

Vergleich der Eignung von Sensoren zur Störgrößenaufschaltung an einem Rotorsystem mit aktiven piezoelektrischen Lagern

Stefan Heindel¹, Fabian Becker², Timo Potrafke³, Stephan Rinderknecht⁴,

Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, TU Darmstadt, 64287 Darmstadt, Germany,
<heindel¹, becker², rinderknecht⁴>@ims.tu-darmstadt.de
potrafke³@stud.tu-darmstadt.de

Kurzfassung

In dieser Untersuchung wird ein Vergleich von Störgrößenaufschaltungen unter Verwendung verschiedener Sensoren angestellt. Während zur Schwingungsisolierung die Lagerkraft für die Störgrößenaufschaltung genutzt wird, ist bei der Schwingungsminderung die Verringerung der Rotorauslenkungen ausschlaggebend. Bisherige Untersuchungen gehen von einem Zielkonflikt zwischen Schwingungsminderung und Schwingungsisolierung aus [1]. Aus diesem Grund wird im Besonderen die Frage untersucht, ob es Zusammenhänge zwischen der Reduzierung von Lagerkräften und der Reduzierung von Rotorauslenkungen gibt, und wie sich die jeweils nicht kompensierten Größen verhalten. Ziel dieses Beitrags ist es, die Eignung von Kraft- und Wegsensoren zur Störgrößenkompensation von Rotorsystemen mit Gyroskopie zu untersuchen.

1 Einleitung

Die aktive Schwingungsbeeinflussung an rotierenden Wellen ist seit mehreren Dekaden Gegenstand intensiver Forschung. Aktive Magnetlager eignen sich besonders gut zur Beeinflussung von Rotoren, da sich Steifigkeit und Dämpfung je nach Anforderung per Software anpassen lassen [2]. Magnetlager besitzen jedoch auch einige Eigenschaften, die sich speziell in mobilen Anwendungen nachteilig auswirken können. Hier können beispielsweise ein hohes Gewicht, niedrige Tragzahlen, ein geringer Wirkungsgrad und ein ungünstiges Ausfallverhalten genannt werden. Aus diesem Grund untersuchte Palazzolo [3] die Eignung von Kugellagern mit piezoelektrischen Elementen, um Schwingungen an flexiblen Wellen zu beeinflussen. Als Vorteile von aktiven piezoelektrischen Lagern sind das geringe Gewicht, die hohen Tragzahlen, der hohe Wirkungsgrad und ein unproblematisches Ausfallverhalten zu nennen [4].

An unserem Institut untersuchen wir die Eignung von piezoelektrischen Lagern zur Schwingungsbeeinflussung an Flugtriebwerken. An Rotorprüfständen unterschiedlicher Skalierungen können wir Tests zur Schwingungsminderung und -isolierung durchführen. Bei einem Großteil bisheriger Untersuchungen wurden die Wellen- oder Scheibenauslenkungen als Regelgrößen verwendet. Für die Umsetzung an realen Flugtriebwerken ist diese Methode eher weniger gut geeignet. Nachteilig sind insbesondere die schlechte Zugänglichkeit, das induzierte Rauschen durch nicht-ideale Wellenoberflächen, und die nicht-kollokierte Anordnung von Sensor und Aktor. Bei Flugtriebwerken besteht zusätzlich das Problem, dass Hoch- und Niederdruckrotoren koaxial angeordnet sind und so die Zugänglichkeit erschweren. Die Auswertung der Lagerkräfte sollte für reale Anwendungen daher vorteilhafter sein. Zum einen vereinfacht die direkte Kollokation von Sensor und Aktor den Einfluss der Reglerauslegung, zum anderen spielen Toleranzen und Rundlauffehler der Scheibenoberfläche keine Rolle. Eine solche Anordnung wurde in [5, 6] erfolgreich getestet. Für die Zukunft wäre außerdem eine sensorlose Kraftmessung direkt über die elektrischen Parameter des Piezoaktors denkbar.

Die Wirksamkeit von Störgrößenaufschaltungen wurde bereits bei Magnetlagern gezeigt und verschiedene Verfahren wurden in [7] diskutiert. Die grundsätzliche Eignung von Kraft- und Wegsensoren zur Schwingungsisolierung bei konstanter Drehzahl mit dem FxLMS-Algorithmus wurde von Lindenborn [1] demonstriert. Schittenhelm [8] bestätigte die Eignung des FxLMS-Algorithmus zur Schwingungsminderung für

Rotorsysteme unter Verwendung von Wegsensoren. In Verbindung mit der aktiven Schwingungsminderung konnte abhängig vom verwendeten Regelungsansatz eine Erhöhung der Lagerkräfte beobachtet werden. Daher wurde zunächst von einem generellen Zielkonflikt zwischen der aktiven Reduktion der Rotorauslenkungen und der aktiven Reduktion der Lagerkräfte ausgegangen.

Aktuelle Untersuchungen zur aktiven Schwingungsisolation mittels einer H_∞ -optimalen Regelung zeigen jedoch, dass diese auch eine Reduktion der Rotorauslenkungen ermöglichen kann [10]. Für eine praktische Implementierung bietet die Schwingungsisolation somit Vorteile. Aufbauend auf den bisherigen Beobachtungen sollen in dieser Arbeit daher die Randbedingungen des teilweise beobachtbaren Zielkonfliktes zwischen der Schwingungsminderung und -isolation genauer untersucht werden.

2 Störgrößenaufschaltung

2.1 Grundlagen

Der FxLMS-Algorithmus ist ein Verfahren zur Störgrößenaufschaltung und wurde von *Burgess* und *Widrow* unabhängig voneinander entdeckt [11]. Das Verfahren wurde umfangreich in Active Noise Control Systemen erforscht und wird beispielsweise erfolgreich in Kopfhörern und Hubschraubern zur Geräuschminderung angewendet. Der Algorithmus weist eine hohe Effizienz bei der Minderung von periodischen Störungen in bekannten Systemen auf.

