

Einfluss der Lagergehäusesteifigkeit auf das Schwingverhalten eines zweipoligen Elektromotors

Piotr Kalinowski¹, Lukas Krzysteczko², Benjamin Gottfried Ulbrich³

¹ Large Drives, Siemens AG, 13629, Berlin, Deutschland, piotr.kalinowski@siemens.com

² Gleitlager, Renk AG, 30539, Hannover, Deutschland, lukas.krzysteczko@renk.biz

³ Large Drives, Siemens AG, 13629, Berlin, Deutschland, benjamin.ulbrich@siemens.com

Kurzfassung

Die genaue Vorhersage des Schwingungsverhaltens rotierender elektrischer Maschinen erfordert den Einsatz zuverlässiger Simulationsmodelle. Während die Rotoren mit Hilfe von Balkenelementen und Punktmassen sehr gut abgebildet werden können, liegt bei gleitgelagerten Rotoren eine wesentliche Herausforderung in der geeigneten Modellierung des Ölfilms, sowie der nicht rotierenden Baugruppen wie Lagergehäuse, Grundrahmen, Unterbauten usw.. Gewöhnlich werden diese mit Hilfe von in Reihe geschalteten Massen- und Federelementen modelliert. Diese Vorgehensweise hat sich für die rotordynamische Analyse bewährt und erlaubt eine höchst effiziente Modellbildung für die Simulation bei sehr guter Ergebnisqualität. Allerdings lässt sich eine hohe Genauigkeit nur dann erzielen, wenn Federsteifigkeiten und Massen realitätsnah abgestimmt sind.

Im Rahmen dieses Beitrags wird exemplarisch gezeigt, welchen Einfluss die Modellierung der Lagergehäusesteifigkeit auf die Simulation des Schwingungsverhaltens eines großen zweipoligen Elektromotors hat. Zu diesem Zweck werden die Steifigkeiten des Lagergehäuses unter Berücksichtigung der Lagerungsbedingung der Lagerschale im Gehäuse ermittelt. Dabei werden Einflussfaktoren wie z. B. Lagerfertigungstoleranzen und Lagerlastabweichungen berücksichtigt, woraus sich ein für den untersuchten Elektromotor gültiger Steifigkeitsbereich ergibt. Schließlich wird diskutiert, inwieweit die Steifigkeitsvariation das Eigenverhalten des Rotors beeinflusst und welche Vorteile diese Erkenntnis im Hinblick auf die Auslegung von rotierenden elektrischen Maschinen bietet.

1 Einleitung

Die großen Elektromotoren aus der Reihe Simotics HV Serie H-modyn bilden ein breitbandiges Spektrum an Maschinen, die den Leistungsbereich von 6 bis 50 MW abdecken und somit für den Einsatz in der gesamten Prozessindustrie geeignet sind. Typische Einsatzgebiete für die Motoren liegen z. B. in der Wasser-, Öl- bzw. Gasbranche, wo sie für Anwendungen an Verdichtern und Pumpen oder als Generatoren zur Verfügung stehen. Die Motoren sind durch eine kompakte Bauform charakterisiert, die durch die Verwendung von Mittenflanschgleitlagern begünstigt wird. Daraus resultiert ein verkürzter Lagerabstand, der für die rotordynamische Auslegung des Motors von besonderer Bedeutung ist. Die Mittenflanschlager werden in den als Schweißkonstruktion ausgeführten Grundrahmen integriert, der wiederum direkt mit dem Kundenfundament verbunden ist. Die Anbindungspunkte des Grundrahmens zum Kundenfundament werden dabei so gewählt, dass der Kraftfluss direkt in den Boden geleitet wird und damit das optimale Steifigkeitsverhalten der Struktur ermöglicht.

Im Rahmen dieser Publikation wird ein zweipoliger Synchronmotor mit einer Nennleistung von etwa 15 MW und einer Nenndrehzahl von 3600 min^{-1} untersucht, welcher z. B. als Antrieb für einen Turboverdichter fungieren kann. Solche Maschinen werden entweder als Festdrehzahlmotoren oder als Motoren mit variabler Drehzahl betrieben, wobei ein geeigneter Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung eingesetzt wird. Die Realisierung der zweiten Option ist aufgrund der zu berücksichtigenden Eigenformen rotordynamisch anspruchsvoller, daher wird ein Drehzahlstellbereich von 2500 min^{-1} bis 3800 min^{-1} für die zu untersuchende Maschine definiert.

