

Determinismus der subharmonischen Schwingungen in gleitgelagerten Turbomaschinen

Dr.-Ing. Christian Daniel¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke²⁾, Dipl.-Ing. Steffen Nitzschke³⁾,
Dipl.-Ing. Stefan Göbel⁴⁾, Prof. Dr.-Ing. Jens Strackeljan⁵⁾

¹⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, christian.daniel@ovgu.de, 0391 67 51329

²⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, elmar.woschke@ovgu.de, 0391 67 57071

³⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, stefen.nitzschke@ovgu.de, 0391 67 512679

⁴⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, stefan.goebel@ovgu.de, 0391 67 52409

⁵⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, jens.strackeljan@ovgu.de, 0391 67 58543

Zusammenfassung

Turbomaschinen spielen aktuell im Zusammenhang mit Verbrennungskraftmaschinen eine wichtige Rolle, da nur mit der Unterstützung von Abgasturboladern die strengen Abgasnormen und Verbrauchskennwerte bei entsprechend hoher Leistung erzielt werden können. Ein wesentlicher konstruktiver Bestandteil ist die Lagerung, welche aufgrund der vorteilhaften thermischen und mechanischen Eigenschaften vorrangig als Gleitlager umgesetzt wird. Von automotiven Abgasturboladern als vergleichsweise kleine Turbinen bis hin zu Dampf- oder Gasturbinen sind Gleitlagerungen weit verbreitet. Die Untersuchung der Maschinengruppe schnell-drehender, gering belasteter und gleitgelagerter Rotoren steht im Fokus des vorliegenden Beitrags, da die nichtlinearen Eigenschaften der Lagerung einen wesentlichen Einfluss auf die maximalen Schwingungsamplituden haben. Die typischen Resonanzbedingungen linearer Systeme sind in diesen Fällen unzureichend und müssen daher um nichtlineare Effekte erweitert werden. Die Wirkprinzipien der subharmonischen Schwingungsanregung in gleitgelagerten Systemen und deren Wechselwirkung mit den Eigenfrequenzen des Systems werden am Beispiel des Abgasturboladers untersucht und charakterisiert. Da hierzu die rückwirkungsbehaftete Berücksichtigung der Interaktion zwischen Rotorsystem und Lagerung für eine detaillierte Abbildung der wesentlichen Effekte unumgänglich ist, wird das am IFME entwickelte Simulationstool EMD verwendet, welches neben der transienten Untersuchung des nichtlinearen Systemverhaltens auch die Analyse des Eigenverhaltens in Form von Campbell-Diagrammen ermöglicht.

Schlüsselwörter: Turbolader, MKS, FEM, Subharmonische Schwingungen, Simulation

1. Einleitung

Die Auslegung von Gleitlagern in schnell drehenden Systemen bekommt bei kürzer werdenden Entwicklungszeiten und gleichzeitiger Minimierung von Prüfstandsversuchen eine besondere Bedeutung. Die Verlagerung der Produktentwicklung in ein frühes Stadium der Auslegung und die sichere Festlegung wichtiger Konstruktionsparameter erfordert präzise Simulationsmethoden. Dazu gehört eine ausreichende Modellierungstiefe zur Abbildung der physikalisch auftretenden Effekte, wobei die Simulationszeit in einem praktikablen Rahmen gehalten werden muss, um Parametervariationen mit definierten Parametern und Stufen durchführen zu können.

Für schnell rotierende gleitgelagerte Systeme ist zudem eine ganzheitliche rückwirkungsbehaftete Betrachtung von Rotordynamik und Hydrodynamik wichtig, da nur durch die direkte Kopplung beider Teilprobleme Effekte wie Ölanregung, welche auch als Oil-Whirl bezeichnet wird, dargestellt und damit zu erwartende Anregungsmechanismen abgebildet werden können. Die simultane Lösung beider Teilprobleme erfolgt durch eine Zeitintegration der Bewegungsgleichungen des Systems unter Berücksichtigung der nichtlinearen Rückstellkräfte der Schmierfilme der Gleitlager, welche in jedem Zeitschritt durch die Lösung der Schmierfilmgleichungen (Reynoldssche Differentialgleichung) bestimmt werden. Diese Methode ist bei der Kopplung bestehender kommerziell verfügbarer Programme zur Lösung der Teilprobleme mit einem hohen Rechenzeitaufwand verbunden, welcher durch die Beseitigung der externen Schnittstellen im verwendeten Programm EMD relativiert wird. Mit der Integration der Schnittstelle innerhalb eines Programmsystems sinkt zudem die Fehlerrate bei der Modellierung. Folglich sind Parametervariationen über geometrische Parameter oder hydrodynamische Randbedingungen der Gleitlager einfach und direkt umsetzbar [1]-[5].

Alle in diesem Beitrag durchgeführten Simulationen, erfolgten mit dem Programmsystem EMD.

2. Aufbau schwimmbuchsengelegter Abgasturbolader

Der Abgasturbolader besteht aus einer Turbine und einem Verdichter, deren Laufräder auf einer gemeinsamen Welle angeordnet sind. Die Welle wird durch zwei Gleitlager am Lagergehäuse abgestützt, wobei diese aufgrund der vorteilhaften Dämpfungseigenschaften, die sich aus den in Reihe geschalteten Schmierfilmen ergeben, als Schwimmbuchsenlager ausgeführt sind. Konkret resultiert daraus, eine Lagerung der Welle in der frei rotierenden Buchse (inneres Gleitlager), welche ihrerseits im Gehäuse des Turboladers gelagert ist (äußeres Gleitlager). Der prinzipielle Aufbau kann Bild 1 entnommen werden.

