

Identifikation unwuchterregter Resonanzen bei langsam und mittelschnell laufenden Maschinen im großindustriellen Einsatz

Identification of synchronous resonances from low- and mid-speed machines in industrial applications

Dr.-Ing. **Christian Jansen**, KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine

Kurzfassung

Die Restunwucht eines Rotors stellt in vielen technischen Anwendungen die dominierende Anregungskomponente der auftretenden Schwingungen dar. Die Koinzidenz von Dreh- und Struktureigenfrequenzen führt unter Umständen zu überhöhten Schwingungen. Darüber hinaus werden Phänomene beobachtet, deren physikalische Erklärung einfach ist, die in der Praxis jedoch nicht immer korrekt eingeordnet werden können. An einem Beispiel stellt dieser Beitrag die Ursachen dar und zeigt anwendungsorientierte Lösungsansätze.

Abstract

In most technical applications the excitation due to the residual imbalance of a rotor is the dominating source of vibration excitation. A match of the rotational speed and a natural frequency of a machine likely results in elevated vibrations. The observed phenomena are simple in nature but sometimes difficult to interpret in practice. Based upon a real example this paper focuses on the causes for these effects and practical mitigation measures.

1. Einleitung

Maschinen für den großtechnischen Einsatz, z. B. in Kraftwerken oder in der chemischen Industrie, haben heute eine hohe Leistungsdichte bei kostenoptimierter Bauform. Die dynamische Auslegung dieser Maschinen erfordert deshalb eine erhöhte Sorgfalt. Bei schnell laufenden Aggregaten wie Gasturbinen und Turboverdichten erfolgt im Rahmen der Auslegung immer auch eine weitgehende Untersuchung der Dynamik des Gesamtsystems.

Für langsam und mittelschnell laufende Maschinen im Drehzahlbereich bis 3.000 bzw. 3.600 min^{-1} wird dies in diesem Umfang im Allgemeinen nicht durchgeführt. Zum Teil werden diese Maschinen in kleinen Stückzahlen gefertigt und unterliegen mitunter besonderen Spezifikationen der Betreiber. Außerhalb einer vereinfachten rotordynamischen Betrachtung werden die einzelnen Komponenten der Anlage meist isoliert behandelt. In der Konsequenz fallen betriebskritische Strukturresonanzen erst bei der Inbetriebnahme der Maschinen durch überhöhte Schwingungen auf.

Die Bewertung der Betriebsschwingungen dieser Anlagen erfolgt in der praktischen Anwendung meist auf Basis der DIN ISO 10816 [1]. Allgemein behandelt diese Normenreihe die Beurteilung von Maschinenschwingungen durch die Messung an nicht rotierenden Teilen. Sie ordnet z. B. die an den Lagern auftretenden Schwinggeschwindigkeiten unterschiedlichen Zonen zu: Die Zonengrenze A/B stellt ein Auslegungskriterium dar und definiert einen Zielwert für neu in Betrieb gesetzte Maschinen. Die Zonengrenze B/C stellt den für einen uneingeschränkten Dauerbetrieb empfohlenen Maximalwert dar.

Beispielhaft sei an dieser Stelle eine Vertikalpumpe mit halbaxialem Laufrad für den Einsatz in Kraftwerken und Meerwasserentsalzungsanlagen genannt. Die folgende Abbildung 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer solchen Anlage, bestehend aus Ansaugrohr, Pumpengehäuse und Antrieb mit Lüfter. Der Antrieb dieser Maschine ist auf das Pumpengehäuse aufgesetzt und trocken aufgestellt. Eine mehrere Meter lange Pumpenwelle wird durch ein Rohrgehäuse hinab zu einem nass liegenden, halbaxialen Laufrad geführt. Das Medium wird durch das Rohrgehäuse gefördert und durch einen 90°-Krümmer auf den Druckstutzen der Pumpe umgelenkt.