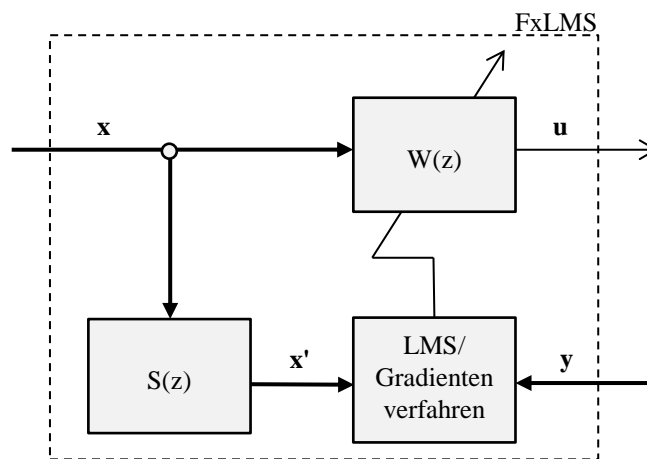


Abbildung 1: Grundbausteine des FxLMS

Abbildung 1 zeigt die schematische Darstellung des Systems. Der Grundbaustein des FxLMS-Algorithmus ist ein adaptives digitales Filter $W(z)$ der Länge L , welches die vorgegebenen Referenzsignale x mit $w(n)$ gewichtet zu einer Stellgröße u addiert.

$$u = W(z) \cdot x \quad (1)$$

Das digitale Filter enthält Filtergewichte $w(n)$ die adaptiert werden können:

$$w(n) = [w_0 \ w_1 \ \dots \ w_L]^T \quad (2)$$

Die Regelgröße y kann von den eingesetzten Sensoren gemessen werden. Der Mean Square Error (MSE) der Regelgröße ist der Erwartungswert der quadrierten, zu mindernden Größe

$$\xi = E[y^2]. \quad (3)$$

Im Folgenden wird er als momentaner quadratischer Fehler abgeschätzt. Die Rechenzeit wird dadurch drastisch verringert, was für eine Implementierung in Echtzeitsystemen vorteilhaft ist.

$$\hat{\xi} \approx y^2 \quad (4)$$

Die Gewichte des digitalen Filters $W(z)$ werden so lange adaptiert, bis das Residuum y minimal ist. Die Adaption der Gewichte erfolgt für jeden Zeitschritt nach dem Gradientenverfahren. Bei diesem wird schrittweise der Gradient ∇ gebildet und die Gewichte in negative Richtung korrigiert, um ein Minimum des MSE $\hat{\xi}$ zu erreichen. Die Rechenvorschrift lautet

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) - \mu \cdot \nabla \hat{\xi}(n) \quad (5)$$

Der Parameter μ ist dabei ein einstellbarer Konvergenzfaktor. Dieser bestimmt die Geschwindigkeit der Konvergenz gegen die optimalen Filtergewichte $\mathbf{w} \rightarrow \mathbf{w}^o$, aber auch die Stabilität des Verfahrens. In Abbildung 2 ist das eindimensionale Gradientenverfahren mit unterschiedlich starken Konvergenzfaktoren verdeutlicht. Ein größerer Konvergenzfaktor erhöht die Geschwindigkeit, kann jedoch Instabilität zur Folge haben.

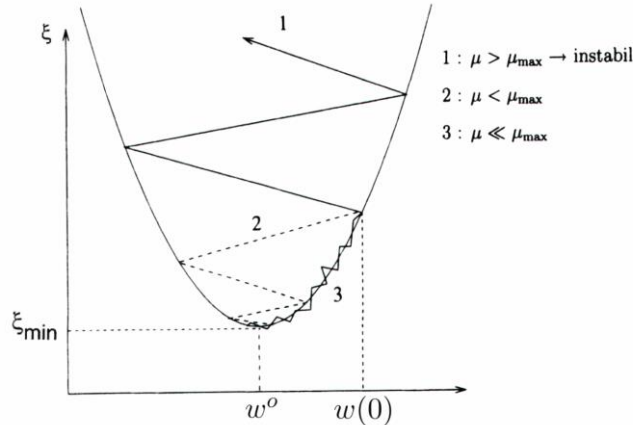


Abbildung 2: Eindimensionales Gradientenverfahren [12]

Im Folgenden wird ein FxLMS für den Fall einer Parallelschaltung mit einem einfachen Regler (Abbildung 3) hergeleitet. Von einer unwuchterzwungenen Störung \mathbf{d} wird über die Primärstrecke $\mathbf{P}(z)$ eine unerwünschte Störung \mathbf{y}_d hervorgerufen. Die Kompensation soll durch den FxLMS mit der Stellgröße u erfolgen, welcher über eine Sekundärstrecke $\mathbf{S}(z)$ Einfluss auf die zu minierende Größe y nimmt. Diese setzt sich zusammen aus der Störung y_d und dem von Regler und FxLMS hervorgerufenen Anteil y_u

$$\mathbf{y} = \mathbf{y}_d + \mathbf{y}_u. \quad (6)$$

Es sei $\mathbf{s}(n)$ die Impulsantwort der Sekundärstrecke $\mathbf{S}(z)$. Der Beitrag der Regelung und Störgrößenaufschaltung ergibt sich dann mit dem Faltungsoperator $*$ zu

$$\mathbf{y}_u = \mathbf{s}(n) * (\mathbf{x}^T \cdot \mathbf{w}) + \mathbf{f}(\mathbf{y}_d), \quad (7)$$

mit der Sekundärstrecke

$$\mathbf{S}(z) = \mathbf{G}_S(z) \cdot [\mathbf{I} - \mathbf{G}_S(z) \cdot \mathbf{C}(z)]^{-1}. \quad (8)$$

Der Anteil $\mathbf{f}(\mathbf{y}_d)$ entsteht durch Rückführung von \mathbf{y}_d über den Regler $\mathbf{C}(z)$ und ist unabhängig von den Gewichten \mathbf{w} . Mit der Einführung des gefilterten Referenzsignals $\mathbf{x}' = \mathbf{s}(n) * \mathbf{x}^T$ ergibt Gl. (7) in Gl. (6) eingesetzt

$$\mathbf{y} = \mathbf{y}_d + \mathbf{x}' \cdot \mathbf{w} + \mathbf{f}(\mathbf{y}_d), \quad (9)$$

Der Gradient des MSE ist

$$\begin{aligned} \nabla \hat{\xi}(n) &= \nabla (\mathbf{y}^2) \\ &= 2 \cdot (\nabla \mathbf{y})^T \cdot \mathbf{y} \\ &= 2 \cdot \mathbf{x}'^T \cdot \mathbf{y}. \end{aligned} \quad (10)$$

Die Adaptionsgleichung (5) ergibt sich zu

$$\mathbf{w}(n+1) = \mathbf{w}(n) - 2\mu \mathbf{x}'^T \mathbf{y}. \quad (11)$$

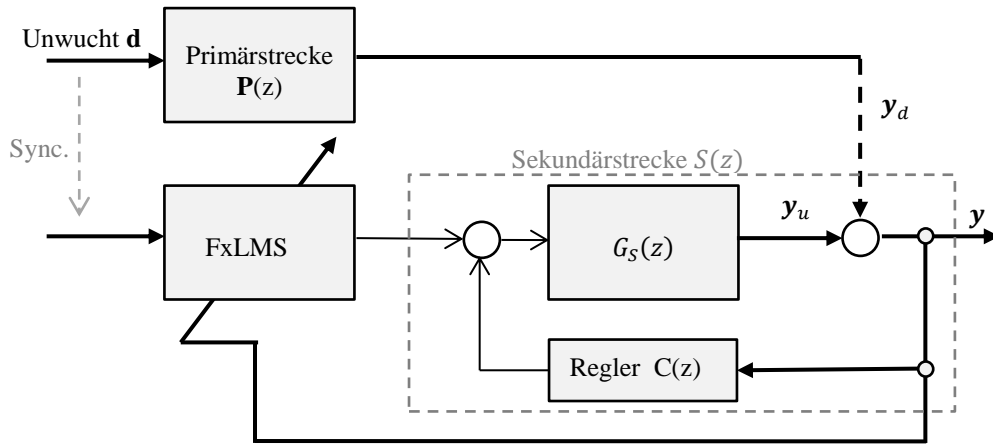


Abbildung 3: Schematische Darstellung des FxLMS Algorithmus

Die Ursache der Störung d besteht aus Unwuchtkräften, welche drehsynchron auftreten und Schwingungen derselben Frequenz zur Folge haben. Der Algorithmus wird schmalbandig ausgelegt um die Grundschwingungen zu mindern, dafür werden zwei Referenzsignale und ein Filter der Länge $L = 2$ benötigt. Als Referenzsignal wird