Der Rotor des Motors ist in Zweikeillagern zweifach gelagert und hat eine außenliegende Erregermaschine. Das Aktivteil wird als massiver Vollpolläufer ausgeführt, dessen Wicklungen in Nuten eingebracht werden, die

in den Läuferballen gefräst sind. Durch die Maßnahme wird der Einfluss der für die zweipoligen Motoren charakteristischen Rotoranisotropie maßgeblich reduziert, was wiederum zur Verbesserung der Rotorstabilität beiträgt. Da der Einfluss der unrunder Läuferballen bei den im Dynamowerk gebauten Vollpolläufern bisher nicht beobachtet werden konnte, wird er in der nachfolgenden Simulation vernachlässigt und der Rotor wird als isotrop modelliert.

2 Zur Modellierung und Simulation von Elektromotoren

2.1 Rotordynamischer Hintergrund

Die Schwingungsprobleme in der Struktur- und Rotordynamik werden mit Hilfe einer allgemeinen Bewegungsgleichung beschrieben, die sich wie folgt darstellen lässt:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\mathbf{D} + \mathbf{G})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}, \quad (1)$$

wobei mit \mathbf{M} die Massen-, mit \mathbf{D} die Dämpfungs-, mit \mathbf{G} die gyroskopische und mit \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix sowie mit \mathbf{x} der Vektor der Rotorverschiebungen bezeichnet werden. Die linke Seite der Differentialgleichung bildet den Rotor unter frei-freien Randbedingung ab, während auf seiner rechten Seite die auf den Rotor wirkenden Kräfte \mathbf{f} wie z. B. die Unwucht aufsummiert werden. Wird der Rotor in Gleitlagern gelagert, ist die Gl. (1) um die entsprechenden Koeffizienten, die in einer Steifigkeits- \mathbf{K}_b bzw. Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_b zusammengefasst werden, wie folgt zu erweitern:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\mathbf{D} + \mathbf{D}_b + \mathbf{G})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{K}_b\mathbf{x} = \mathbf{f}. \quad (2)$$

Schließlich werden die Struktursteifigkeiten und -massen berücksichtigt, um eine elastische Rotorabstützung zu realisieren. Mathematisch lässt sich der Sachverhalt ähnlich wie von Vázquez et al. in [2] abbilden. Die exemplarische Darstellung für die Struktursteifigkeiten \mathbf{K}_{sup} liefert der folgende Ausdruck:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} + \mathbf{K}_b & -\mathbf{K}_b \\ -\mathbf{K}_b & \mathbf{K}_b + \mathbf{K}_{sup} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{x}_s \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

wobei mit \mathbf{x}_s der Zustandsvektor der Strukturverschiebungen bezeichnet wird. Die Lagerstruktursteifigkeiten, die im Mittelpunkt des vorliegenden Beitrags stehen, gehören sinngemäß zu der Struktursteifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{sup} .

Die eingeführten Bewegungsgleichungen (1-2) stellen ein Grundgerüst für die rotordynamische Analyse. Sie erlauben die Integration der für die Simulation von Elektromotoren relevanten Effekte, wie z. B. des magnetischen Zugs (vgl. hierzu [3]) sowie eine sehr genaue Abbildung der Rotorgeometrie. Für die Modellierung der nicht rotierenden Baugruppen empfiehlt sich die Reduktion der Strukturen in ein Masse-Feder-System mit einer begrenzten Anzahl an Knoten. Durch eine korrekte Abstimmung der Strukturparameter lassen sich dann sehr gute Ergebnisse für die Rotordynamik bei einer kurzen Rechenzeit erzielen. Eine vollständige struktur- und rotordynamische Simulation, wie beispielsweise von Singhal in [1] dokumentiert, ist dagegen dann von Interesse, wenn Fundamentmoden im Betriebsdrehzahlbereich des Motors liegen.

2.2 Modellierung des Rotors und des Ölfilms

Der Rotor des Elektromotors wird als Balken unter Verwendung der Timoshenko-Balkentheorie modelliert. Eine schematische Darstellung des Aufbaus kann der Abbildung 1 entnommen werden. Darin lassen sich sowohl