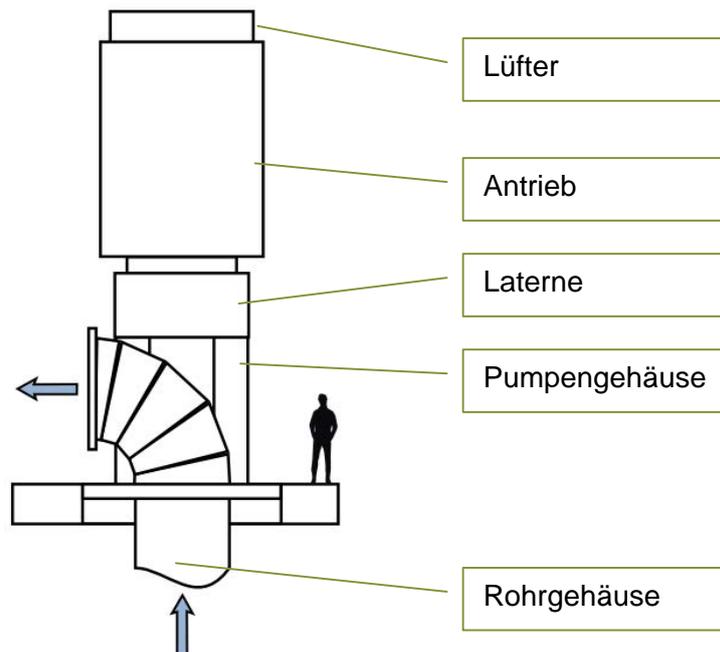


Abbildung 1: Schematische Darstellung einer Vertikalpumpe für den Einsatz in Kraftwerken und Meerwasserentsalzungsanlagen.

Für die Beurteilung des Antriebsmotors wird der Teil 3 der DIN ISO 10816 herangezogen. Er behandelt industrielle Maschinen mit Nennlasten über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 1/min und 15.000 1/min. Die Bewertung der Schwingungen am eigentlichen Pumpengehäuse erfolgt hier auf Basis der DIN ISO 10816 - Teil 7. Dieser ist explizit auf Kreiselpumpen im industriellen Einsatz anzuwenden. Dies umfasst in der praktischen Anwendung im Allgemeinen Pumpen mit radialen, axialen und halbaxialen Laufrädern.

Fallbeispiel: Während der Inbetriebnahme von zwei drehzahlfesten Pumpen dieser Art (im folgenden: Maschine 1 und Maschine 2) mit einer Nennleistung von ca. 2,8 MW wurden effektive Schwinggeschwindigkeiten von über 11 mm/s am etwa 35 t schweren Antriebsmotor der Maschine 2 gemessen. Das Schwingungsniveau der baugleichen benachbarten Maschine 1 lag im Vergleich bei 30 % des genannten Wertes und damit deutlich niedriger. Die dominierende Schwingungskomponente an beiden Maschinen war jeweils die Drehfrequenz von 5,5 Hz bzw. 331 min⁻¹. Die drehzahlsynchronen Schwingungskomponenten einer Richtung in den unterschiedlichen Messebenen zwischen Bodenplatte und Lüfterrad waren phasengleich. In der folgenden Abbildung 2 ist die vorgefundene Schwingungs-

situation am Motor und an der Pumpe der auffälligen Maschine 2 den zulässigen Schwingwerten für einen uneingeschränkten Dauerbetrieb gegenübergestellt.

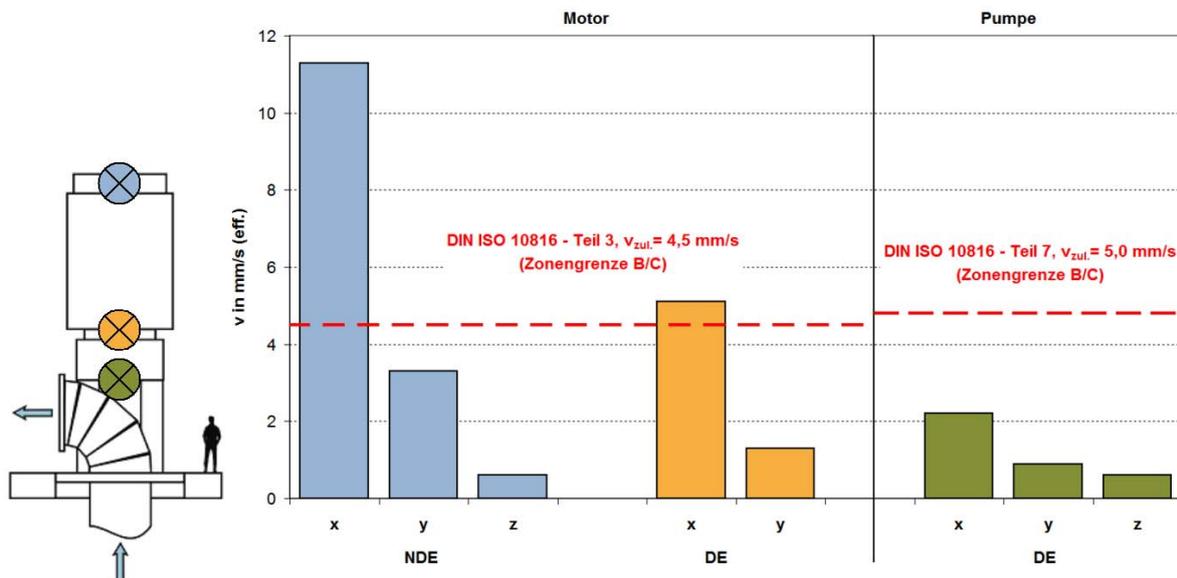


Abbildung 2: Messpositionen und Messwerte der effektiven Schwinggeschwindigkeit am Antriebsmotor und Gehäuse der schwingungstechnisch auffälligen Maschine 2 im Vergleich mit Richtwerten.