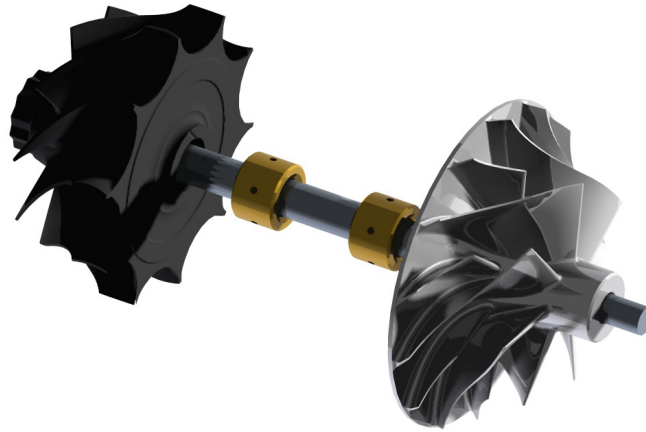


Bild 1 : Grundkomponenten des schwimmbuchsengelegten Abgasturboladers

3. Grundlagen der nichtlinearen Rotordynamik von Turbomaschinen

Die wesentlichen Bausteine der nichtlinearen Berechnung gleitgelagerter Rotorsysteme sind durch die Mechanik der bewegten Festkörper und die Hydrodynamik im Schmierfilm des Gleitlagers determiniert. Die dabei zur Anwendung kommenden Grundgleichungen werden im Folgenden aufgeführt. Entsprechend detaillierte Darstellungen können z.B. [6], [7], [8], [9] entnommen werden.

3.1 Bewegungsgleichungen

Im Bereich der Mehrkörpersysteme kann eine grundlegende Klassifizierung der Körpertypen in Mehrkörpersystemen in starre und elastische Elemente erfolgen. Die räumliche Dynamik starrer Körper lässt sich bei geeigneter Wahl der Referenzsysteme überschaubar darstellen - Gl. 1. Die Lösung dieser nichtlinearen gewöhnlichen Differentialgleichungen stellt dennoch in Abhängigkeit der Systemparameter (Steifigkeit des Differentialgleichungssystems) erhebliche Anforderungen an den Lösungsalgorithmus.

$$\underline{M}(y) \cdot \ddot{y} + \underline{h}_\omega(\dot{y}) = \underline{h}_a(t, y, \dot{y}) \quad \text{Gl. 1}$$

Hier sind in Verbindung mit nichtlinearen Rückstellkräften \underline{h}_a in der Regel semi-explizite Zeitintegrationsverfahren mit variabler Schrittweitensteuerung von Vorteil.

Die Abbildung elastischer Körper wird üblicherweise mit der Finiten Element Methode realisiert. FE-Modelle komplexer Strukturen, wie z.B. Gehäuse von Turbomaschinen, weisen eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden auf und müssen für die Verwendung in einem Mehrkörpersystem zwingend auf eine praktikable Zahl an Freiheitsgraden reduziert werden. Zudem erfolgt eine Unterteilung in globale Referenzbewegung und überlagerte kleine elastische Deformationen. Dem gegenüber kann der Wellenstrang mit 1D Elementen, die per se die Rotationseigenschaften bereits berücksichtigen (Balkentheorie - Timoshenko oder Euler) abgebildet werden, welche auf eine gewöhnliche Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten führt - Gl. 2. Diese Elemente können komplexe Wellenstränge mit wenigen Freiheitsgraden abbilden, sodass eine Reduktion nicht zwingend notwendig ist.

$$\underline{M} \cdot \ddot{y} + (\underline{D} + \Omega \cdot \underline{G}) \cdot \dot{y} + \underline{C} \cdot y = \underline{f}_a(t, y, \dot{y}) \quad \text{Gl. 2}$$

3.2 Hydrodynamik

Die Abbildung der Gleitlager erfolgt auf Basis der die Hydrodynamik beschreibenden Reynoldsschen Differentialgleichung, welche mit verschiedenen Einschränkungen und Annahmen aus den Navier-Stokes-Gleichungen abgeleitet werden kann.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad [6] \quad \text{Gl. 3}$$

Gl. 3 ist eine partielle elliptische Differentialgleichung, die für allgemeine Randbedingungen, nur mit numerischen Verfahren gelöst werden kann. Für ein einfaches Kavitationsmodell nach Gümbel lässt sich die Druckverteilung im Schmierfilm durch die Lösung eines linearen Gleichungssystems bestimmen. Für übliche Diskretisierungen des Schmierfilmgebietes erreichen die Gleichungssysteme 1,000 bis 2,000 Unbekannte, welche in jedem Zeitschritt simultan gelöst werden müssen.

In der Vergangenheit wurden zur Umgehung der direkten Lösung der Schmierfilmgleichungen Linearisierungen für bestimmte Wellenpositionen angewendet. Dabei können Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen für die Rückstellkräfte abgeleitet werden [10]. Diese Methode gerät an ihre Grenzen, wenn die statischen Kräfte sehr gering sind, sodass die Welle den ganzen Spielkreis in der Lagerschale ausnutzt. Zwar können diese linearisierten Matrizen in Kennfelder für verschiedene Parameter wie Drehzahl und Wellenverlagerung entwickelt werden, jedoch übersteigt die Dimensionalität der Kennfelder bei Berücksichtigung von Verkippung der Welle sehr schnell den praktikablen Bereich. Gerade diese Verkippung im Gleitlager ist besonders wichtig um Kantenträger, also Festkörperkontakt zwischen Welle und Lagerschale, abbilden zu können [11]. In viele Berechnungsmethoden wird die Verkippung vernachlässigt, wodurch das Tragverhalten des Gleitlagers nur unzureichend abgebildet wird.