$$\mathbf{x}(n) = \begin{bmatrix} \cos(\Omega \cdot nT_s) \\ \sin(\Omega \cdot nT_s) \end{bmatrix} \quad (12)$$

mit der aktuellen Drehfrequenz Ω vorgegeben. Hierzu ist ein Drehzahlsensor nötig. Mittels der Gewichtung des Referenzsignals \mathbf{x} durch den Filter $\mathbf{W}(z)$ kann so ein harmonisches Stellsignal mit beliebiger Kombination von Amplitude und Phase erzeugt werden:

$$\begin{aligned} u &= w_1 \cdot \cos(\Omega \cdot nT_s) + w_2 \cdot \sin(\Omega \cdot nT_s) \\ &= A \cdot \sin(\Omega \cdot nT_s + \alpha) \end{aligned} \quad (13)$$

mit

$$A = \sqrt{w_1^2 + w_2^2} \quad \text{und} \quad \alpha = \arctan\left(\frac{w_1}{w_2}\right). \quad (14)$$

Für jeden Aktor wird eine FxLMS-Störgrößenaufschaltung parallel betrieben. Die Sekundärstrecke wird aus einem Rotormodell und der Peripherie, bestehend aus Verstärkern, Sensoren, Filtern und der Reglerplattform, modelliert. Die Übertragungsfunktion des Rotormodells ist durch die Gyroskopie abhängig von der Drehfrequenz Ω . Da die Anregung durch den FxLMS synchron mit Ω erfolgt, wird die drehfrequenzabhängige Übertragungsfunktion jeweils nur an der Stelle Ω ausgewertet. Der Regler $C(z)$ sowie die Übertragungsfunktion des Rotormodells wird jeweils für den entsprechenden Anwendungsfall (Schwingungsminderung/ -isolation) für die Bestimmung der Sekundärstrecke angepasst.

3 Systembeschreibung und Modellbildung

3.1 Prüfstandsbeschreibung

Unsere Untersuchungen werden an einem Rotorprüfstand (Abbildung 4) mit einer dünnen Welle und zwei Scheiben (1,2) durchgeführt. Der Prüfstand wird von einem Elektromotor (3) angetrieben, mit dem die ersten beiden Resonanzen durchfahren werden können. Die Maximaldrehzahl beträgt 9000 Upm. Eine der beiden Scheiben (1) ist überkragend angeordnet, um einen ausgeprägten gyroskopischen Effekt zu erzielen. Die Welle wird über ein passives (4) und ein aktives (5) Lager statisch bestimmt fixiert. Zwei Fanglager (6,7) sichern den Rotor gegen zu große Durchbiegungen. Die Auslenkungen der Scheiben werden über Wirbelstromsensoren (8) gemessen. Die Unwucht des Systems ist so gewählt, dass der Rotor zu keinem Zeitpunkt der Untersuchung an den Fanglagern anstreift.

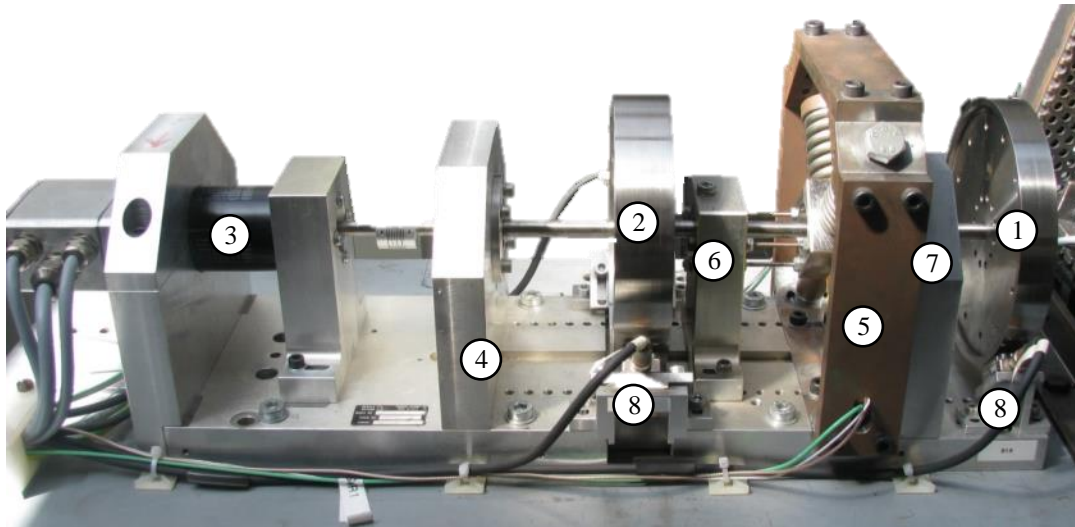


Abbildung 4: Rotorprüfstand

Das aktive Lager (Abbildung 5) besteht aus einem Pendelrollenlager in einem Lagerbock (9), welcher durch Stäbe mit dem Fanglager (6) biegeweich verbunden ist um Kippbewegungen zu vermeiden. Der Lagerbock wird von zwei Hochvolt-Piezostapelaktoren (10) mit 1000 V Stellspannung und einer maximalen Ausdehnung von 40µm bewegt. Um Zug- und Druckkräfte ohne das Auftreten unzulässiger Zugspannungen in der Piezokeramik stellen zu können werden die Aktoren mit zwei Spiralfedern (11) vorgespannt. Diese sind gegenüber den Piezoaktoren angeordnet. In Ergänzung zu den Untersuchungen in [8] verfügt der Prüfstand jetzt über zwei in den Lagerrahmen eingelassene Kraftsensoren (12) zur Messung der Lagerkräfte.