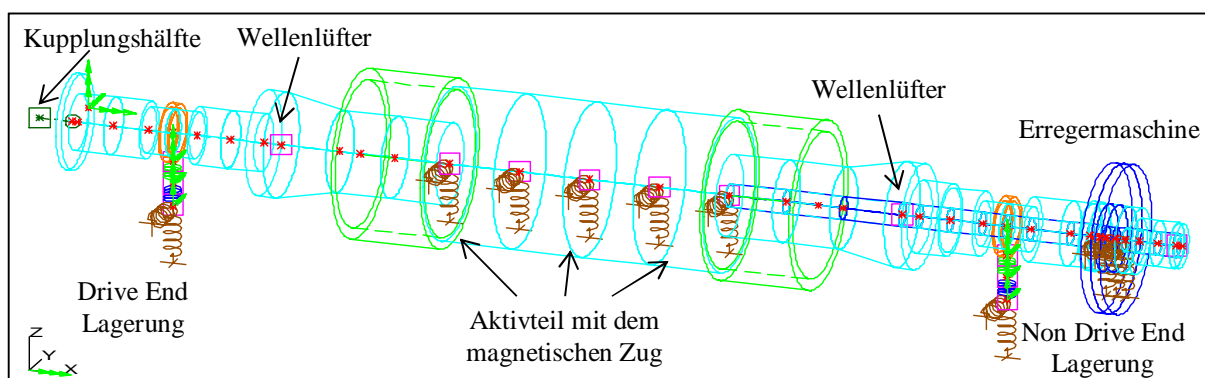


Abbildung 1: Rotordynamisches Modell eines zweifach gelagerten Synchronmotors

die Rotorgeometrie als auch beide Lagerungen erkennen. Des Weiteren sind die Kupplungshälfte, die Wellenlüfter sowie die Erregermaschine, welche als Punktmassen modelliert sind, dargestellt. Den massivsten Abschnitt des Rotors bildet der Aktivteil in der Mitte der Maschine ab, während die daran angebrachten Federn den magnetischen Zug repräsentieren. Es ist dabei zu beachten, dass die Steifigkeiten mit negativen Vorzeichen versehen sind, da der magnetische Zug umgekehrt proportional zu dem Rotor-Stator-Spalt ansteigt.

Im nächsten Schritt wird der Aufbau der die Lagerung abbildenden Federschaltung diskutiert (vgl. Abbildung 2, links). Sie besteht aus vier in Reihe geschalteten Federn, die den Ölfilm, die Lagerstruktur, den Grundrahmen und das Fundament repräsentieren. Die letztere Federsteifigkeit wird häufig – so wie auch im Rahmen der nachfolgenden Simulation – als unendlich steif angenommen, wenn es sich um ein massives Fundament handelt. Sollte dagegen bekannt sein, dass die Aufstellstruktur des Motors geringe Steifigkeit und Masse aufweist, ist die Ermittlung und Berücksichtigung der Fundamentsteifigkeiten zu empfehlen.

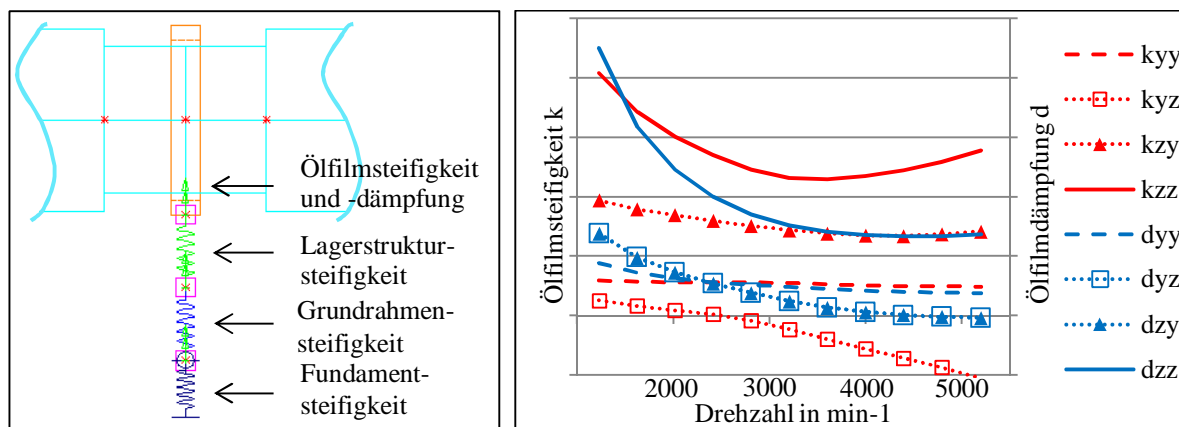


Abbildung 2: Links: Federreihenschaltung der Motorlagerung, rechts: Ölfilmkoeffizienten (qualitativ)

