

Validierung der Hochlaufsimulation für automotive Abgasturbolader

Christian Daniel¹, **Elmar Woschke**¹, **Steffen Nitzschke**¹, **Jens Strackeljan**¹,
Nicolas Driot², **Karl-Ludwig Braun**², **Panagiotis Koutsovasilis**²

¹Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Institut für Mechanik, Universitätsplatz 2, 39106, Magdeburg, Deutschland, {christian.daniel}{elmar.woschke}{steffen.nitzschke}{jens.strackeljan}@ovgu.de

²Rotordynamics & Preventive Acoustics, Global Engineering Core Science, BorgWarner Turbo Systems Engineering GmbH, DE-67292 Kirchheimbolanden

Kurzfassung

Im Rahmen des von der AiF geförderten Projektes "Hochlaufsimulation II" der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) wurde eine Berechnungsmethode untersucht, welche die Simulation des Hochlaufverhaltens von Abgasturboladern ermöglicht. Weiterhin wurden über eine DOE-basierte Sensitivitätsanalyse die relevanten Parameter des Systems identifiziert. Im Zuge des Projektes konnte das Simulationsmodell anhand von Prüfstandsversuchen, die bei BorgWarner Turbo Systems (BWTS)¹ durchgeführt wurden, validiert werden. Dazu wurden die gemessenen und berechneten Wellenverlagerungen auf der Verdichterseite anhand von Wasserfalldiagrammen gegenübergestellt und anhand des Auftretens von Frequenzsprüngen sowie der Amplituden der Synchronen und Subsynchronen bewertet. Ein komprimierter Auszug dieser Validierung wird in diesem Beitrag dargestellt.

1 Einleitung

Abgasturbolader sind ein probates Mittel, die Effizienz von Verbrennungsmotoren zu steigern, und sind aus heutigen Fahrzeugkonzepten nicht mehr wegzudenken. Zur Verkürzung des Entwicklungsprozesses kommen für die notwendige Optimierung der Systemparameter statt kostenintensiver Prüfstandsversuche vermehrt Simulationen des Hochlaufverhaltens von Turbolader-Rotoren zum Einsatz. Von besonderer Bedeutung ist die Lagerung des Rotors, welche vorwiegend gleitgelagert ausgeführt wird. Bedingt durch den daraus entstehenden Zielkonflikt zwischen maximal nutzbarem Drehzahlbereich und der gleitlagerbedingten Stabilitätsgrenzdrehzahl wird auf eine Schwimmbuchsenlagerung mit Semi- oder Full-Floating-Ring zurückgegriffen. Das daraus resultierende extrem nichtlineare Rotorsystem erfordert ein aufwändiges Simulationsmodell zur Vorhersage des transienten Schwingungsverhaltens. Im Beitrag werden Simulationsergebnisse mit Prüfstandsversuchen verglichen. Das Simulationsmodell wurde innerhalb des Mehrkörpersimulationsprogramms EMD² unter Einbeziehung der Elastizität der rotierenden Welle implementiert. Die Abbildung der Lager erfolgt durch ein nichtlineares Kraftelement, welches auf Basis der Reynoldsschen Differentialgleichung, unter Berücksichtigung von Schiefstellung der Lagerpartner sowie der Ölversorgung von äußerem und innerem Schmierfilm, in jedem Zeitschritt die Rückstellkräfte numerisch berechnet. Zur Validierung der Simulationsergebnisse wurden anhand von Prüfstandsversuchen eines ATL von BWTS umfangreiche Vergleiche bei Variation von Lagerspiel, Unwucht und Druck der Ölzufuhr durchgeführt.

2 Prüfstand

Die Messungen erfolgten auf einem Motorprüfstand bei BWTS, wobei die Versorgung der Turbine mit Heißgas durch den Abgasstrom des Motors realisiert wird. Zusätzlich wurde eine separate Ölkonditionierung für den Turbolader installiert, um die Randbedingungen unabhängig vom Motorölkreislauf variieren zu können. Die Messungen umfassen einen Zeitbereich in dem der Motor rampenförmig von Leerlauf auf Volllast und wieder zurück in den Leerlauf gebracht wird. Die wichtigsten Eckdaten des Prüfstands und des verwendeten Motors sowie des Turboladers sind in Tabelle 1 aufgelistet. Die Messung der Wellenverlagerung erfolgt mit Wirbelstromsensoren, welche

¹<http://www.turbos.bwauto.com/>

²EMD ist ein am Institut für Mechanik (IFME) entwickeltes MKS-Programm mit Spezialisierung auf Gleitlager-Struktur-Interaktion unter Verwendung von Online-Verfahren

Tabelle 1: Eckdaten des Prüfstandes

Motor	1500cm ³ Diesel
Ölsorte	SHELL PC1172
Ölversorgung	extern für den ATL (30-150°C, 0.5-4 bar)
ATL	Full-Floating

durch das Verdichtergehäuse geführt werden - Abbildung 1. Die Messfläche ist auf einer speziell präparierten Mutter zur Befestigung des Verdichterrades appliziert, wodurch eine hinreichend glatte Oberfläche gewährleistet werden kann. Die Messung bzgl. der Oberfläche führt, bedingt durch deren nicht auszuschließende Exzentrizität gegenüber dem Wellenmittelpunkt, zwangsläufig zu einem systematischen Messfehler. Für alle Messungen wurde daher der resultierende Zapfenschlag ermittelt, welcher in jedem Fall die drehfrequenten Amplituden der Messungen beeinflusst.