4. Hochlaufsimulation

Wird das beschriebene Vorgehen im Sinne einer rückwirkungsbehafteten ganzheitlichen Simulation auf einen automotiven Abgasturbolader in einer full-floating Schwimmbuchsenlagerung angewendet, können das Bewegungsverhalten des Rotors und die Druckverteilung in den Lagerstellen detailliert untersucht werden. Hieraus können sowohl Aussagen bzgl. tribologischer Parameter, die bspw. die Lebensdauer der Lager bestimmen, als auch rotordynamische Fragestellungen, wie maximale Amplituden und Stabilität des Systems, abgeleitet werden. Die Simulation des Hochlaufs auf die zulässige Höchstdrehzahl, im betrachteten Beispiel 150,000 U/min, zeigt die Charakteristika schwach belasteter, gleitgelagerter Rotorsysteme. Die Daten des verwendeten Turboladers sind in Tabelle 1 dokumentiert.

Tabelle 1 : Modelldaten des Abgasturboladers

Parameter	Wert
Rotorlänge	140 mm
Wellendurchmesser	9 mm
Rotormasse	0.505 kg
Unwucht Turbine	60 mg · mm
Unwucht Verdichter	50 mg · mm
Masse Turbinenrad	0.34 kg
Massenträgheitsmoment Turbinenlaufrad	(7.5, 7.5, 8) · 10 ⁻³ kg · m ²
Masse Verdichterlaufrad	0.085 kg
Massenträgheitsmoment Verdichterlaufrad	(2.5, 2.5, 3) · 10 ⁻³ kg · m ²
Masse einer Schwimmbuchse	0.009 kg
Massenträgheitsmoment einer Schwimmbuchse	(2.8, 2.8, 4) · 10 ⁻⁷ kg · m ²
Innenlager Durchmesser / Breite	9/7 mm
Außenlager Durchmesser / Breite	19/10 mm
rel. Lagerspiel innen	4 · 10 ⁻³
rel. Lagerspiel außen	1.2 · 10 ⁻²
Koppelbohrungen in der Schwimmbuchse	5 × 1.8 mm
Öltyp	5W30
Temperatur	90°C
Zufuhrdruck	3.5 bar

Der betrachtete Abgasturbolader (Darstellung siehe Bild 1) findet in kleineren LKW Motoren Anwendung.

Eine Untersuchung des Systemverhaltens kann zur Berücksichtigung transienter Effekte durch eine Simulation des Hochlaufverhaltens erfolgen. Die Auswertung der resultierenden Schwingungen erfolgt in der Regel aufgrund der besseren Zugänglichkeit für entsprechende Messaufnehmer zum Abgleich mit experimentellen Daten am verdichterseitigen Wellenende. Um weiterführende Aussagen über Frequenzinhalte des Schwingungssignals zu erhalten, wird dieses unter Verwendung der FFT in ein Spektrogramm überführt - Bild 2.

