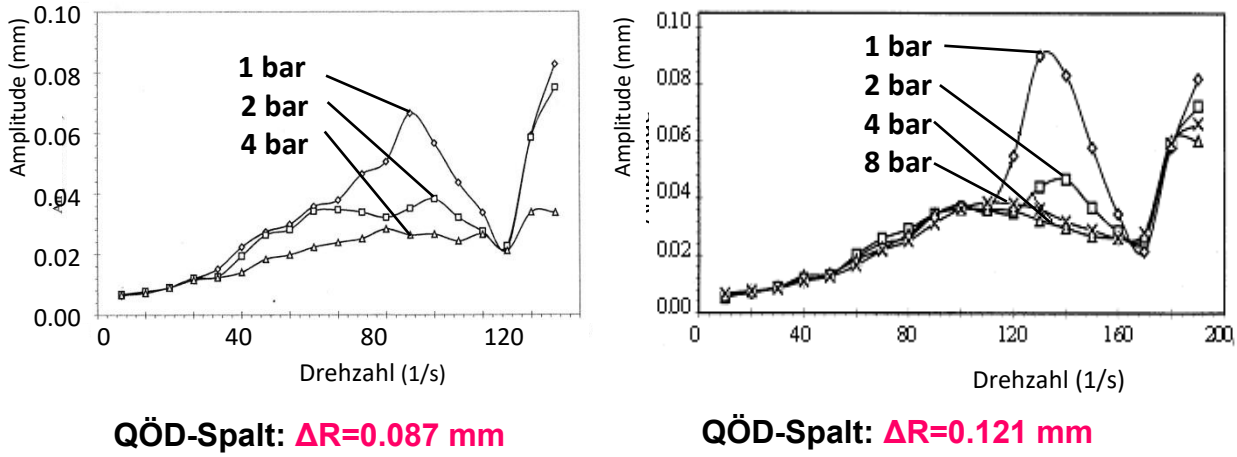

Abbildung 9: Schwingungsamplituden eines wälzgelagerten hochtourigen Rotors mit einem Quetschöldämpfer mit verschiedenen Radialspalten, großer Unwucht U = 2500 gmm (50 g) und verändertem Ölzuführdruck [6]

Dazu ist allerdings auch ein ausreichender Öldruck notwendig, der bei diesen Versuchen bei 4 bar lag. Ein zu geringer Ölzuführdruck hat eine ähnliche Wirkung wie eine Strömungsdrosselung beim Öleintritt in den Dämpfer, was die Gefahr der Blasenbildung und einer möglichen Kavitation erhöht. Abbildung 9 zeigt, dass ein geringer Ölzuführdruck Einfluss auf die Schwingungsamplituden hat und auch zu instabilen Zuständen im Dämpfer führen kann.

Um das Öl im Dämpfer in Umfangsrichtung in beide Richtungen schnell zu verteilen, ist eine Nut hilfreich (Abb. 1 und 5). Durch sie wird die zur Verfügung stehende Dämpferfläche zwar verringert, aber man hat eine höhere Sicherheit, dass der gesamte Spalt rechtzeitig und ausreichend mit Öl versorgt wird. Der Querschnitt dieser Nut sollte groß genug sein, wenigstens 60 % der Ölzuführbohrung, damit der Strömungswiderstand in diesem Bereich gering gehalten werden kann.

Wenn genügend Platz für die Dämpferbreite vorhanden ist, dann empfiehlt sich eine Nut in der Mitte des Dämpfers, so dass beide Dämpferabschnitte gleichmäßig mit Öl versorgt werden können. Einen Kompromiss stellt die in Abb. 1 asymmetrische Lage der Ölverteilungsnut dar. Die Ölversorgung der Dämpferfläche ist dann immer noch relativ gut, aber eine axiale Abdichtung mindestens auf der Nutseite (Abb. 5) ist zwingend erforderlich.

8 Richtlinien für eine Dämpferkonstruktion

Die nachfolgend zusammengefassten Regeln entstammen den oben beschriebenen konstruktiven Hinweisen für eine gute Dämpferkonstruktion. Diese können allerdings nur Richtlinien sein, die im Einzelfall oder bei extremen Betriebsbedingungen angepasst bzw. modifiziert werden müssen:

- Die rotordynamischen Berechnungen sollten mindestens 120 % oder besser 150 % des vorgesehenen Drehzahlbereiches umfassen. Eine geeignete Parametervariation hinsichtlich der Unwuchtverteilung soll das Schwingungsverhalten des Rotor-Lager-Systems zeigen.

- Mit Hilfe der Parametervariation der angenommenen Dämpfungswerte lässt sich der angestrebte Dämpfungswert bestimmen. Die zugehörigen Dämpferabmessungen lassen sich aus der Literatur (z.B. [3]) bestimmen.

- Das Breiten-Durchmesser-Verhältnis B/D sollte möglichst zwischen 0,2 und 0,5 liegen. Jedenfalls sollte B/D = 0,1 möglichst nicht unterschritten werden.