Da an beiden Maschinen ein unterschiedliches Schwingungsniveau festgestellt wurde, ist durch unterschiedliche Fachfirmen mehrfach eine Betriebswuchtung der auffälligen Maschine durchgeführt worden, die aber zu keiner Verbesserung der Situation führte.

2. Restunwuchten industrieller Maschinen

Die unperfekte Massenverteilung eines technischen Rotors in Bezug auf die Drehachse hat eine Unwucht zur Folge. Die Drehfrequenz langsam laufender, industrieller Maschinen liegt meist im unterkritischen Bereich, das heißt unterhalb der ersten Biegeeigenfrequenzen der Rotoren. Diese können damit unter gewissen Umständen als starr betrachtet werden. Die DIN ISO 1940 - Teil 1 [2] legt für Rotoren im konstanten Zustand Unwuchttoleranzen fest. Prinzipiell ist die zulässige Unwucht für eine Maschine individuell und durch die Konstruktion vorgegeben. Eine Beurteilung hat streng genommen auf Basis der aus der Unwucht

resultierenden Wirkung in Hinblick auf Schwingungen, Schall oder Werkstoffbelastung zu erfolgen. Da dies praktisch nicht für jede Maschine umsetzbar ist, werden empirisch gesicherte Auswucht-Gütestufen für die Bewertung von Unwuchtzuständen definiert.

Die Abbildung 3 ist ein Auszug aus der DIN ISO 1940 und gibt die auf die Rotormasse bezogene zulässige Restunwucht in Abhängigkeit der Drehzahl von Maschinen wieder. Elektromotoren und Pumpen sowie Apparate des allgemeinen Maschinenbaus werden üblicherweise der Gütestufe „G 6,3“ zugeordnet. Der Zahlenwert entspricht dabei der Bahngeschwindigkeit des Schwerpunktes in mm/s.

Fallbeispiel: Für die Antriebsmotoren des einführenden Fallbeispiels ergibt sich entsprechend der Drehzahl von 331 min^{-1} eine zulässige spezifische Restunwucht e_{zul} von ca. $190 \text{ g mm je kg Rotormasse}$. Bezogen auf eine Rotormasse von ca. 10.000 kg und einem Durchmesser des Käfigläufers von ca. 1.500 mm entspricht dies einer zulässigen Unwuchtmasse von etwa $2,5 \text{ kg}$ auf dem Umfang des Käfigs. Bei Nenn-drehzahl entspricht dies einer umlaufenden Kraft von etwa $2,3 \text{ kN}$.

Darüber hinaus unterscheidet man stationäre und veränderliche Unwuchtzustände. Variable Unwuchterregungen unterschiedlicher Zeitskalen können sich beispielsweise durch Materialablagerungen auf dem Rotor, durch Erosion, durch Korrosion, lose Teile, Durchrutschen kraftschlüssiger Verbindungen oder durch thermisches Durchbiegen ergeben. Kurzfristige Einflüsse lassen sich mit geeigneter Messtechnik im Rahmen einer Untersuchung gut ermitteln. Langsam ändernde Zustände können gegebenenfalls durch eine Sichtung historischer Daten erkannt werden.

Um ein Schwingungsproblem bei Maschinendrehzahl dauerhaft durch Auswuchten lösen zu können, muss sichergestellt sein, dass tatsächlich ein Unwuchtproblem vorliegt und geklärt werden, ob es variabler oder stationärer Natur ist. Im Vorfeld einer Betriebswuchtung sind immer mögliche alternative Ursachen für erhöhte drehzahlsynchrone Schwingungen auszuschließen. Außer durch Unwucht können drehzahlsynchrone Schwingungen z. B. auch durch Fehler in der Ausrichtung, Lagerinstabilitäten oder Wellenanrisse hervorgerufen werden. Die VDI-Richtlinie 3839 „Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen“ [3] kann bei der ersten Einordnung von Schwingungsphänomenen eine gute Hilfe sein.