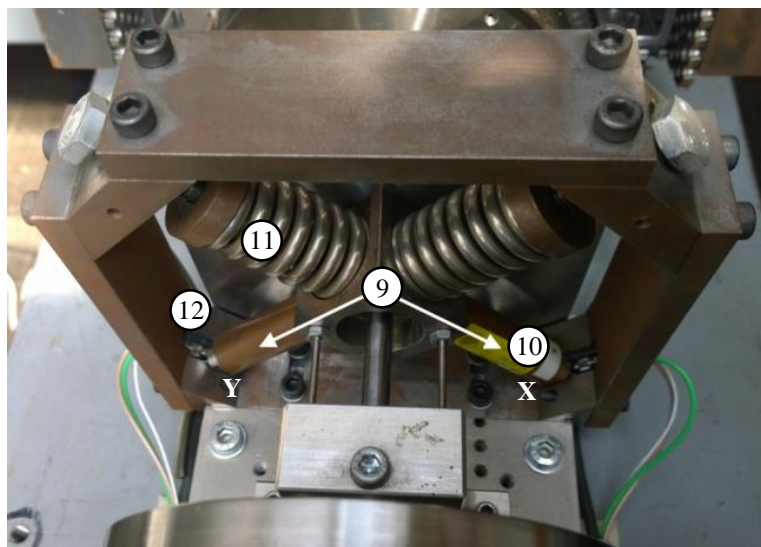


Abbildung 5: Aktives Lager

Für die Implementierung des Regelkreises wird ein handelsüblicher PC mit einer *National Instruments PCI-6259* Wankerkarte sowie die Software *Simulink RealTime* verwendet. Die Abtastrate beträgt 4 kHz, die Sensoreingänge sind mit analogen Filtern mit einer Eckfrequenz von $f_{PT1} = 1 \text{ kHz}$ ausgestattet.

3.2 Modellbildung

Das Sekundärstreckenmodell kann aus dem dynamischen Modell des Rotorprüfstands gebildet werden. Das Gesamtmodell besteht aus verschiedenen Teilsystemen, welche kurz umrissen werden sollen. Das dynamische Modell des Rotors wird mit einer speziell für Rotoren entwickelten, institutseigenen Finite-Elemente Software abgeleitet [13]. Die Welle des Rotors wird dabei als schubelastischer Timoshenko-Balken modelliert. Die Scheiben werden als starr angenommen und die Massen- und Trägheitsmomente aus der Geometrie berechnet. Die Steifigkeiten der aktiven und passiven Lager werden extern ermittelt und in das Rotormodell als Ersatzsteifigkeiten eingefügt. Eine schematische Darstellung des FE-Rotormodells erfolgt in Abbildung 6. Neben den Knoten der biegeweichen Rotorwelle sind außerdem die Steifigkeiten des aktiven Lagers, des

passiven Lagers und der Kupplung zu erkennen. Die Software liefert neben den Massen- und Steifigkeitsmatrizen zusätzlich auch die gyroskopische Matrix.

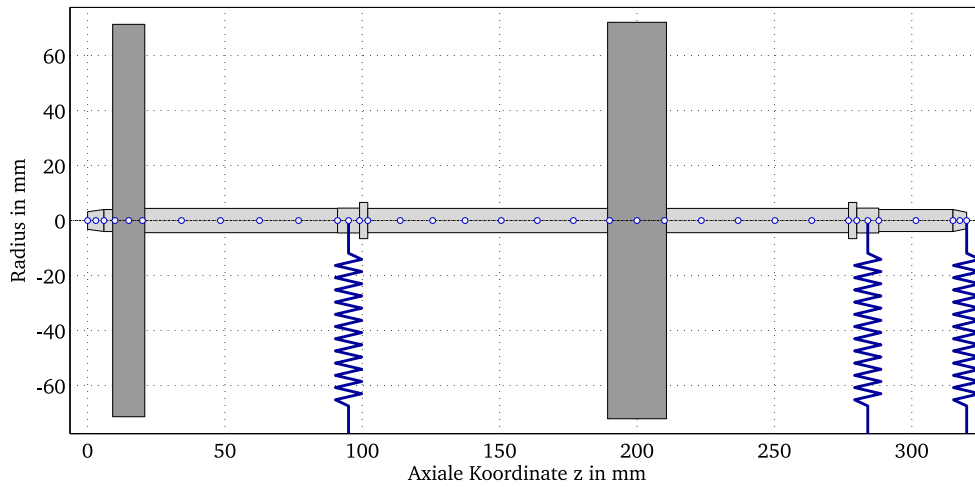


Abbildung 6: Repräsentation des Rotors im FE-Modell (nach [14])

Gl. (15) beschreibt die Bewegungsgleichung des Rotors unter dem Einfluss von Gyroskopie. Dabei sind \mathbf{M}_R , \mathbf{K}_R und \mathbf{G}_R die Massen-, Steifigkeits- und Gyroskopiematrix. Jeder Knoten des FE-Modells wird durch zwei translatorische und zwei rotatorische Freiheitsgrade im Verschiebungsvektor \mathbf{q}_R beschrieben. Der Anregungsvektor $\mathbf{f}(t)$ enthält die Kräfte, welche durch die Unwuchtanregung an den Knoten der beiden Scheiben definiert sind.

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{q}}_R(t) + \Omega \mathbf{G}_R \dot{\mathbf{q}}_R(t) + \mathbf{K}_R \mathbf{q}_R(t) = \mathbf{f}(t) \quad (15)$$

Die piezoelektrischen Aktoren werden über die linearisierten Piezogleichungen modelliert. Dabei bezeichnet F_A die Aktorkraft, k_A die inhärente Steifigkeit des Aktors, $\Delta q(t)$ die Aktorauslenkung und nd_{33} Materialkonstanten. Die Funktion $u(t)$ gibt die am Aktor anliegende Stellspannung an.

$$F_A(t) = k_A \Delta q(t) - nd_{33} k_A u(t) \quad (16)$$

Die Bewegungsgleichung der Lagerschale kann mit der Lagerschalenmassenmatrix \mathbf{M}_{LS} und den Umgebungssteifigkeiten \mathbf{K}_{LS} gebildet werden. Der Vektor \mathbf{q}_{LS} gibt die Freiheitsgrade der Lagerschale in beiden Koordinatenrichtungen an, die Matrix \mathbf{B}_U bestimmt den sich aus den Stellspannungen $\mathbf{u}(t)$ ergebenden Anteil der Aktorkräfte.

$$\mathbf{M}_{LS} \ddot{\mathbf{q}}_{LS}(t) + \mathbf{K}_{LS} \mathbf{q}_{LS}(t) = \mathbf{B}_U \mathbf{u}(t), \quad (17)$$

Die Teilsysteme von Rotor und Lagerschale werden miteinander verknüpft, um die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} erweitert und in Gl. (18) dargestellt.

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{D} + \Omega \mathbf{G}) \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) + \mathbf{B}_U \mathbf{u}(t) \quad (18)$$

Im Anschluss an die mathematische Modellierung wurde zudem ein Modellabgleich mit experimentellen Daten durchgeführt, auf den im Rahmen dieser Arbeit aber nicht näher eingegangen werden soll [9].