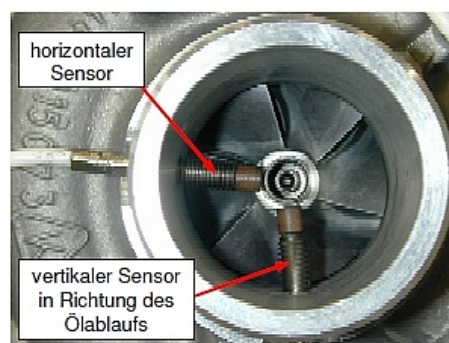


Abbildung 1: Messstelle am Turbolader

3 Simulationsmodell

Die Abbildung 2 zeigt die Struktur des mechanischen Ersatz-Modells für den Abgasturbolader. Resultierend aus den geringeren Schmierfilmdrücken können Gehäuse und Schwimmbuchsen als starre Körper modelliert werden. Während die Lagerung des Gehäuses als gegenüber dem Inertialsystem ideal gefesselt idealisiert ist, zeichnen sich die Schwimmbuchsen durch die Möglichkeit der Translation senkrecht zur Rotationsachse sowie durch Rotation um diese aus. Die Verkippung der Schwimmbuchsen wird als hinreichend klein angenommen und daher im Modell nicht berücksichtigt. Im Gegensatz dazu ist das Laufzeug der Welle maßgeblichen elastischen Deformationen unterworfen, deren Berücksichtigung durch die Modellierung der Welle als elastischer Körper auf Basis von finiten Elementen nach der Timoshenko-Balkentheorie erfolgt. Das Turbinen- und das Verdichterrad werden als starr angenommen.

Der Modellaufbau für die Verwendung innerhalb eines Mehrkörperalgorithmus orientiert sich zunächst an der Geometrie der Welle, welche in Abbildung 3 dargestellt ist. Die Laufräder werden nicht als eigenständige Körper modelliert, sondern sind durch ihre Trägheitseigenschaften (Massen und Massenträgheiten) beschrieben, welche direkt an den entsprechenden Stellen innerhalb der Massenmatrix des elastischen Körpers implementiert werden. Die Positionen der Lager sind durch die Knoten M_3 turbinenseitig und M_4 verdichterseitig bestimmt. Die Abbildung der Schwimmbuchsenlagerung in der Simulation ist im Detail in [3, 4, 5, 6] vorgestellt. Das wichtigste Merkmal der Modellierung ist die Online-Lösung der reynoldsschen Differentialgleichung aller Schmierfilme inklusive hydraulischer Kopplung in jedem Schritt der Zeitintegration. Darauf aufbauend werden aus Druckverteilung und Geschwindigkeitsgradienten die Schubspannungen zur Berechnung der Reibmomente bestimmt. Infolge dieser an den Schwimmbuchsen angreifenden Reibmomente ergibt sich die Schwimmbuchsendrehzahl somit direkt aus der Lösung der Bewegungsgleichung ohne zusätzliche Annahmen, wie z.B. eine zentrische Zapfenlage [8, 9, 10, 11, 12, 13], treffen zu müssen.

Diese Methode ist rechenzeitintensiv, gewährleistet aber die valide Abbildung der relevanten Effekte bei einer Schwimmbuchsenlagerung. Dieses Vorgehen ermöglicht eine Simulation des Turboladerverhaltens allein auf Basis