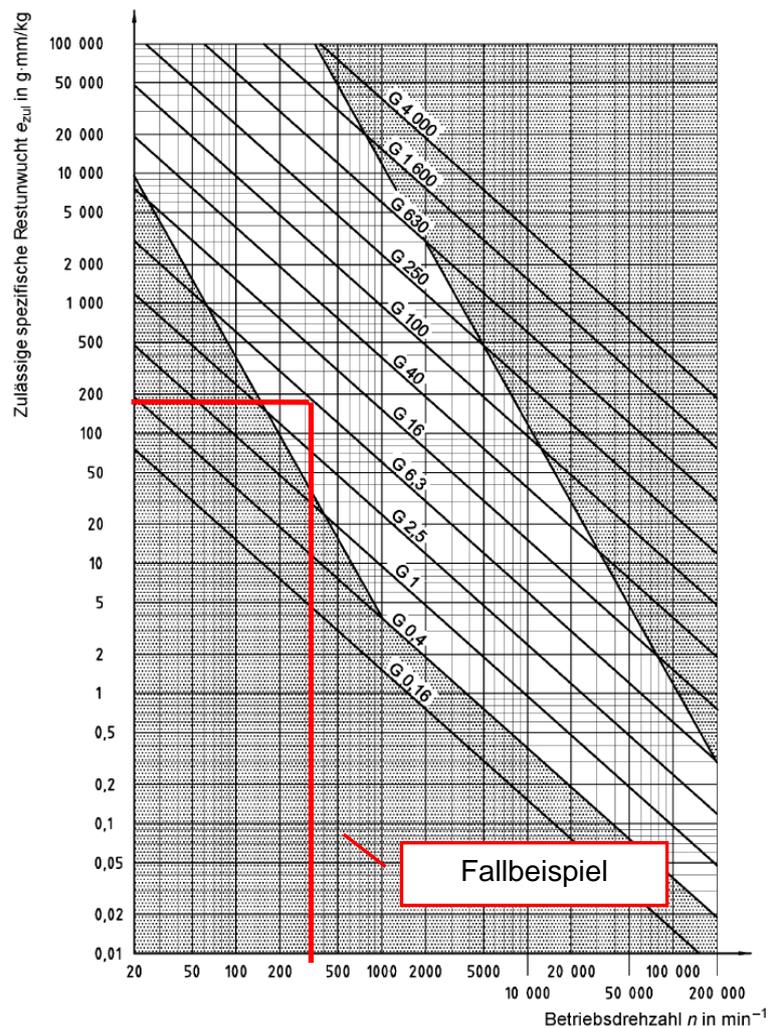


Abbildung 3: Zulässige spezifische Restunwucht als Funktion der Auswucht-Gütestufe G und der Betriebsdrehzahl n (Quelle: [2]).

Folgende Eigenschaften von Maschinenschwingungen stützen die These einer unzulässig hohen Unwucht:

- Dominanz der Drehfrequenz
- Wiederholbarkeit
- Konstanz von Phase und Amplitude.

Schließlich ist zu berücksichtigen, dass die Restunwucht einer Maschine durchaus innerhalb der üblichen Toleranzen liegen kann, aber durch eine Anregung von Strukturresonanzen deutlich erhöhte Schwingungen auftreten können.

3. Resonanzverhalten

Vertikalpumpen in oberfluriger Aufstellung besitzen in der Regel durch den aufgesetzten und vergleichsweise schweren Antriebsmotor einen hohen Schwerpunkt. Oft kann das dynamische Verhalten dieser Konstruktion in guter Näherung als gedämpftes System mit einem Freiheitsgrad beschrieben werden. In der Abbildung 4 ist dies schematisch für den Fall einer Unwuchterregung $U(\Omega)$ dargestellt.

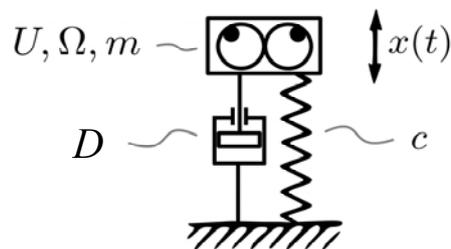


Abbildung 4: Ersatzsystem eines unwuchterregten Einmassenschwingers mit Dämpfung.

Die auf die Unwuchtkraft bezogene Amplitude V und der Phasenversatzwinkel ψ zwischen Unwuchtkraft und Auslenkung werden für ein solches System in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz Ω zum Beispiel in [4] angegeben. Sie basieren auf der partikulären Lösung der Bewegungsgleichung. In der folgenden Abbildung 5 sind die relative Amplitude und der Phasenwinkel über dem Frequenzverhältnis $\eta = \Omega/\omega_0$ aufgetragen.