Aus dem rotordynamischen Modell kann direkt das Campbell-Diagramm abgeleitet werden, welches in Abbildung 7 gezeigt wird. Insgesamt wurden in dem Rotormodell 4 Biegeeigenformen berücksichtigt. Auch im Campbell-Diagramm zeigt sich aufgrund der übertragenden Scheibe der ausgeprägte gyroskopische Effekt. Jede Eigenform spaltet sich bei einer Drehzahl $\Omega > 0$ in einen Gleich- und einen Gegenlauf auf. Im untersuchten Bereich bis 8000 Upm durchfährt der Rotor alle Eigenfrequenzen bis zum 3. Gegenlauf.

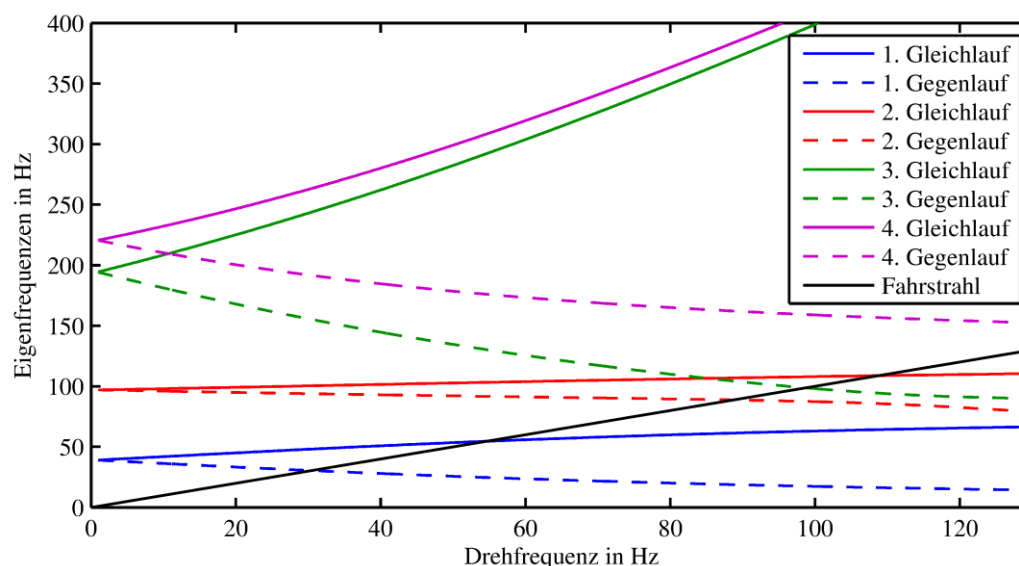


Abbildung 7: Campbell-Diagramm des Rotors

4 Reglerauslegung und Sekundärstreckenverhalten

Der ungedämpfte Lavalrotor weist Phasensprünge von 180° an jeder Resonanzstelle auf, welche in einem Modell nicht exakt abgebildet werden können. Für äußere Dämpfungen werden die Gradienten der Phasen weniger groß und Modellabweichungen wirken sich weniger stark auf Phasenunterschiede aus. Schittenhelm [8] und Tammi [15] erkannten daher den Vorteil, zuerst eine Regelung auszulegen und erst danach eine Störgrößenaufschaltung zu überlagern. Durch den Regler werden die Phasenverläufe an den Resonanzstellen flacher und Differenzen in den Eigenfrequenzen von Modell und Realität bewirken geringere Phasenverschiebungen. Das Ziel der Regelung ist es also nicht, Schwingungen und Auslenkungen zu minimieren. Vielmehr soll durch gezieltes Einbringen von Dämpfung das Rotorsystem so vorkonditioniert werden, dass eine robuste Störgrößenaufschaltung möglich wird.

Um die Komplexität des Gesamtsystems klein zu halten, werden Regler mit einfacher Struktur eingesetzt. Für die Schwingungsisolierung werden die Lagerkräfte gemessen und mit einem IFF (Integral-Force-Feedback)-Regler minimiert. Dieser Regler hat sich in vorangegangenen Arbeiten bewährt [16] und besitzt die Übertragungsfunktion

$$G_{IFF}(s) = \frac{-K_{IFF}}{s+\delta} \quad (19)$$

Die Parameter des IFF-Reglers wurden empirisch ermittelt. Zunächst wurde die Verstärkung K_{IFF} iteriert bis sich einerseits eine signifikante Dämpfung in den Resonanzen ergibt und andererseits der Regler ausreichende Stabilitätsreserven aufweist. Anschließend wurde der Vergessensfaktor δ so angepasst, dass kein Drift auftritt.

Für die Schwingungsisolierung werden die Strecken von den Stellspannungen U_x und U_y zu den Kräften am aktiven Lager $F_{A,x}$ und $F_{A,y}$ genutzt. Diskrepanzen zwischen Modell und Realität gefährden die Stabilität des FxLMS-Algorithmus. Vor allem in der Nähe der Resonanzstellen treten Phasensprünge auf. Ist die Differenz zwischen modelliertem und realem Phasenverzug größer als 90° , was in leicht verschobenen Resonanzstellen auftreten kann, wird der FxLMS-Algorithmus instabil. Abbildung 8 zeigt das Sekundärstreckenverhalten für die Schwingungsisolierung. Im Bereich der Gleichlaufresonanzen ist eine Glättung der Phasensprünge erkennbar. Damit wird das System robuster gegen verschobene Resonanzen.

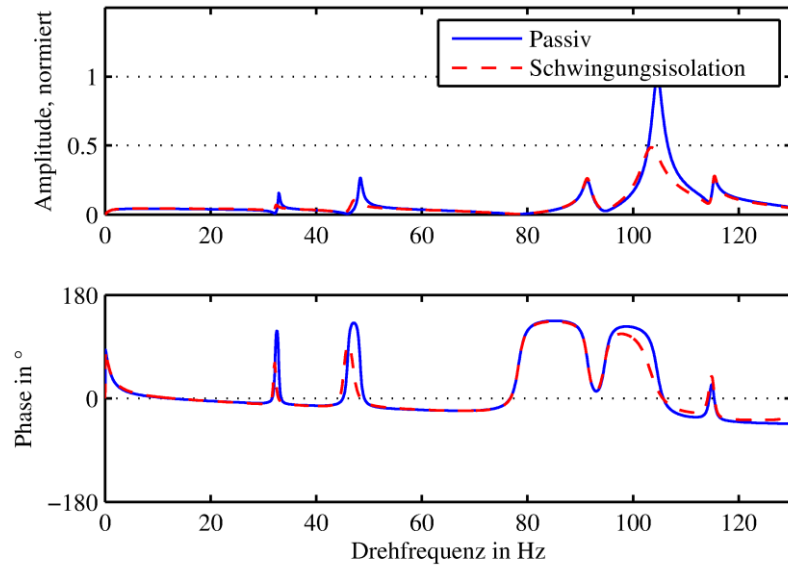


Abbildung 8: Sekundärstreckenverhalten von Aktorspannung U zu Aktorkraft F_A

Für die Minderung der Scheibenauslenkungen wurde ein klassischer PDT_1 -Regler ausgelegt. Aufgrund der besseren Beobachtbarkeit des Schwingungsverhaltens der ersten beiden Eigenformen, wurden die Auslenkungen an Scheibe 1 als Sensorsignal für die Regelung und die Störgrößenaufschaltung verwendet. Wie schon beim IFF-Regler wurden die Reglerparameter empirisch ermittelt. Zunächst werden die Parameter K_P und T_V angepasst, bis sich eine zufriedenstellende Dämpfung in den Resonanzen eingestellt hat. Mit dem Parameter T_1 wird die Rauschverstärkung begrenzt.