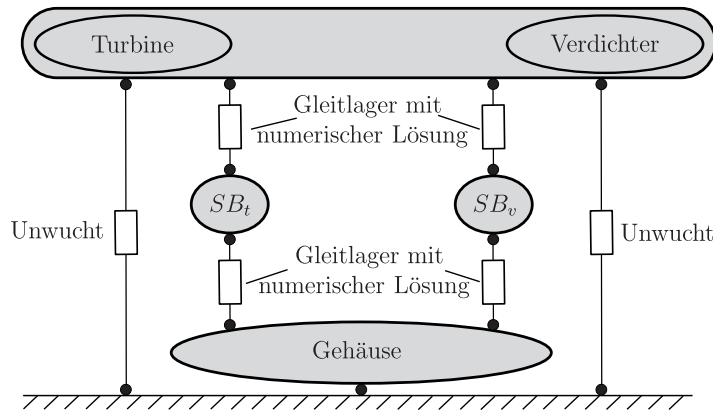


Abbildung 2: MKS-Modellstruktur ATL

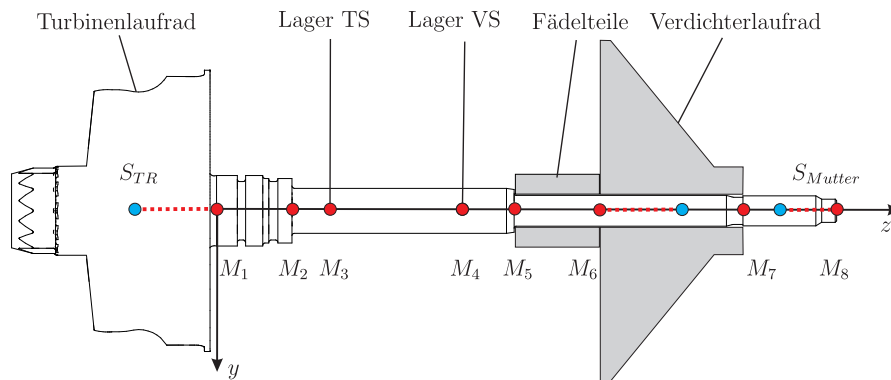


Abbildung 3: Einteilung der Welle in finite Elemente

physikalischer Eingangsparameter, d.h. es existieren keine modellspezifischen numerischen Parameter, die beim Übergang auf andere Turboladermodelle angepasst werden müssten.

4 Messdaten

Die Messdaten der Wellenverlagerung wurden auf dem im Kapitel 2 beschriebenen Motorprüfstand von BWTS aufgenommen.

Die Abbildung 4 zeigt den gemessenen Drehzahlverlauf des Turboladers während eines kompletten Messzyklus, wobei der rot markierte Teil den für den Vergleich mit der Hochlaufsimulation verwendeten Zeitbereich kennzeichnet. Das in der Messung etwa 10s umfassende Zeitfenster des Hochlaufs wird in der Simulation innerhalb von 4s durchfahren, um die dafür benötigte Rechenzeit auf ein sinnvolles Maß zu begrenzen. Untersuchungen haben gezeigt, dass diese Veränderung einen geringen Einfluss auf die Sprungfrequenzen zwischen den Subharmonischen hat.

Die während der Versuche aufgenommene Verlagerung der Welle auf der Verdichterseite ist in Form eines Spektrogramms in Abbildung 5 gezeigt. Das Spektrogramm weist neben der unwuchtbedingten Synchronen drei unterschiedliche subsynchrone Bereiche³ auf, die typisch für einen Turbolader mit Full-Floating-Lagerung sind. Die Entstehung der Subharmonischen ist in [1, 2] theoretisch und praktisch für einfache Radialgleitlager aufgezeigt. Demnach wird beim Zusammentreffen von Oil-Whirl mit der durch die Elastizität der Welle bestimmte Eigenfrequenz des Systems ein Oil-Whip erzeugt, welcher eine von etwaiger Drehzahlsteigerung unabhängige eigenfrequente Schwingung darstellt. Das hier untersuchte Modell weist ebenfalls eine elastische Welle auf, umfasst aber zusätzlich eine Schwimmbuchsenlagerung, welche bei rotierender Buchse Oil-Whirl-Effekte sowohl im inneren als auch im äußeren Schmierpalt hervorbringt. Dadurch kann jeder der vier Schmierfilme einen Oil-Whip

³im folgenden als Sub1, Sub2 und Sub3 bezeichnet

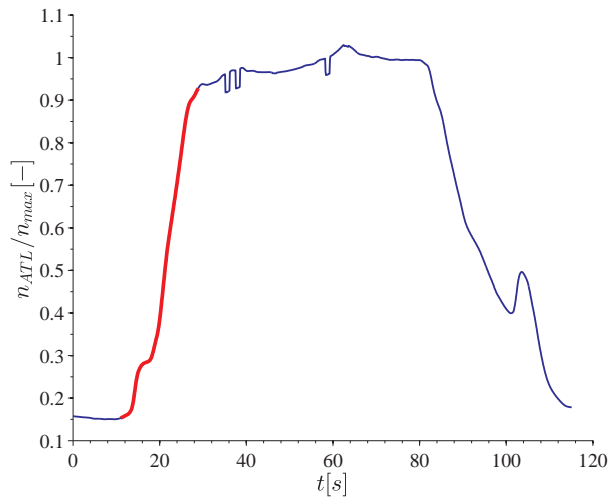


Abbildung 4: Drehzahlverlauf des Turboladers während der Messung

und damit eine Subsynchronie mit unterschiedlicher Antwortfrequenz verursachen. Im unteren Drehzahlbereich dominiert die Sub1 die Bewegung des Rotors, was mit einer konischen Schwingform einhergeht (vgl. Abbildung 6 (links)). Im mittleren Drehzahlbereich geht, infolge der Anregung des zweiten Gleichlaufs durch die Öllumlaufgeschwindigkeit der inneren Lagers, die subharmonische Schwingung sprunghaft in die Sub2 über, infolgedessen sich bei weiterer Drehzahlsteigerung eine zylindrische Schwingform ausbildet (vgl. Abbildung 6 (rechts)).