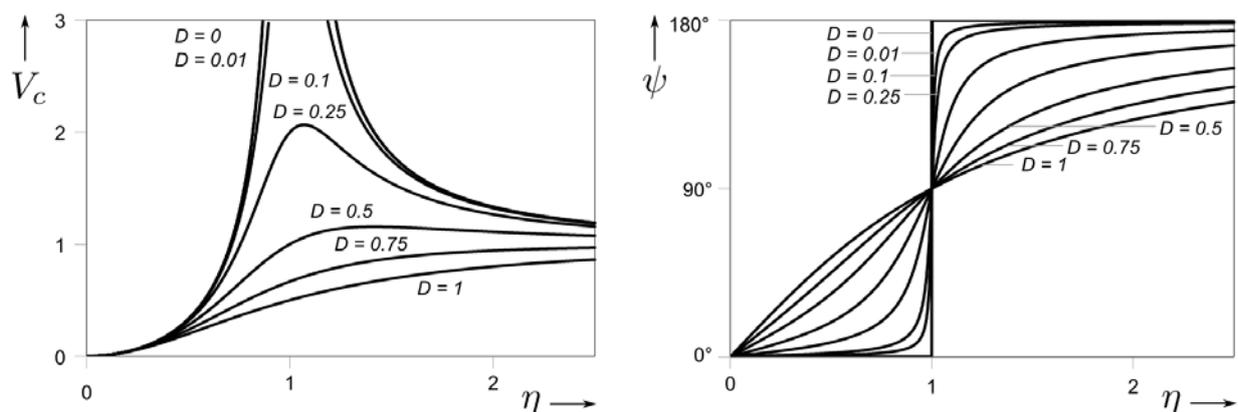


Abbildung 5: Komplexe Vergrößerungsfunktion für einen Einmassenschwinger unterschiedlicher Dämpfung bei Unwuchterregung.

Mit abnehmender Dämpfung nimmt die Resonanzwirkung in Bezug auf Vergrößerung und Phasenversatz deutlich zu. Je geringer die Dämpfung des betrachteten Systems ist, desto höher ist die Empfindlichkeit $\partial\psi/\partial\eta$ des Phasenwinkels in der Nähe der Resonanz. Im Extremfall des ungedämpften Systems ($D = 0$) ist der Phasenbezug zwischen Anregung und Wirkung im Resonanzfall sprunghaft.

Wird nicht nur die partikuläre, sondern die allgemeine Lösung der Bewegungsgleichung betrachtet, kann die Überlagerung von freier und durch Unwucht erzwungener Schwingung beschrieben werden. Damit ist es möglich, auch transiente Vorgänge zu beschreiben und den in Systemen schwacher Dämpfung zu beobachtenden Effekt der Schwebung zu erklären. Dieser tritt auf, wenn die Erregerfrequenz und die Eigenfrequenz nahe beieinander liegen. Eine nichtharmonische Anregung und nichtlineare Effekte, wie zum Beispiel mechanisches Spiel, können zur Anregung der Resonanz führen und resultieren damit in an- und absteigenden Schwingungsamplituden (Abbildung 6). Je kleiner der Frequenzabstand, desto niedriger ist die Schwebungsfrequenz. In diesem Zustand ändert sich der beobachtete Phasenwinkel zwischen Erregung und Wirkung kontinuierlich.

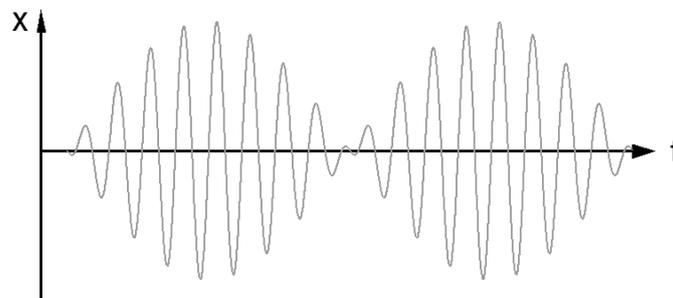


Abbildung 6: Schwebungserscheinung in Resonanznähe für ein System schwacher Dämpfung.

Viele Verfahren, die bei der Wuchtung einer Maschine am Einsatzort angewandt werden, beruhen auf der korrekten messtechnischen Ermittlung von Phasenwinkeln und Schwingungsamplituden. Mit den üblicherweise eingesetzten einfachen Messgeräten ist eine phasenbasierte Betriebswuchtung unter starkem Resonanzeinfluss nicht ohne Weiteres möglich: Die Drehfrequenz eines technischen Rotors ist häufig lastabhängig (Asynchronantriebe, Riementriebe, etc.). Infolge der erhöhten Drehfrequenzempfindlichkeit in

der Resonanz steigt damit auch der absolute Messfehler des Phasenwinkels. Darüber hinaus reagieren Phasenwinkel und erregerebezogene Amplitude stark auf Veränderungen der Eigenfrequenz des Systems und werden bei schwacher Dämpfung zusätzlich durch Schwebungseffekte beeinflusst.