$$G_{PDT_1}(s) = K_P \frac{T_V s + 1}{T_1 s + 1} \quad (20)$$

Für das Sekundärstreckenmodell der Schwingungsminderung werden die Übertragungsfunktionen der Stellspannungen U_x und U_y zu den Scheibenauslenkungen der Scheibe 1 x_{S1} und y_{S1} gebildet. Abbildung 9 zeigt das Sekundärstreckenverhalten am Beispiel von x_{S1} für den passiven Rotor und für den Fall der aktiven Dämpfung mit dem PDT_1 -Regler. Eine Glättung des Phasenverlaufs ist an den Stellen der ersten und zweiten Gleichlaufeigenfrequenz gegeben.

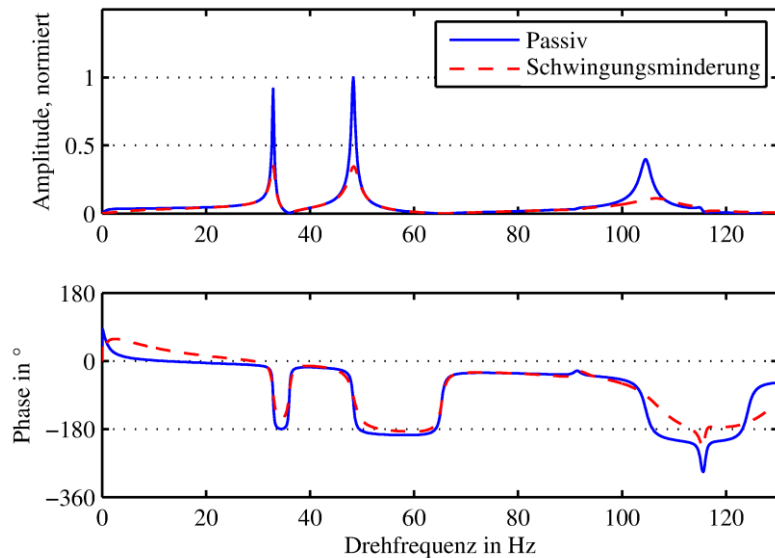


Abbildung 9: Sekundärstreckenverhalten von Aktorspannung U zu Scheibenauslenkung x_{S1}

5 Ergebnisse

Für den Vergleich der Schwingungsminderung und der Schwingungsisolierung werden Hochläufe von 0 bis 120 Hz (entspricht 7200 Upm) mit einer Beschleunigung von 0,4 Hz/s (25 Upm/s) am Prüfstand durchgeführt. Dabei werden die Lagerkräfte am aktiven Lager, die Auslenkungen der Scheiben in x- und y-Richtung sowie die Stellspannungen gemessen. Die anschließende Auswertung erfolgt mittels des Wattmeterverfahrens, bei dem die Amplituden der synchronen Schwingung bei der jeweiligen Drehfrequenz ausgewertet werden. Dargestellt sind die Signale in x-Richtung. Die Auswertung der y-Richtung ergibt aufgrund der Symmetrie qualitativ dasselbe Ergebnis.

Abbildung 10 zeigt den Vergleich zwischen den beiden Reglern zur Reduzierung von Lagerkräften und Scheibenauslenkungen. Im passiven Lauf sind die beiden Gleichlaufresonanzen bei 50 Hz und bei 105 Hz deutlich sichtbar. Ebenfalls ist die erste Gegenlaufresonanz bei ca. 30 Hz zu erkennen, wie es auch aus dem Campbell-Diagramm (Abbildung 7) zu entnehmen ist. Die Verläufe sind mit Ausnahme der Resonanzen sehr ähnlich. Man erkennt eine Reduzierung der Lagerkräfte und Scheibenauslenkungen in der ersten und besonders auch in der zweiten Gleichlaufresonanz. Mit einer maximalen Aktorspannungsamplitude von ca. 150 V sind die Aktoren zu ca. 30 % ausgelastet. Die Regler sollen insbesondere Dämpfung in das System einbringen, um den Phasenverlauf zu glätten. Diese wurden nicht speziell hinsichtlich einer starken Isolation bzw. Minderung optimiert.