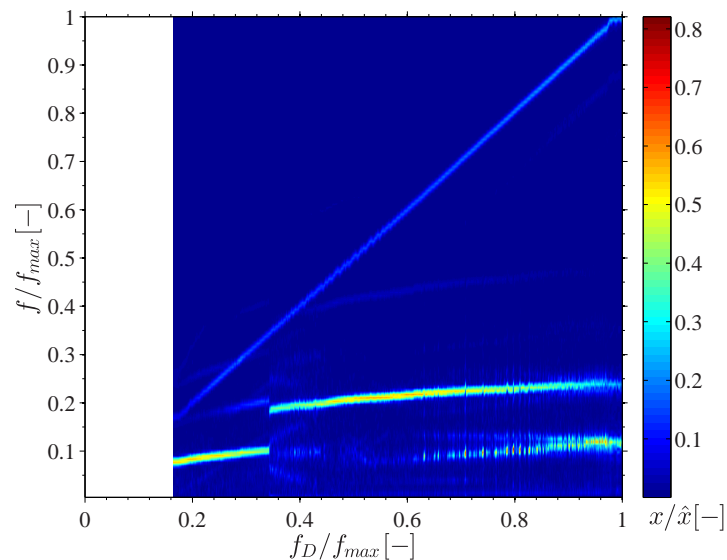


Abbildung 5: Spektrogramm der Wellenverlagerung beim Hochlauf (Messung)

Am Ende des Drehzahlbereichs wird, jetzt jedoch verursacht durch die Öllumlaufgeschwindigkeit des äußeren Schmierfilms, erneut die konische Schwingform angeregt (vgl. Abbildung 6 (links)), welche nun als Sub3 bezeichnet wird. Die Sub3 kann nur bei rotierenden Schwimmbuchsen auftreten, da zu deren Anregung umlaufendes Öl im Schmierfilm notwendig ist. Eine Sub4, d.h. eine Anregung des zweiten Gleichlaufs durch den äußeren Spalt, ist theoretisch möglich, tritt in dem untersuchten Drehzahlbereich jedoch nicht auf.

Die drehzahlsynchrone Schwingung setzt sich in der Messung aus der Unwuchtantwort und der Exzentrizität der Messfläche zusammen. Letztere verursacht einen Konstantanteil der drehfrequenten Amplitude, welche in Abbildung 5 deutlich sichtbar ist.

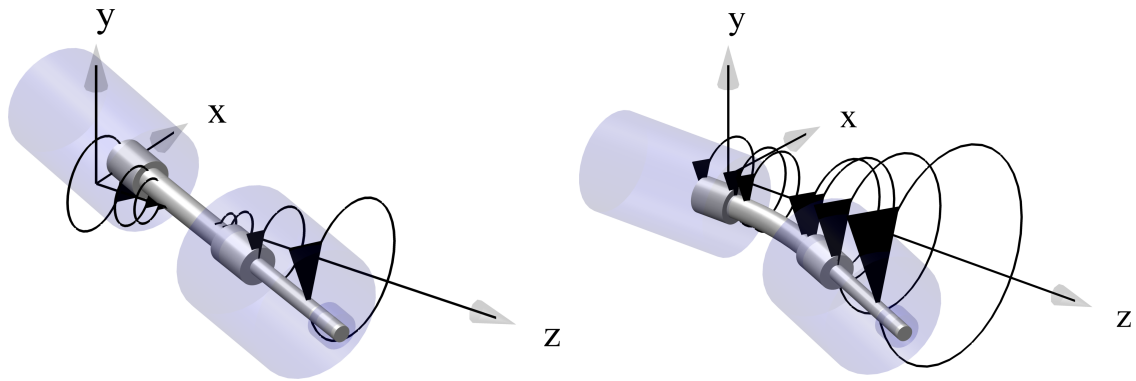


Abbildung 6: Eigenschwingformen Gleichlauf 1 (links), Gleichlauf 2 (rechts)

5 Vergleich Messung und Simulation

Das Messprogramm umfasste die Variation der Lagerspiele, der Unwuchten sowie des Ölzufuhrdrucks, wobei die Variation der Lagerspiele durch den Einsatz zweier ansonsten baugleicher Turbolader erreicht wurde. Der Vergleich von Messung und Simulation erfolgt für beide Turbolader bei in zwei Stufen veränderter Unwuchtsituation.