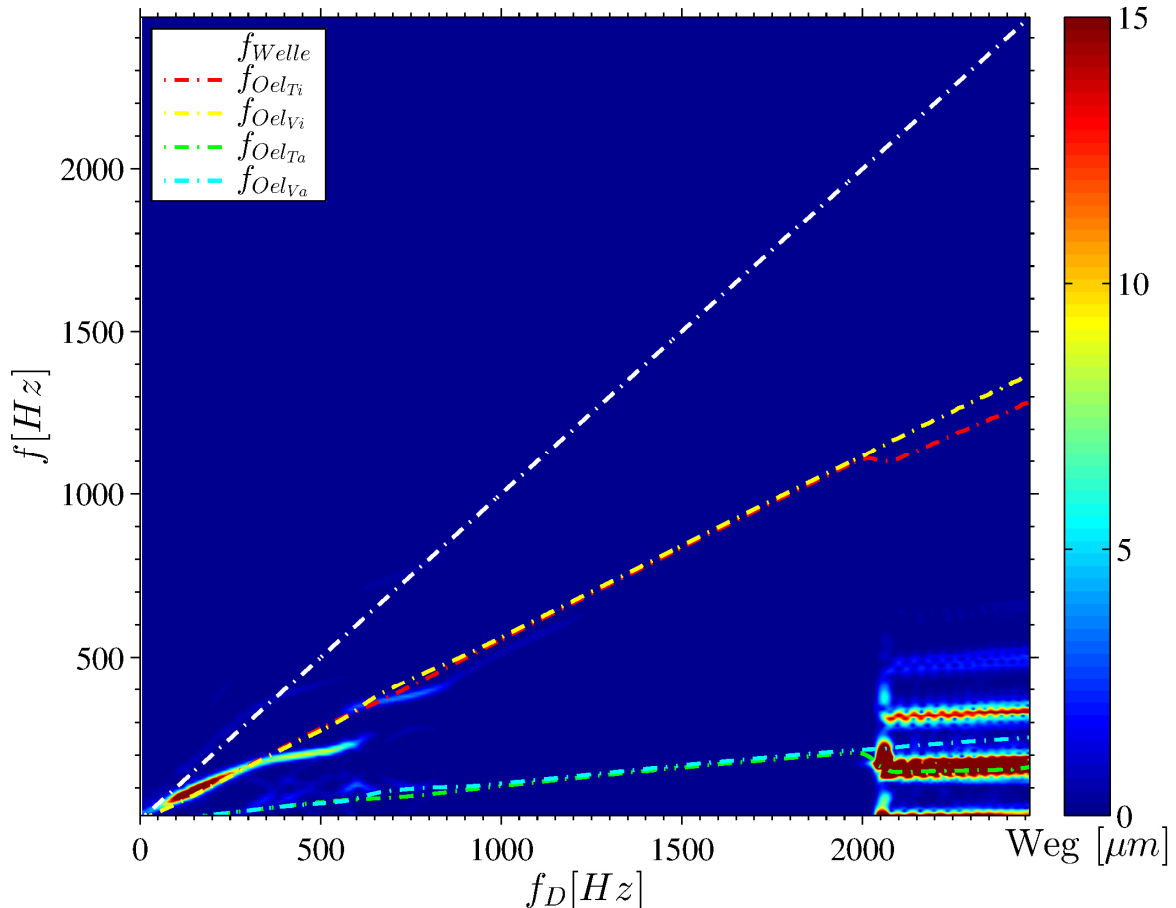


Bild 2 : Hochlauf ATL in full-floating Schwimmbuchsen

Obwohl die Laufräder unwuchtbehaftet sind, ist die drehzahlsynchrone Schwingung von untergeordneter Größe. Vielmehr treten subharmonische Schwingungsanteile auf, welche in der Literatur hinlänglich beschrieben sind [12]-[14]. Charakteristisch ist der sprunghafte Wechsel zwischen den Subharmonischen, wobei jeder Subharmonischen eine andere Schwingungsform zugeordnet werden kann. Dabei lassen sich eine konische Bewegung der Welle wie in Bild 3 (links und rechts) und eine zylindrische Bewegung der Welle (Bild 3 Mitte) identifizieren.

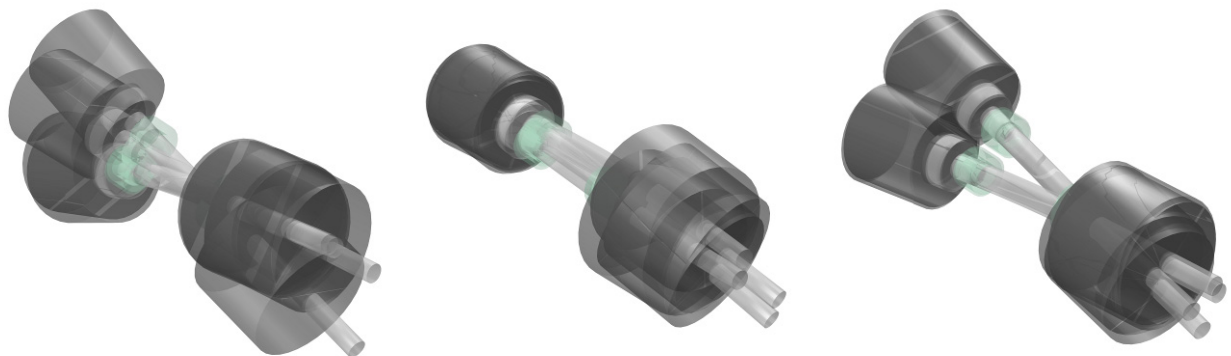


Bild 3 : Sub1 - $f_D = 200\text{Hz}$ (links); Sub2 - $f_D = 700\text{Hz}$ (Mitte); Sub3 - $f_D = 2300\text{Hz}$ (rechts)

Die Schwingungsfrequenz der Subharmonischen wird durch die mittlere Umlauffrequenz des Öls im Schmier-spalt angeregt. Die Bestimmung wird durch die Mittelung des simulierten Strömungsfeldes im Schmierfilm in Umfangsrichtung erreicht – Gl. 4.

$$\bar{U}_{\dot{O}l} = \frac{1}{A} \iint_{(A)} U_{\dot{O}l}(x, y) dA \quad \text{Gl. 4}$$

Die lokale auf die Spalthöhe bezogene Ölgeschwindigkeit an einem Gitterpunkt kann mit Gl. 5 bestimmt werden.

$$U_{\dot{O}l}(x, y) = -\frac{\partial p(x, y)}{\partial x} \cdot \frac{H(x, y)^2}{12 \cdot \eta} + \frac{(U_w + U_s)}{2} \quad \text{Gl. 5}$$

Mit dem Wellendurchmesser ergibt sich dann die Ölumlaufgeschwindigkeit, welche die Quelle der subharmonischen Anregung darstellt.

$$f_{\dot{O}l} = \frac{2 \cdot \bar{U}_{\dot{O}l}}{D_w} \quad \text{Gl. 6}$$

Wegen der mitrotierenden Buchse ist die Ölumlaufgeschwindigkeit im inneren und äußeren Lager abhängig von der Schwimmbuchsendrehzahl. Diese ergibt sich aus dem dynamischen Momentengleichgewicht aller angreifenden Lasten und Trägheiten und ist damit direkt abhängig von der in den Schmierfilmen vorliegenden Druckverteilung, welche selbst wiederum von der Schwimmbuchsendrehzahl beeinflusst wird. In Bild 2 ist zu erkennen, dass bei einer Drehfrequenz von 2,300Hz die Ölumlaufgeschwindigkeit des äußeren turbinenseitigen Lagers mit der Subharmonischen (Sub3) identisch ist. Analog dazu existieren auch im unteren Drehzahlbereich entsprechende Übereinstimmungen bzgl. Sub1 und Sub2.