***Fallbeispiel:** Eine fehlende Konstanz von Phase und Amplitude und eine Verschiebung der Eigenfrequenzen sind die offensichtlichen Fehlerquellen für die mehrfach erfolglos durchgeführten Auswuchtversuche an der Maschine des einführenden Beispiels. Die einzige leicht zugängliche Ausgleichsebene dieses Rotors ist das auf dem Ende der Motorwelle aufgesteckte Lüfterrad. Im Normalbetrieb befindet sich dieser Lüfter unter einer massiven, ca. 2 t schweren Lüfterhaube. Wie gezeigt werden kann, verschieben sich die Biegeeigenfrequenzen der Maschine durch die Demontage der Haube deutlich.*

4. Identifikation

Eine Betriebswuchtung wird z. B. mit Hilfe eines optisch oder induktiv arbeitenden Drehzahlgebers und einer Schwingungsmessung durchgeführt. Vielfach wird nur an einem Wellenlager und in einer radialen Richtung gemessen. Bereits ein weiterer um 90° versetzter Messpunkt kann einen Hinweis auf eine unwuchterregte Resonanz liefern. Wenn die Höhe der Schwinggeschwindigkeiten der beiden Richtungen deutlich unterschiedlich ist und dem subjektiven Steifigkeitsverhältnis der Maschine widersprechen, ist eine Resonanzverstärkung zu vermuten. Weitere Effekte, die sich aus dem Resonanzeinfluss ergeben, wurden im vorhergehenden Abschnitt genannt. Als markante Merkmale können die fehlende Phasen- und Amplitudentreue genannt werden, die unter Umständen auch zwischen einzelnen Maschinenstarts festgestellt werden kann.

Besteht der Verdacht auf eine unwuchterregte Resonanz, erfolgt die messtechnische Ermittlung der Schwingungsamplituden und Phasenlagen sinnvollerweise mit einem kontinuierlich arbeitenden Messsystem, um die zeitlichen Verläufe darstellen zu können. Darüber hinaus sind gegebenenfalls Eigen- und Resonanzfrequenzuntersuchungen z. B. mit einem Impulshammer oder aber mittels eines frequenzgeregelten Unwuchtmotors durchzuführen. Auf diese Weise können im Sinne der Maschinenaufstellung kritische Betriebsdrehzahlen sicher festgestellt werden.

Fallbeispiel: Beide Pumpen wurden im Rahmen einer messtechnischen Untersuchung am oberliegenden Ende der Laterne mit einem Impulshammer angeregt. Die auf diese Weise ermittelten Struktureigenfrequenzen sind in der folgenden Tabelle 1 aufgeführt. Wie zu erwarten, besitzen beide Maschinen nahezu identische Eigenfrequenzen. Es ist erkennbar, dass jeweils in Richtung des Druckstutzens (x-Richtung) eine Eigenfrequenz nahe der Drehfrequenz von ca. 331 min^{-1} , d. h. ca. 5,5 Hz, vorliegt. Im direkten Vergleich ist die Eigenfrequenz der schwingungstechnisch weniger auffälligen Maschine 1 niedriger und liegt näher an der Betriebsdrehfrequenz.

Tabelle 1: Vergleich der Eigenfrequenzen der Maschinen.

	Maschine 1 (unauffällig)	Maschine 2 (auffällig)
x-Richtung	5,75 Hz	5,85 Hz
y-Richtung	6,50 Hz	6,45 Hz

In der folgenden Abbildung 7 ist die Mobilität beider Maschinen für den Frequenzbereich bis 10 Hz aufgetragen worden. In der Abbildung ist zu erkennen, dass beide Maschinen bei Betriebsdrehzahl bereits einem deutlichen Resonanzeinfluss unterliegen. Bei nahezu identischer schwacher Dämpfung ist die Resonanzverstärkung der drehfrequenten Unwuchterregung bei dem unauffälligen Aggregat 1 infolge der geringfügig niedrigeren Eigenfrequenz in x-Richtung tatsächlich höher als bei der problematischen Maschine 2. Dass sich dies nicht in erhöhten Betriebschwingungen bemerkbar macht, muss als Hinweis auf einen gut ausgewuchteten Läufer der Maschine 1 gewertet werden.