Die Simulation erfolgt mit einem hydrodynamischen Modul welches die Kavitation mit gümbelschen Randbedingungen umsetzt. Der Einfluss der masseerhaltenden Kavitation auf das dynamische Verhalten von Rotorsystemen ist in [7] untersucht worden. Es ist zu erwarten, dass sich die Amplituden durch die Teilfüllung im Ölfilm bei der untersuchten Bauform und der umgesetzten Ölzufuhr nur geringfügig ändern, weshalb der numerische Aufwand für die Simulation eines Hochlaufs mit Kavitation für praktische Anwendungen derzeit nicht gerechtfertigt scheint.

5.1 ATL 1 mit Urunwucht

Die ersten Versuche wurden mit der Urunwucht des Rotors durchgeführt. Abbildung 7 zeigt den Verlauf des Hochlaufs für Messung und Simulation. In der Simulation ist die drehzahlsynchrone Schwingung praktisch nicht vorhanden, was auf die geringe Unwucht zurückzuführen ist. Die Drehzahlsynchrone der Messung ist dagegen deutlicher ausgeprägt, was jedoch mit der Exzentrizität der Messstelle erklärt werden kann, vgl. Kapitel 2.

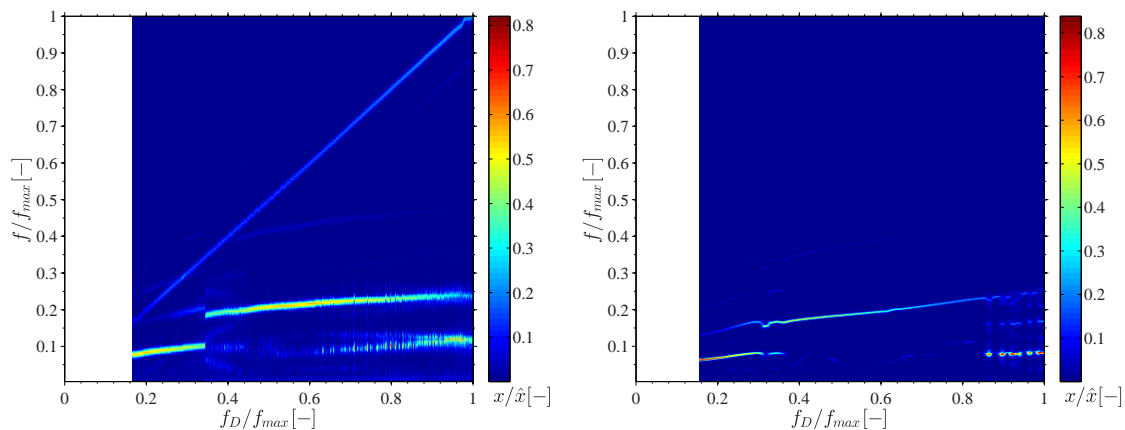


Abbildung 7: Spektrogramme des Hochlaufs ATL 1a (links: Messung, rechts: Simulation)

Der prinzipielle Verlauf der Subharmonischen ist in der Simulation nachvollziehbar. Die Sprungfrequenzen der Sub1 auf die Sub2 sind sehr gut wiedergegeben, der Sprung auf die Sub3 erfolgt in der Messung etwas kontinuierlicher. Die Amplituden sind jeweils auf die gleiche Grundamplitude \hat{x} skaliert worden, wodurch die Spektrogramme direkt vergleichbar sind. Es zeigt sich, dass die Amplituden der Sub2 sehr gut übereinstimmen, wobei der Unterschied maximal 10 % beträgt. Dieser Grad an Übereinstimmung ist nur bei korrekter Abbildung des Eigenverhaltens und der Schwimmbuchsendrehzahlen im Simulationsmodell erreichbar, weil die Kombination

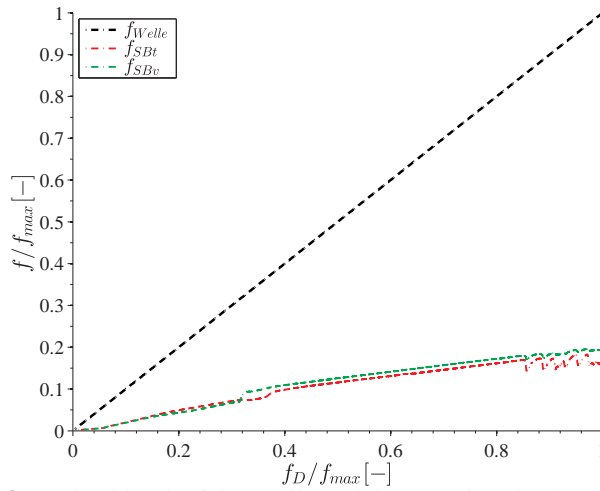


Abbildung 8: Drehzahlverlauf der Welle und der Schwimmbuchsen (Simulation)