Die Anregung der subharmonischen Schwingungen ist damit eindeutig den Ölumlaufgeschwindigkeiten zuzuordnen, wobei noch weitere Systemparameter für dieses Schwingungsphänomen charakteristisch sein müssen, da nicht in allen Drehzahlbereichen große Amplituden vorhanden sind. Zudem lässt sich aus der reinen Existenz des Anregungsmechanismus der sprunghafte Wechsel zwischen den Subharmonischen nicht erklären. Zur weiterführenden Untersuchung muss das Eigenverhalten des Systems untersucht werden.

5. Eigenverhalten und Resonanzbedingungen

Die Bestimmung des Eigenverhaltens liefert zusammen mit den Anregungsfrequenzen mögliche Resonanzstellen. Die Eigenwerte eines gleitgelagerten Systems, welches durch seine nichtlinearen Rückstellkräfte im Schmierfilm kein lineares Verhalten zeigt, sind nur durch eine Linearisierung des Systemverhaltens in einem definierten Betriebspunkt berechenbar.

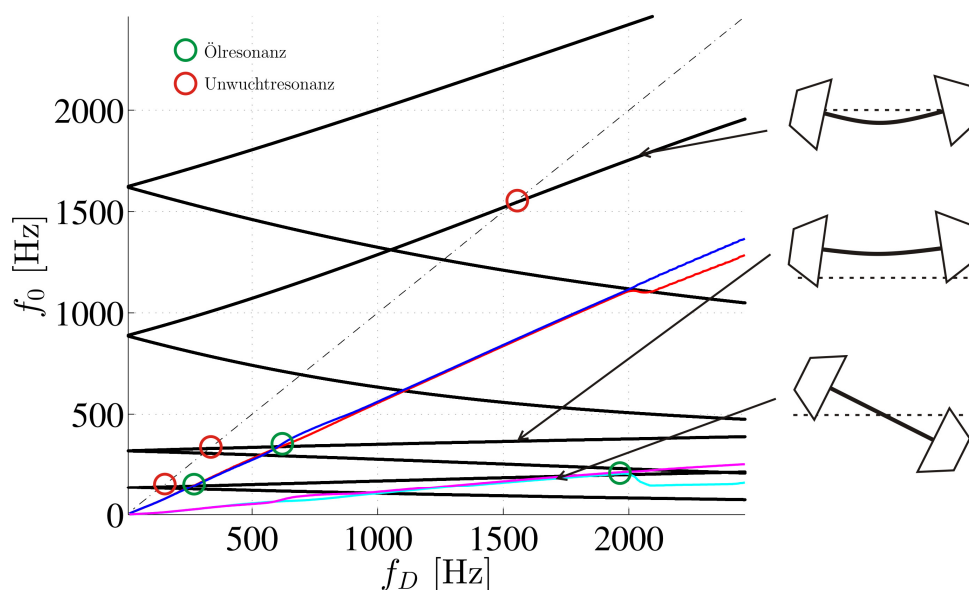


Bild 4 : Eigenfrequenzen des Systems mit konstanten Lagersteifigkeiten

Die Eigenwerte und die Eigenvektoren sind dann nur in der Nähe des Betriebspunktes gültig. Genau da liegt die Schwierigkeit bei schwach belasteten gleitgelagerten Systemen wie Abgasturboladern, da durch die geringen gerichteten Kräfte die Welle eine kreisförmige Bewegungen um die Lagermitte durchführt und somit aufgrund der nichtlinearen Lagereigenschaften kein definierter Betriebspunkt existiert. Um dennoch eine Möglichkeit zu haben, das Eigenverhalten zu bestimmen, können die Gleitlager in erster Näherung durch konstante Ersatzsteifigkeiten ersetzt werden, die sich wiederum aus einer Mittelung der Schmierfilmsteifigkeit ergeben. Die resultierende Differentialgleichung ist von linearer Gestalt und liefert mit der Variation der Drehzahl ein Campbell-Diagramm - Bild 4.

Als Anregungsfrequenzen sind unwuchtbedingt die Wellendrehzahl und gleitlagerbedingt die Ölumlauffrequenz eingezeichnet. Schnittpunkte mit Gleichläufen, also ansteigenden Ästen, führen zu Resonanz. Beim Turbolader ist die Resonanz durch die Wellendrehzahl bzw. die Unwuchtkräfte sehr gering ausgeprägt. Häufig sind „subharmonische Resonanzen“ dominant. Diese treten auf, wenn ein Oil-Whirl, also eine Ölumlauffrequenz, auf eine Eigenfrequenz eines Gleichlaufs trifft. Für den betrachteten Turbolader gibt es Schnittpunkte bei ca. 250Hz, 600 Hz und 2,000Hz. Die sich einstellende Schwingung resultiert aus der angeregten Eigenform, wodurch es zum Wechsel zwischen konischer und zylindrischer Schwingungsform kommt - vgl Bild 3 und Bild 4.

Die Genauigkeit des Vorgehens mit gemittelter Steifigkeit ist nicht ausreichend, um eine Vorhersage von Resonanzstellen hinreichend sicher zu realisieren. Zudem bleibt unklar, warum die Resonanz der Unwucht mit dem Gleichlauf eins und zwei nicht im Zeitbereich sichtbar ist.