- Der Dämpfungsspalt ΔR sollte im Bereich von 0,15 bis 0,3 mm liegen. Jedenfalls sollte eine Unterschreitung von ΔR = 0,1 mm vermieden werden, um Einflüsse von Oberflächentoleranzen und damit auch den Fertigungsaufwand klein halten zu können. Die Toleranzen sollten für den Spalt in der Summe kleiner als +/- 10 % gehalten werden.

- Für eine sichere Funktion empfiehlt sich im Allgemeinen eine axiale Abdichtung mit Kolben- oder O-Ringen. Die Nutabmessungen sind dabei entsprechend eng zu halten. Die Spiele im Dichtungsbereich sollten die Größenordnung des Dämpfungsspaltes möglichst unterschreiten.

- Eine umlaufende Ölverteilungsnut ist mindestens bei Lagern mit großen Durchmessern zu empfehlen. Der Strömungsquerschnitt sollte dabei bei mehr als 60 % der zugehörigen Ölzuführbohrung sein.

- Die Ölzuführungsleitungen und -bohrungen sollten keine Strömungsdrossel darstellen. Bei Dämpferdurchmessern im Bereich von 100 mm sollten die Bohrungen wenigstens einen Durchmesser von D = 3 bis 4 mm aufweisen.

- Der Ölzuführdruck spielt für die Dämpferfunktion nur indirekt eine Rolle. Er muss aber für eine ausreichende Füllung des Dämpfungsspaltes sorgen. Ca. p = 5 bar ist im Allgemeinen ausreichend; p = 2 bar kann bei großen Unwuchten zu wenig sein.

- Neben einer üblichen Qualitätssicherung der gefertigten Teile empfiehlt sich während der Montage auch eine Beweglichkeitsprüfung der Dämpferbauteile. Die Dämpfungshülse muss sich im Rahmen des Dämpfungsspaltes frei bewegen lassen.

Der Hauptparameter für Rotorschwingungen ist jedoch die Unwucht bzw. die Verteilung der Unwuchten. Eine ausreichende Wuchtgüte des Rotors ist sehr wichtig, da streng genommen nur bei kleinen Schwingungen um die statische Gleichgewichtslage und bei kleinen Exzentrizitäten das Schwingungsverhalten des Rotors als linear betrachtet werden kann.

9 Zusammenfassung

Im vorliegenden Bericht wird gezeigt, dass die sichere Funktion eines Quetschöldämpfers von zahlreichen Parametern abhängt, die sich gegenseitig beeinflussen können. Neben den Hauptabmessungen des Dämpfers (Breite und Durchmesser) hat der Radialspalt den größten Einfluss auf die Dämpfungswirkung. Die Ölzuführung und eine axiale Abdichtung des Dämpfungsspaltes spielt insbesondere bei großen Dämpferabmessungen und großen Spalten eine wichtige Rolle. Bei sehr kleinen Dämpfungsspalten können eventuelle Rundheitsabweichungen und Oberflächenfehler der Dämpferflächen eine negative Rolle spielen und zum Versagen des Dämpfers führen.

Die Auswirkungen ungünstiger Dämpferkonstruktionen bzw. ungünstiger Betriebsbedingungen werden an einigen Beispielen gezeigt. Abschließend werden einige allgemeine Richtlinien für die Dämpferauslegung und den Dämpferbetrieb erstellt, die auf den Erfahrungen des Autors beruhen. Im Einzelfall sind Abweichungen von diesen Empfehlungen möglich und manchmal auch erforderlich. Eine erfolgreiche Funktion eines Quetschöldämpfers hängt maßgeblich auch von einer ausreichenden Wuchtgüte des jeweiligen Rotors ab.

Literatur:

[1] Domes, B. (1983): *Rechnerische Untersuchung des Schwingungsverhaltens eines hochtourigen Rotors,* VDI-Schwingungstagung, Köln 1983.

[2] Domes, B. (2008): *Vibration phenomena in aero-engines.* IMechE conference, Exeter, Great Britain, 8.-10. September 2008.

[3] Schwer, M. (1986): *Eigenschaften von Quetschöldämpfern – Ein Beitrag zur zuverlässigen Auslegung einer äußeren Lagerdämpfung*. Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe.

[4] Stanski, U. (1975): *Bauelemente für die äußere Lagerdämpfung (experimentelle und theoretische Untersuchungen).* Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe.

[5] Domes**,** B., Baumann, H. und Henkel, E. (2013): *Rotordynamische Auslegung eines Prüfstands für aerodynamische und akustische Untersuchungen,* SIRM 2013 – 10. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Berlin, Deutschland

[6] Domes, B. und Levesley, M. (2006): *Non-linear Behaviour of a Squeeze Film Damper – Experimental Results.* 7th IFToMM – Conference on Rotor Dynamics, Wien.