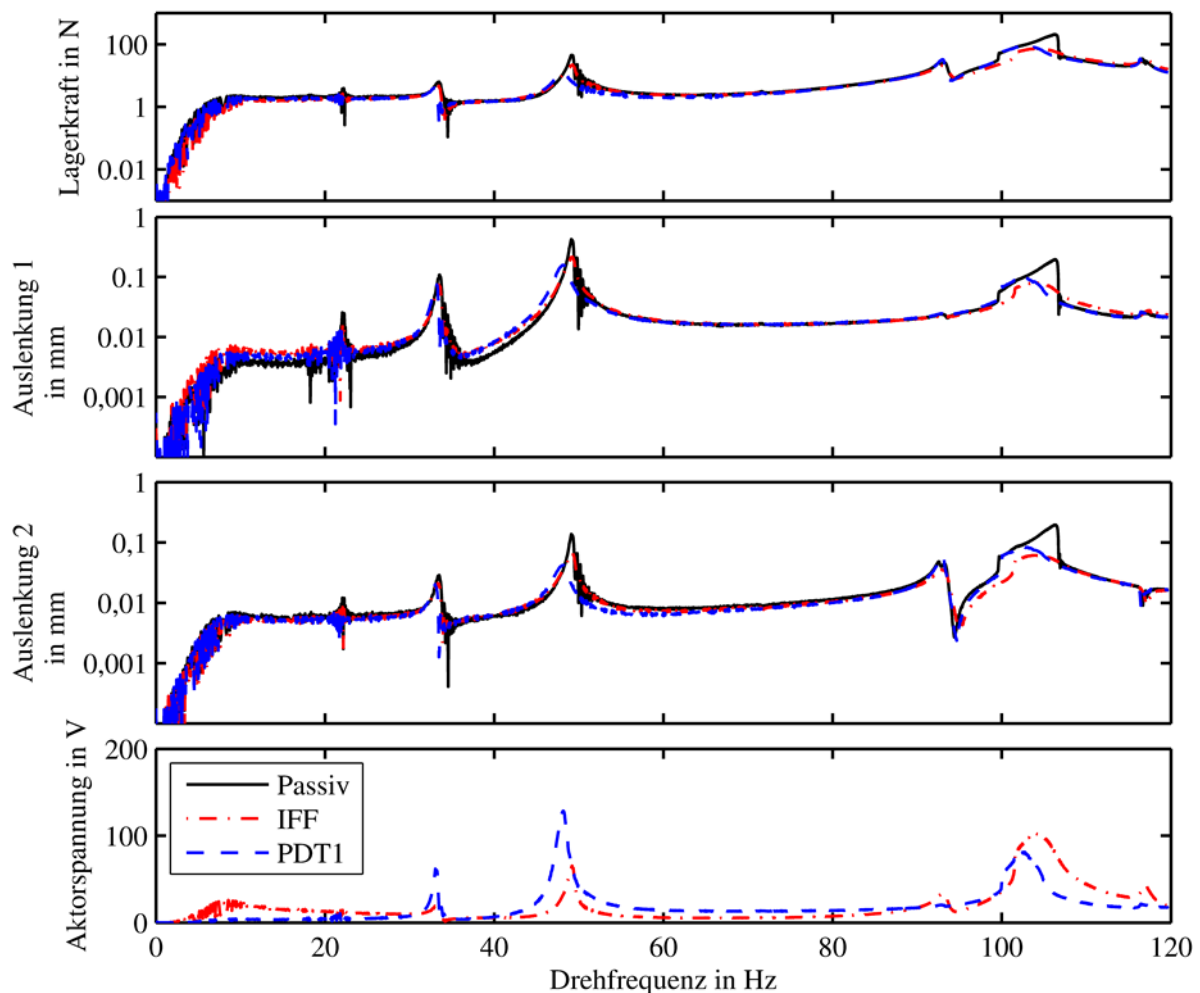


Abbildung 10: Gemessener Rotorhochlauf mit 0,4 Hz/s - Vergleich der Regler für Isolation (IFF) und Minderung (PDT₁)

Abbildung 11 zeigt den Vergleich zwischen den Störgrößenaufschaltungen. Die Schwingungsisolierung (IFF + FxLMS) reduziert die Lagerkräfte um ca. 20 dB in der ersten Gleichlaufresonanz und ca. 40 dB in der zweiten Gleichlaufresonanz. Die Anregung des ersten Gegenlaufs wird kaum gemindert. Auch die Auslenkungen beider Scheiben reduzieren sich in beiden Resonanzen um etwa 20 dB, allerdings vergrößerten sich die Auslenkungen im Drehzahlbereich unterhalb der ersten Gleichlaufresonanz für Scheibe 1 deutlich. Bei einer

Anregungsfrequenz von 80 Hz nimmt die Aktorauslastung zu; als Gründe dafür sind der fehlende Durchgriff des Aktors aufgrund der Antiresonanz in diesem Frequenzbereich zu nennen (vgl. Abbildung 8). Die Schwingungsminderung (PDT1 + FxLMS) zeigt eine Reduzierung der Scheibenauslenkung an Scheibe 1 um ca. 40 dB in beiden Gleichlaufresonanzen. Auch in den anderen Frequenzbereichen ist eine deutliche Reduzierung der Schwingungen erkennbar, allerdings wird bei einer Frequenz von 70 Hz keine Reduktion erreicht. Auch hier ist wieder die Antiresonanz als Ursache zu nennen (Abbildung 9). Außerdem ist zu erkennen, dass die Scheibenauslenkungen an Scheibe 2, die hier in die Störgrößenaufschaltung nicht eingehen, in den Gleichlaufresonanzen zwar deutlich gemindert werden, aber außerhalb dieser Bereiche schlechter als der passive Lauf ausfallen. Auch die Lagerkräfte befinden sich außerhalb der Resonanzen auf einem etwas höheren Niveau als im passiven Lauf.

Offensichtlich eignen sich die Wegsensoren an Scheibe 1 nicht zur Erfassung des globalen Schwingungszustandes und es kann von einem Zielkonflikt zwischen der lokalen Reduktion von Auslenkungen und Lagerkräften gesprochen werden. Hingegen scheinen die Kraftsensoren am aktiven Lager besser zur Beschreibung des globalen Schwingungszustandes geeignet. Der Kompromiss zwischen Isolation und Minderung tritt hier im Wesentlichen nur unterhalb der ersten Gleichlaufresonanz auf.