Eine Verbesserung kann mit einer detaillierteren, physikalisch motivierten Abschätzung der Ersatzsteifigkeiten der Schmierfilme erreicht werden. Dazu wird das System zu jedem validen Integrationsschritt während des Hochlaufs linearisiert. Für jeden Zeitpunkt des Hochlaufs ergibt sich durch eine numerische Linearisierung ein Ersatzsystem, dessen Eigenwerte bestimmt werden können. Bild 5 zeigt die Eigenwerte des nichtlinearen Rotor-systems, welche aufgrund der Schwankungen zwischen den Zeitschritten keinen stetigen Verlauf mehr zeigen. Um die Eigenwerte dennoch trennen zu können, werden sie als Punktwolke farblich getrennt dargestellt. In gleicher Zuordnung dazu sind die Dämpfungen der Eigenformen in Bild 6 aufgetragen.

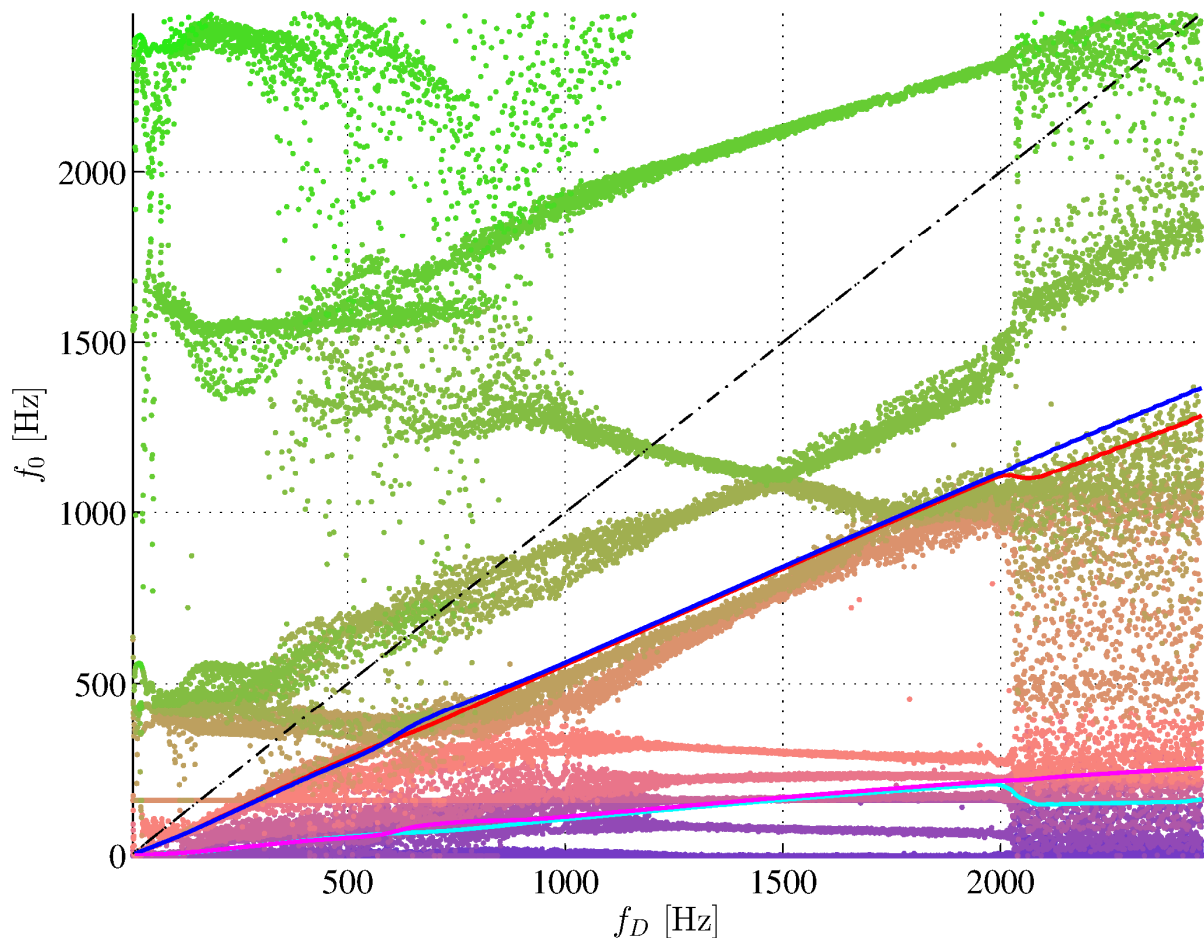


Bild 5 : Eigenfrequenzen des Systems mit nichtlinearen Lagersteifigkeiten

Außerhalb der subharmonischen Schwingungen lassen sich die Eigenfrequenzen scharf voneinander trennen. Im Bereich des Sub3 ab 2,000Hz Drehfrequenz ist die Änderung der Eigenfrequenzen, bedingt durch die großen Verlagerungen und damit auch Steifigkeitsänderungen in den Lagern, sehr groß.