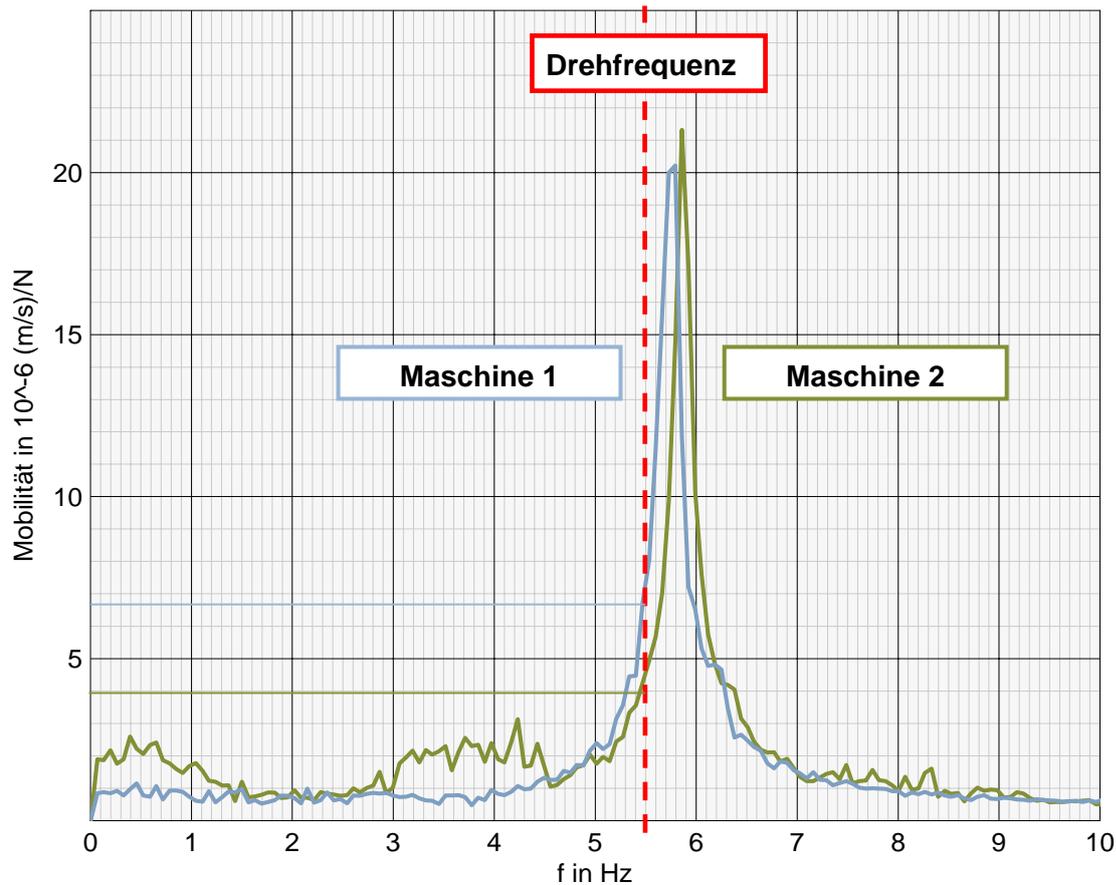


Abbildung 7: Vergleich der Eigenfrequenzlage und der Mobilität beider Maschinen.

5. Minderungsmaßnahmen

Prinzipiell gibt es mehrere mögliche Ansatzpunkte, um die Folgen unwuchterregter Resonanz zu mindern. Zum einen können störende Eigenfrequenzen gezielt verschoben werden und zum anderen kann die Anregung in Form der Restunwucht des Rotors reduziert werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, die Dämpfung des Systems zu erhöhen.

Die VDI 3839 empfiehlt bei unwuchterregten und durch Resonanz verstärkten Lagerschwingungen die Verschiebung der wirksamen Eigenfrequenz. Der Grund dafür ist unter anderem die hohe Empfindlichkeit bezüglich Veränderungen des Unwuchtzustandes durch die Resonanzverstärkung. Diese Verschiebung muss als langfristige Maßnahme durch eine konstruktive Änderung erfolgen. Als kurzfristig umsetzbare Maßnahme kann eine

Feinwuchtung jedoch durchaus ein probates Mittel sein, wenn beispielsweise ein Inbetriebnahmeprozess fortgesetzt werden muss.

Fallbeispiel: Noch während der messtechnischen Untersuchung wurde die auffällige Maschine 2 einer Betriebswuchtung unterzogen. Zu diesem Zweck wurde die kritische Eigenfrequenz des Motor-Pumpe-Systems zunächst durch eine provisorische Versteifungsmaßnahme und durch das Entfernen der Lüfterhaube nach oben und damit aus dem beobachteten Resonanzbereich verschoben (Abbildung 8). Damit wurde schließlich eine eindeutige Bestimmung von Betrag und Phase des Unwuchtvektors möglich.