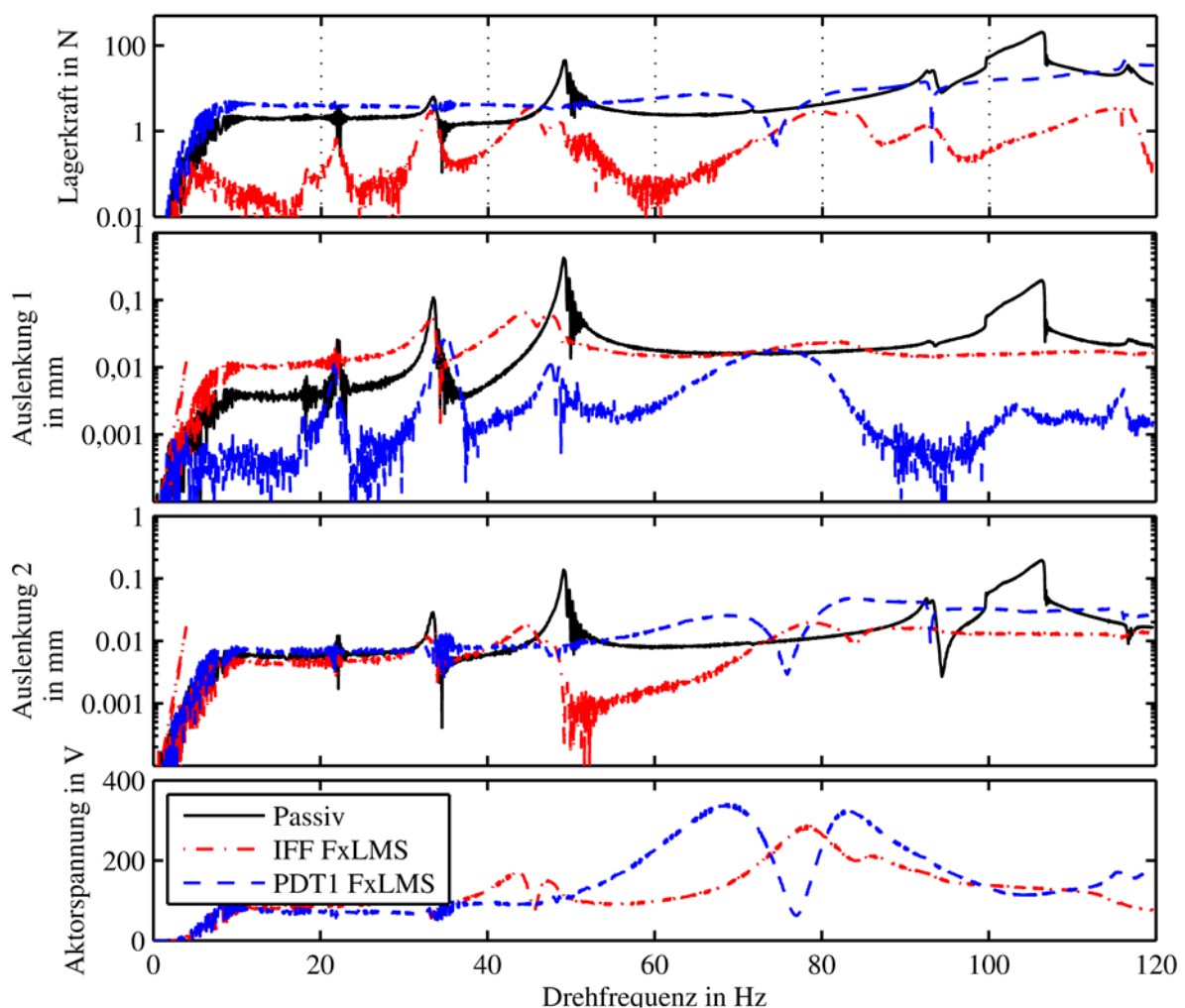


Abbildung 11: Gemessener Rotorhochlauf mit 0,4 Hz/s - Vergleich Isolation (IFF + FxLMS) und Minderung (PDT1 + FxLMS)

6 Fazit

In dieser Veröffentlichung wurden Störgrößenaufschaltungen unter Verwendung von Kraft- und Wegsensoren verglichen. Besonders in den Resonanzen erzielten beide Konzepte eine sehr gute Reduzierung von Biegeschwingungen und Lagerkräften. Allerdings ist außerhalb der Resonanzen ein randbedingungsabhängiger Zielkonflikt zwischen Minderung und Isolation beobachtbar. Die Störgrößenaufschaltung zur Schwingungsminderung an einer Scheibe führt zur Zunahme der Lagerkräfte und

der Auslenkungen an anderer Stelle. Hingegen geht die Reduktion der Lagerkräfte über weite Teile des Betriebsbereiches (oberhalb der ersten Gleichlaufresonanz) auch mit einer Minderung der Scheibenauslenkungen einher. Als Ergebnis der Arbeit kann somit festgehalten werden, dass der FxLMS-Algorithmus besonders die lokalen Schwingungen der als Sensor verwendeten Größen reduziert. Die globale Reduktion von Rotorschwingungen ist hingegen von der Wahl der verwendeten Sensoren und deren Fähigkeit das globale Schwingungsverhalten abzubilden, abhängig. Die Vermutung aus [10], dass durch eine Reduzierung der Lagerkräfte auch eine globale Minderung der Scheibenauslenkungen erreicht wird, konnte somit bestätigt werden.

Danksagung

Diese Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG und wurde durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft im Rahmen des Graduiertenkollegs 1344, „Instationäre Systemmodellierung von Flugtriebwerken“, unterstützt.

Literatur

- [1] O. Lindenborn, B. Hasch, R. Nordmann, “Vibration Reduction and Isolation of a Rotor in an Actively Supported Bearing Using Piezoelectric Actuators and the FXLMS Algorithm,” in *9th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery*, 2008.
- [2] G. Schweitzer, E. H. Maslen, *Magnetic bearings: Theory, design, and application to rotating machinery*. Dordrecht, New York: Springer, 2009.
- [3] A. B. Palazzolo, R. R. Lin, R. M. Alexander, A. F. Kascak, J. Montague, “Piezoelectric Pushers for Active Vibration Control of Rotating Machinery,” *J. Vib. Acoust*, vol. 111, no. 3, p. 298, 1989.
- [4] A. B. Palazzolo, R. R. Lin, R. M. Alexander, A. F. Kascak, and Montague, “Test and Theory for Piezoelectric Actuator-Active Vibration Control of Rotating Machinery,” *J. Vib. Acoust*, vol. 113, no. 2, p. 167, 1991.
- [5] G. Pinte, S. Devos, B. Stallaert, W. Symens, J. Swevers, P. Sas, “A piezo-based bearing for the active structural acoustic control of rotating machinery,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 329, no. 9, pp. 1235–1253, 2010.
- [6] B. Stallaert, S. Devos, G. Pinte, W. Symens, J. Swevers, P. Sas, “Active Structural Acoustic Source Control of Rotating Machinery Using Piezo Bearings,” in *2012 8th International Symposium on Mechatronics and its Applications (ISMA): 10-12 April 2012*, [Piscataway, N.J.: IEEE, 2012.
- [7] H. Bleuler, C. Gahler, R. Herzog, R. Larssonneur, T. Mizuno, R. Siegwart, J. W. Shao, “Application of digital signal processors for industrial magnetic bearings,” *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol. 2, no. 4, pp. 280–289, <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=338647>, 1994.
- [8] R. S. Schittenhelm, S. Bevern, B. Riemann, S. Rinderknecht, “Aktive Schwingungsminderung an einem gyroskopiebehafteten Rotorsystem mittels des FxLMS-Algorithmus,” *SIRM 2013*
- [9] F. B. Becker, R. S. Schittenhelm, and S. Rinderknecht, “PDT1-Regelung zur Minderung von Rotorschwingungen mittels piezoelektrischer Aktoren unter Verwendung eines genetischen Optimierungsalgorithmus,” in *VDI-Berichte*, vol. 2197, 8. *VDI-Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2013: Fulda, 5. und 6. November 2013*, Düsseldorf: VDI-Verl, 2013.
- [10] F. B. Becker and S. Heindel, “Active Vibration Isolation of a Flexible Rotor Being Subject to Unbalance Excitation and Gyroscopic Effect Using H_∞ -Optimal Control,” in *9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics*, 2014.
- [11] S. M. Kuo, D. R. Morgan, *Active noise control systems: Algorithms and DSP implementations*. New York: Wiley, 1996.
- [12] G. Moschytz and M. Hofbauer, *Adaptive Filter: Eine Einführung in die Theorie mit Aufgaben und MATLAB-Simulationen auf CD-ROM*. Berlin [u.a.]: Springer, 2000.
- [13] E. Larible, “Konstruktion eines Werkzeugs zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Rotoren,” Studienarbeit, MIM, TU Darmstadt, Darmstadt, 2001.
- [14] F. B. Becker, “Modellierung rotordynamischer Systeme: Modellerweiterung und Parameteridentifikation,” Master Thesis, IMS, TU Darmstadt, Darmstadt, 2012.
- [15] K. Tammi, “Active Control of Rotor Vibrations by Two Feedforward Control Algorithms,” *J. Dyn. Sys, Meas, Control*, vol. 131, no. 5, p. 051012, 2009.
- [16] M. Borsdorf, R. S. Schittenhelm, W. Zhentao, J. Bos, S. Rinderknecht, “Active damping of aircraft engine shafts using integral force feedback and piezoelectric stack actuators,” in *Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2013 IEEE/ASME International Conference on*, 2013, pp. 1731–1736.