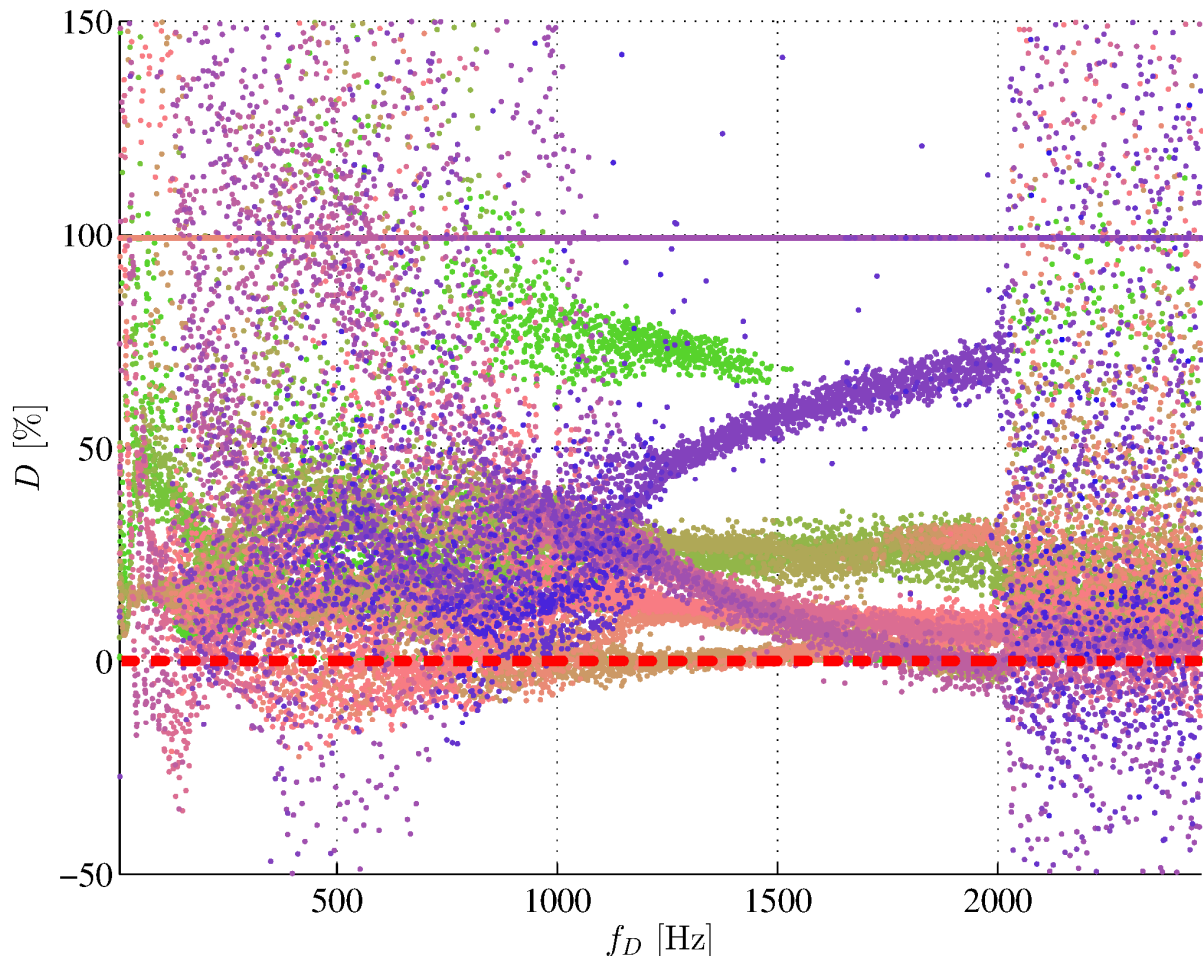


Bild 6 : Dämpfung des Systems mit nichtlinearen Lagersteifigkeiten

Zunächst ist in Bild 5 ersichtlich, wie die Zunahme der Lagersteifigkeit zu Beginn des Hochlaufs die Eigenfrequenzen der ersten beiden Gleichläufe beeinflusst. Die Eigenfrequenzen steigen bis ca. 300Hz proportional zur Wellendrehzahl an, da die Gleitlager im Stillstand und bei geringen Drehzahlen eine sehr geringe Steifigkeit aufweisen, die sich erst mit zunehmender Drehzahl erhöht. Die Eigenfrequenzen bleiben so unterhalb der Wellendrehzahl, weshalb folglich keine Resonanz der ersten beiden Gleichläufe infolge Unwucht auftritt.

Die Umlauffrequenz des Öls in den inneren Lagern liegt dagegen bis 400Hz auf einem Eigenfrequenzast, was die Verhältnismäßig großen Amplituden des Sub1 zu Beginn des Hochlaufs erklärt. Die Umlauffrequenz des Öls in den äußeren Lagern schneidet im Bereich von 1,500Hz einen Eigenfrequenzast ohne jedoch eine Resonanzüberhöhung zu erzeugen, erst bei 2,000 Hz wird der erste Gleichlauf, eine konische Schwingungsform, deutlich angeregt. Die Ursache dafür liegt im Abfall der Dämpfung in den negativen Bereich bei ca. 2,000 Hz. Die Zuordnung der Dämpfung ist durch die farbliche Kennzeichnung entsprechend der Eigenfrequenzen möglich.

Es ist anzumerken, dass die horizontale Linien bei $f_0 = 200\text{Hz}$ bzw. $D = 100\%$ Dämpfung durch die axialen Schwingung determiniert sind, wobei das Axiallager mit einer konstanten Federsteifigkeit und einem konstanten Dämpfungswiderstand modelliert wurde. Entsprechend weiterführende Modellierungen der hydrodynamischen Eigenschaften des Axiallagers und die Auswirkungen auf die Rotordynamik sind aktueller Forschungsgegenstand.