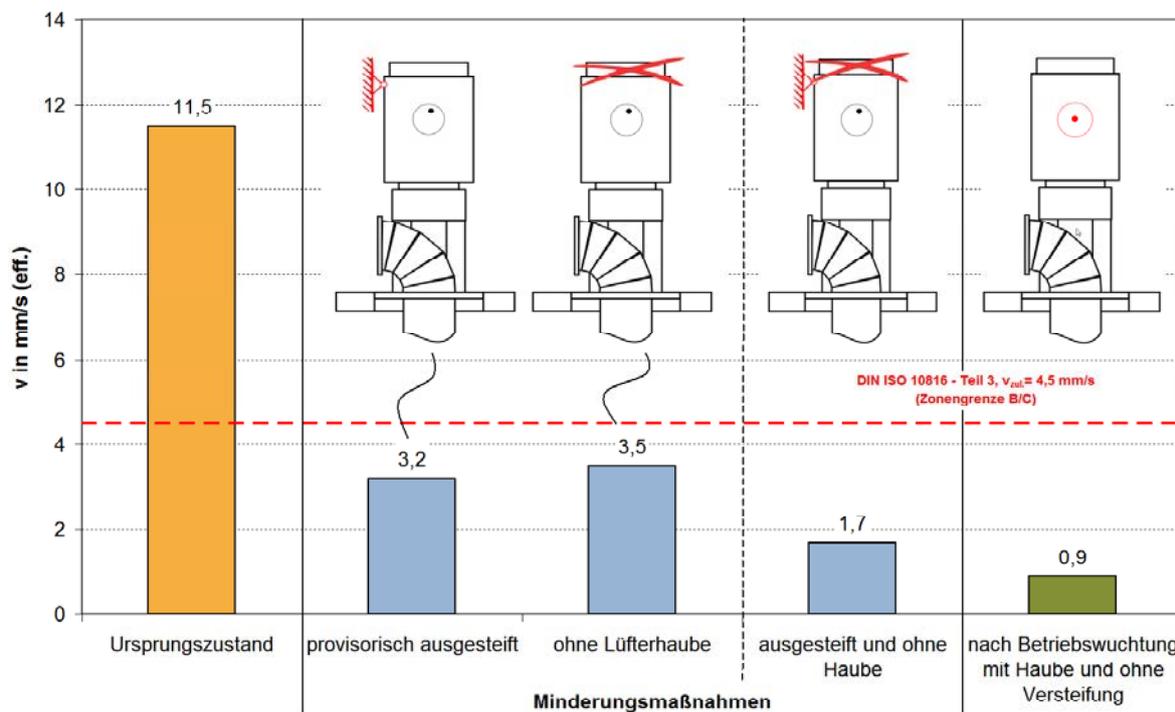


Abbildung 8: Vergleich der effektiven Schwinggeschwindigkeit am oberen Motorlager bei verschiedenen Eigenfrequenzen.

Es wurde festgestellt, dass die Maschine 2 außerhalb des Resonanzinflusses mit einer drehzahlsynchronen Komponente von ca. 1,2 mm/s (eff.) in x-Richtung schwingt und somit bereits in diesem Ursprungszustand eine hohe Wuchtgüte besitzt. Durch eine Feinwuchtung wurde die Restunwucht auf etwa 1/6 reduziert, so dass eine resultierende Unwucht Komponente von ca. 0,2 mm/s (eff.) am oberen Motorlager in x-

Richtung erreicht wurde. Nach Wiederherstellung des normalen Anlagenzustandes (Entfernung der Versteifungsmaßnahme und Montage der Lüfterhaube) ergab sich durch die Resonanzverstärkung eine Schwinggeschwindigkeit bei Betrieb von ca. 0,9 mm/s (eff.) am oberen Motorlager. Damit lag die Maschine 2 nach der Wuchtung deutlich innerhalb des zulässigen Bereiches gemäß DIN ISO 10816 und unterhalb der Schwingwerte der unauffälligen Maschine 1.

6. Fazit

Mitunter liegen die Struktureigenfrequenzen großtechnischer Maschinen im visuell wahrnehmbaren Bereich, so dass eine unwucherregte Resonanz bei langsam und mittelschnell laufenden Maschinen unter Umständen augenscheinlich ist. Spezifische Eigenschaften messtechnisch ermittelter Lagergehäuseschwingungen können die These eines Resonanzbetriebes stützen.

Eine Betriebswuchtung für eine in Resonanz arbeitende Maschine ist möglich, aber aufgrund der erhöhten Anfälligkeit für Änderungen des Unwuchtzustandes (z. B. durch Verschmutzung) nicht immer sinnvoll. Eine gezielte Verschiebung der Eigenfrequenzen ist im Sinne eines dauerhaften Anlagenbetriebs die bessere Lösung.

Soll dennoch eine Feinwuchtung durchgeführt werden, müssen geeignete Verfahren angewandt werden und unter Umständen sind im Vorfeld geeignete Messbedingungen herzustellen. Bei Kenntnis des Resonanzeinflusses kann eine zielgerichtete Auswuchtung durchgeführt werden, wenn z. B. durch temporäre Änderung der schwingenden Masse oder der Steifigkeit der Resonanzeinfluss vermindert werden kann.

7. Literatur

- [1] DIN ISO 10816: Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen. Berlin: Beuth
- [2] DIN ISO 1940-1: 2004: Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand - Festlegung und Nachprüfung der Unwuchttoleranz. Berlin: Beuth
- [3] VDI 3839: Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen. Berlin: Beuth
- [4] Magnus, K.; Popp, K.; Sextro, W.: Schwingungen. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008