beider Größen für die Ausprägung der Sprungeffekte verantwortlich ist. Der sich während der Simulation aus den angreifenden Reibmomenten ergebende Verlauf der Schwimmbuchsendrehzahlen Abbildung 8, zeigt mit jedem Sprung zwischen den Subharmonischen eine charakteristisches Verhalten. Die veränderten Amplituden verursachen durch einen Wechsel der Druckverhältnisse, die letztlich die Schubspannungen bzw. die Reibmoment an der Schwimmbuchse determinieren. Die Schwimmbuchsendrehzahlen liegen bei ca. $0.22 \cdot f_{welle}$, was sich primär aus den unterschiedlich großen Reibflächen an der Innen- und Außenseite ergibt.

5.2 ATL 1 mit Testgewicht

Die Erweiterung um ein Testgewicht an der Verdichterseite führt hauptsächlich zu größeren drehzahlsynchronen Schwingungen. Dieses Verhalten wird gegenüber der Urvariante auch in der Simulation abgebildet. Die grundsätzliche Charakteristik ändert sich durch die Erhöhung der Unwucht nicht, auch die maximalen Amplituden, welche insbesondere durch die Subharmonischen verursacht werden, sind nahezu unverändert.

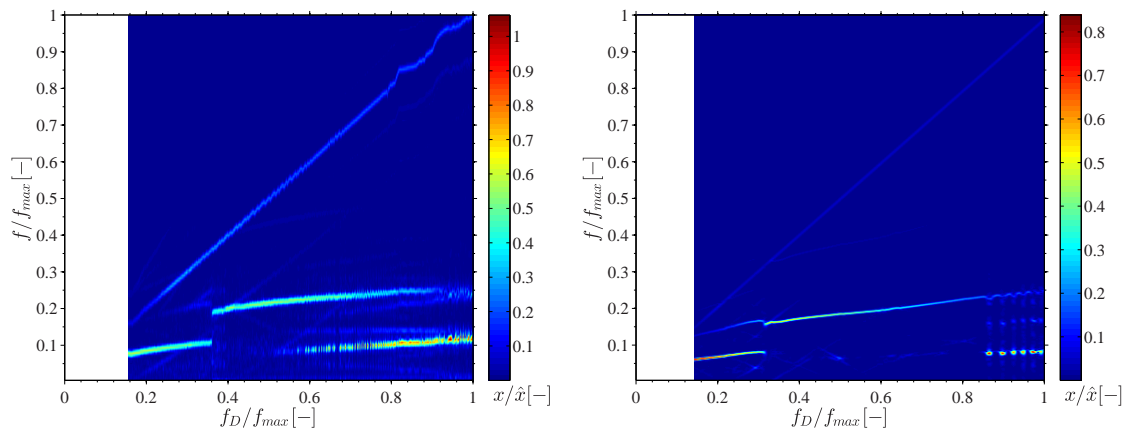


Abbildung 9: Spektrogramme ATL 1b (links: Messung, rechts: Simulation)

Die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation ist weiterhin sehr gut, Amplituden und Sprungfrequenzen sind nahezu identisch.

5.3 ATL 2 mit Urunwucht

Beim zweiten Turbolader ist die Charakteristik aufgrund der geänderten Lagerspiele völlig anders. Die Sub2 ist nicht mehr so stark ausgeprägt, statt dessen ist die Sub3 früher und viel stärker sichtbar. Die Sub3 beginnt bei

ca. 40% der Maximaldrehzahl und ist danach mit einer fast konstanten Frequenz präsent.

Die Simulation bildet die reale Charakteristik bei der Veränderung der Lagerspiele bzgl. der Sprungfrequenzen nahezu identisch ab. Lediglich die Amplituden differieren im Bereich hoher Drehzahlen um maximal 35%.