6. Resümee

Die Mechanismen der Anregung subharmonischer Schwingungen in gleitgelagerten Rotorsystemen können mit dem beschriebenen Modellierungsansatz anschaulich aufgezeigt werden. Dabei sind die Berechnung der mittleren Ölumlauffrequenz aus dem simulierten hydrodynamischen Druckfeld und die Eigenwerte des Systems von entscheidender Bedeutung. Zusammenfassend ergeben sich subharmonische Schwingungen, wenn eine Ölumlauffrequenz auf eine schwach gedämpfte Eigenfrequenz trifft. Unbedingt zu vermeiden ist der Betrieb in Drehzahlbereichen mit negativ gedämpften Eigenfrequenzen. Es stellen sich Schwingungen durch das gesamte Lagerpiel ein, welche in kurzer Zeit zur Zerstörung des Rotors führen können.

Die Vermeidung von „subharmonischen Resonanzbedingungen“ ist im Sinne der rotordynamischen Stabilität solcher Systeme anzustreben und durch konstruktive Änderungen der Lagergeometrie oder der Lagerspiele erreichbar. Bei full-floating Schwimmbuchsenlagern existieren zwei Schmierfilme, deren Ölumlaufigeschwindigkeit von der Schwimmbuchsendrehzahl abhängig ist. Diese stellt sich aufgrund der Reibmomente in den Lagern ein. Ein höheres Reibmoment im Außenlager z.B. durch ein geringes Lagerspiel führt zur Verringerung der Buchsendrehzahl, was die Ölumlauffrequenz innen erhöht und außen verringert. Die Lagerspiele bestimmen darüber hinaus den Druckaufbau durch die Scherströmung und die Dämpfung durch die Verdrängungsströmung im Schmierfilm. Damit haben die Lagerspiele Einfluss auf die Ölumlauffrequenzen und auf das Dämpfungsvermögen, die Auswirkungen von konstruktiven Änderungen sind damit sehr komplex und nichtlinear. Das Auffinden von optimalen Konstruktionsparametern ist mit gradientenbasierten oder evolutionären Optimierungsmethoden aufgrund des vergleichsweise hohen Rechenaufwands für einen Hochlauf, welcher im Bereich von mehreren Stunden liegt, nicht praktikabel. Eine Alternative bietet die DoE Methode [15], [16], welche den Aufbau eines effektiven Versuchsplans auf Basis abgeleiteter Metamodelle für die Bestimmung relevanter Konstruktionsparameter ermöglicht.

Literaturverzeichnis

- [1] Woschke, E.; Göbel, S.; Nitzschke, S.; Daniel, C.; Strackeljan, J.: Influence of bearing geometry of automotive turbochargers on the nonlinear vibrations during run-up, Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics. - Cham : Springer International Publishing, 2015, pages 835-844
- [2] Daniel, C.; Göbel, S.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Numerical simulation of the dynamic behaviour of turbochargers under consideration of full-floating-ring bearings and ball bearings, ICOVP 2013 - 11th International Conference on Vibration Problems
- [3] Daniel, C.; Woschke, E.; Nitzschke, S.; Strackeljan J.; Driot, N.; Braun, K.-L.; Koutsovasilis, P. : Validierung der Hochlaufsimulation für automotiv Abgasturbolader, SIRM 2015 – 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Magdeburg, Deutschland, 23. – 25. Februar 2015
- [4] Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Numerische Simulation des instationären Verhaltens der Schwimmbuchsenlagerung in Turboladern, SIRM 2011 - 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Darmstadt, Germany, 21. – 23. February 2011, Paper-ID 07
- [5] Woschke, E.; Daniel, C.; Nitzschke, S.; Strackeljan, J.: Numerical run-up simulation of a turbocharger with full floating ring bearings, ICOVP 2011 – International Conference on Vibration Problems, Prag, Czech Republic, 05. – 08. September 2011
- [6] Lang, O. R.; Steinhilper, W.: Gleitlager: Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung. Springer, 1978
- [7] Schwertassek, R.; Wallrapp, O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme, Vieweg, 1999
- [8] Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L.: The finite element method Volume 2 - Solid mechanics, Butterworth - Heinemann, 2000
- [9] Woschke, E.; Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformationen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2013
- [10] Mermertas, Ü.: Nichtlinearer Einfluss von Radialgleitlagern auf die Dynamik schnelllaufender Rotoren, Technische Universität Clausthal, Dissertation, 2007
- [11] Daniel, C.; Simulation von gleit- und wälzgelagerten Systemen auf Basis eines Mehrkörpersystems für rotordynamische Anwendungen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2013

- [12] Bently, D.; Muszynska, A. : Fluid-generated Instabilities of Rotors, Bently Rotor Dynamics, 1989
- [13] Ishida, Y.; Yamamoto, T.: Forced Oscillations of a Rotating Shaft with Nonlinear Spring Characteristics and Internal Damping (1/2 Order Subharmonic Oscillations and Entrainment), Nonlinear Dynamics, 1993, pages:413-431
- [14] Yamamoto, T.; Ishida, Y.: Linear and Nonlinear Rotordynamics. A Modern Treatment with Applications., John Wiley & Sons Inc, 2001
- [15] Göbel, S.; Daniel, C.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : DoE basierte Sensitivitätsanalyse konstruktiver Lagerparameter eines gleitgelagerten Abgasturboladers, SIRM 2015 – 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Magdeburg, Deutschland, 23. – 25. Februar 2015
- [16] Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Identifikation des Einfluss konstruktiver Lagerparameter eines in Schwimmbuchsen gelagerten Rotorsystems, 10. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Berlin, Deutschland, 2013