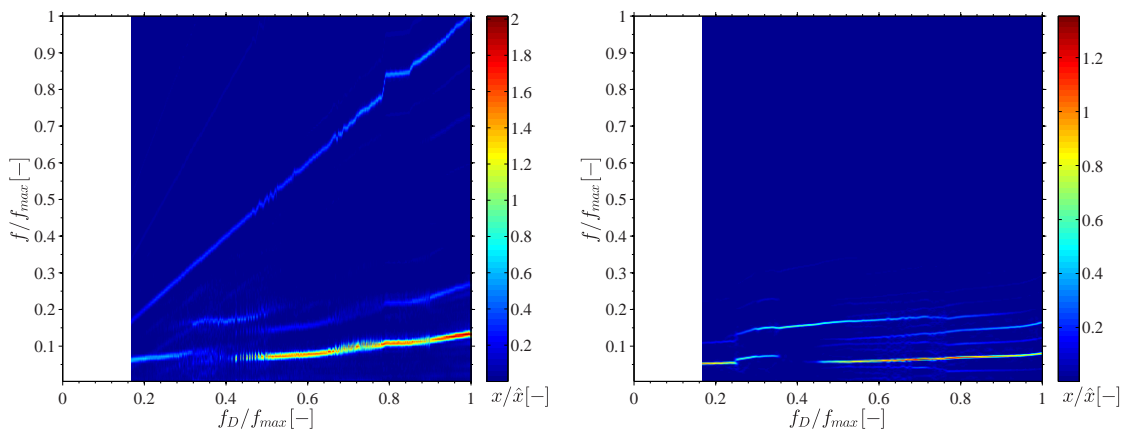


Abbildung 10: Spektrogramme ATL 2a (links: Messung, rechts: Simulation)

5.4 ATL 2 mit Testgewicht

Das Hinzufügen der Testunwucht am Verdichterlaufrad verringert die Sub2 weiter. Die Amplituden der Sub3 steigen in der Messung und auch in der Simulation übereinstimmend an. Die Sub3 beginnt etwas früher und ist im gesamten Hochlaufbereich präsent. Der Unterschied der Amplituden liegt im Bereich hoher Drehzahlen bei maximal 30 %.

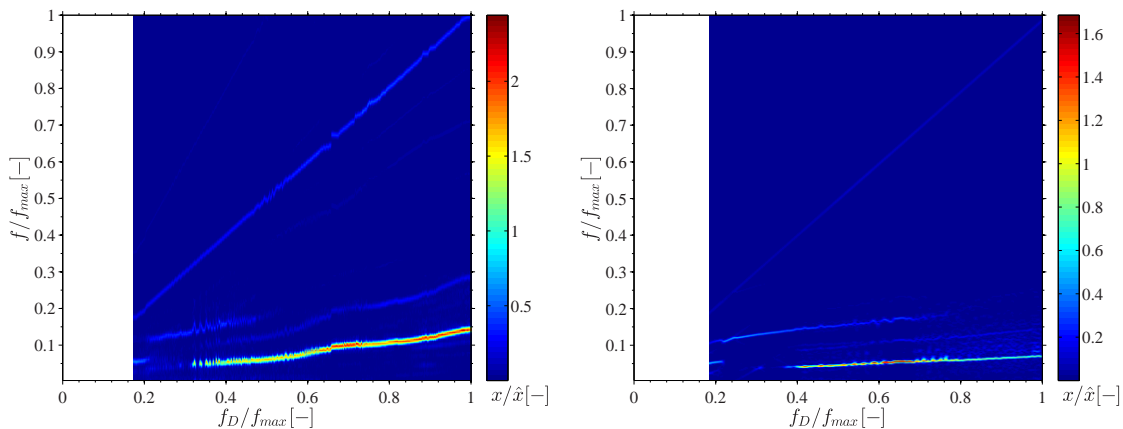


Abbildung 11: Spektrogramme ATL 2b (links: Messung, rechts: Simulation)

6 Zusammenfassung

Das vorliegende Paper zeigt den Abgleich zwischen Messung und Simulation eines automotiven Abgasturboladers beim Hochlauf. Das Rotorsystem hat durch seine Full-floating-Schwimmbuchsenlagerung einen extrem nichtlinearen Charakter. Gleitgelagerte Systeme mit geringen statischen Vorlasten neigen zur Ausbildung von Subharmonischen Schwingungen, welche als Oil-Whirl bezeichnet werden. Das Zusammenspiel von verschiedenen Oil-Whirl Anregungen aus dem inneren und äußeren Lager der Schwimmbuchse mit den Eigenschwingformen des Rotorsystems führt zu einem sprunghaften Wechsel zwischen den subharmonischen Schwingungen. Die

Schwingamplituden und die Sprungfrequenzen sind dabei von vielen Faktoren abhängig. Durch die Variation der Lagerspiele und der Unwuchten sind die wesentlichen konstruktiv einstellbaren Einflüsse untersucht worden. Ein wichtiger sekundärer Effekt dieser Änderungen ist die resultierende Schwimmbuchsendrehzahl, welche die Ölaufschlagfrequenz im inneren und äußeren Schmier-spalt determiniert. Diese bestimmt damit einerseits die Anregungsfrequenz und andererseits die Eigenfrequenz des Systems durch die drehzahlabhängige Steifigkeit des Gleitlagers. In der Konsequenz ergibt sich ein stark nichtlineares und sensitives Systemverhalten.

In den untersuchten Varianten konnte gezeigt werden, dass das verwendete Simulationsmodell des Abgasturboladers in EMD die wesentlichen, bestimmenden Effekte korrekt abbildet. Es konnte gezeigt werden, dass die simulierten Ergebnisse bezüglich der Sprungfrequenzen hervorragend mit den Messwerten korrelieren. Ferner stimmen die Amplituden der Subsynchronen in weiten Drehzahlbereichen überein, lediglich bei sehr hohen Drehzahlen treten Abweichungen um maximal 35 % auf.

Die Einführung der Schwimmbuchsenbewegung um die Drehachse als Folge der angreifenden Reibmomente ist ein wesentlicher Bestandteil der Modellierung und führt zu einer realistischen Abbildung des aufgezeigten Mechanismus von Anregung und Systemeigenverhalten. Weiterhin konnte in der Simulation und in den Messungen übereinstimmend gezeigt werden, dass die Lagerspiele einen wesentlichen Einfluss auf das Systemverhalten haben. Daher ist auch die Änderung der Lagerspiele durch thermische Ausdehnungen während des Hochlaufs ein entscheidender Punkt in der Simulation. Die Abschätzung der Temperaturen der einzelnen Lagerkomponenten kann durch die Lösung der Energiegleichung mit numerischen Methoden in Analogie zur reynoldsschen Differentialgleichung erfolgen. Problematisch gestaltet sich dabei die Definition der Temperaturrandbedingungen bzw. der konkreten Wärmeströme an den Systemgrenzen in Abhängigkeit der Drehzahl, welche zudem experimentell nur aufwändig zu erfassen sind. Im vorliegenden Simulationsmodell werden die Wärmeströme aus der Verlustleistung der Schmierfilme bestimmt, was unter Nutzung eines thermischen lumped Modells (analog [10]) die analytische Berechnung der Bauteiltemperaturen ermöglicht. An dieser Stelle sehen die Autoren für zukünftige Entwicklungen den größten Zugewinn an Modellgüte zur Verringerung der vorhandenen Abweichungen.

Dennoch stellt der Status quo ein praxistaugliche Lösung dar, um das Hochlaufverhalten von schwimmbuch-sengelagerten Abgasturboladern zu simulieren. Alle Eingabegrößen, die das Modell bestimmen, sind konstruktive oder physikalische Größen, die aus virtuellen Prototypen ermittelt werden können.

Literatur

- [1] Yamamoto, T., Ishida, Y. (2001): *Linear and Nonlinear Rotordynamics. A Modern Treatment with Applications.*, John Wiley & Sons Inc, New-York.
- [2] Muszynska, A. (1986): *whirl and whip-rotor/bearing stability problems*, Journal of Sound and Vibration Vol. 110.
- [3] Woschke, E., Daniel, C., Nitzschke, S., Strackeljan, J. (2011): *Numerical run-up simulation of a turbocharger with full floating ring bearings*, In: The 10th International Conference on Vibration Problems.
- [4] Nitzschke, S., Woschke, E., Daniel, C., Strackeljan, J. (2011): *Simulation von Schwimmbuchsenlagerungen in Abgasturboladern*, Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukraine KPI.
- [5] Daniel, C., Nitzschke, S., Woschke, E., Strackeljan, J. (2011): *Numerische Simulation des instationären Verhaltens der Schwimmbuchsenlagerung in Turboladern*, 9. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen.
- [6] Daniel, C., Göbel, S., Nitzschke, S., Woschke, E., Strackeljan, J. (2013): *Numerical simulation of the dynamic behaviour of turbochargers under consideration of full-floating-ring bearings and ball bearings*, 11th International Conference on Vibration Problems.
- [7] Nitzschke, S., Woschke, E., Daniel, C., Strackeljan, J. (2013): *Einfluss der masseerhaltenden Kavitation auf gleitgelagerte Rotoren unter instationärer Belastung*, 10. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen.
- [8] Shaw, M. C., Nussdorfer, T. J. (1947): *An Analysis of the full-floating journal bearing*, NACA RM-E7A28a
- [9] Fuchs, A. (2002) *Schnelllaufende Radialgleitlagerungen im instationären Betrieb*, Dissertation Technische Universität Braunschweig
- [10] San Andres, L., Kerth, J. (2004) *Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology
- [11] Chen, Wen Jeng, Gunter, Edgar J. (2005): *Introduction to dynamics of rotor-bearing systems*, Trafford Publishing

- [12] Knoll, G., Proppe, C., Koch, R., Backhaus, K., Boyaci, A. (2010): *Hochlauf von Turboladerrotoren in nicht-linear modellierten Schwimmbuchsenlagern*, MTZ-Motortechnische Zeitschrift
- [13] Porzig, D., Raetz, H., Schwarze, H., Seume, J.R.(2014): *Thermal analysis of small high-speed floating-ring journal bearings*, IMechE 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, pp.421-436