Während die Definition der Lagerstruktur- und Grundrahmensteifigkeiten im folgenden Abschnitt ausführlicher thematisiert ist, wird an dieser Stelle kurz auf die Ölfilmkoeffizienten eingegangen. Diese stellen das nachgiebigste Glied in der Kette dar und haben somit einen besonders starken Einfluss auf das rotordynamische Verhalten des Läufers. Die für den zu untersuchenden Motor verwendeten Zweikeillager werden mit Hilfe des allgemeinen Gleitlagerprogramms mit dreidimensionaler Temperaturverteilung ALP3T (Version 4.3) modelliert und berechnet. Als Eingabeparameter dienen hierbei die Geometrie der Lagerschale sowie die Randbedingungen, die u. a. durch die Viskosität des Öls und seine Temperatur bzw. die Lasteinwirkung definiert werden. Als Ergebnis erhält man dann Ölfilmsteifigkeiten und -dämpfungen in den Hauptachsrichtungen (k_{yy} , k_{zz} bzw. d_{yy} , d_{zz}) sowie die so genannten Kreuzkopplungssteifigkeiten und -dämpfungen (k_{yz} , k_{zy} bzw. d_{yz} , d_{zy}), die die Antwort des Ölfilms auf die Lasteinwirkung in der jeweils anderen Achse beschreiben.

Das Ergebnis der Gleitlagerberechnung ist in Abbildung 2 rechts dargestellt. Darin lässt sich auf den ersten Blick erkennen, dass die Ölfilmkoeffizienten stark drehzahlabhängig sind. Des Weiteren ist zu sehen, dass die gekoppelten Koeffizienten, sehr deutlich präsent sind, was ein typisches Merkmal für die Zweikeillager ist. All diese Effekte sind dafür verantwortlich, dass die Eigenwerte des Rotors eine markante Drehzahlabhängigkeit aufweisen. Des Weiteren tragen die Kreuzkopplungskoeffizienten zu einer verhältnismäßig hohen modalen Dämpfung der Eigenwerte bei.

3 Ermittlung der Lagerstruktur- und der Grundrahmensteifigkeiten

Nach dem Ölfilm ist die Lagergehäusestruktur das Element mit der zweithöchsten Nachgiebigkeit in der ruhenden Struktur unter dem Rotor, gefolgt vom geschweißten Grundrahmen. Besonders bei Maschinen in Grenzleistungsbereichen kann die genaue Kenntnis der Unterbausteifigkeit die Aussagegüte der rotordynamischen Auslegung wesentlich beeinflussen.

Der folgende Abschnitt befasst sich mit der Modellierung der Lagergehäuse und ihrer inneren Struktur, der Methodik zur Bestimmung ihrer Steifigkeit, sowie der Bestimmung der Grundrahmensteifigkeit. Weiterhin wird die Validität der Annahme von der Bestimmung der Unterbausteifigkeit durch die in Abbildung 2 dargestellte Reihenschaltung von getrennt ermittelten Lager- und Grundrahmensteifigkeiten untersucht.

3.1 Modellierung der Lagerstruktur

Das System Mittenflanschlager besteht aus einem Graugussgehäuse sowie einer Stahllagerschale, auf der eine Laufschiene aus Weißmetall aufgebracht ist. Bei der mathematischen Darstellung des Modells wurde großer

Wert auf die detailgetreue Abbildung aller Bauteilkomponenten gelegt, die für die Lastübertragung sowie für die Verformung des Gehäuses von Bedeutung sind, vgl. Abbildung 3. Die Vereinfachung des FE-Modells beschränkt sich auf einige kleine Bohrungen, die keinen Einfluss auf den Kraftfluss ausüben, und auf die verwendeten Gewinde. Eine reale Abbildung von Schraubengewinden würde die Rechenzeit überproportional erhöhen, ohne die Kernaussagen der Untersuchung zu verbessern. Daher werden die Schraubengewinde mit dem Gehäuse- bzw. Schalengewinde verschmolzen. Die Gehäuseteile werden durch vier Schrauben M24 und zwei Stifte mit 16 mm Durchmesser miteinander verbunden, die Schale hat zwei Schrauben M12 und zwei Stifte Ø12 mm. Als Randbedingung sind die Bohrungen (blaue Markierung in der Abbildung 3) der Schrauben im Mittenflansch in radialer Richtung fixiert. In axialer Richtung sind die Schraubenkopfauflagen der Flanschschrauben (rote Markierung) fixiert.

Die Steifigkeit k_{P-Q} ist als Quotient der Differenz der Last ΔF zwischen zwei Lastpunkten (P und Q) und der resultierenden Verschiebung Δx zwischen diesen Punkten definiert:

$$k_{P-Q} = \frac{\Delta F_{P-Q}}{\Delta x_{P-Q}}. \quad (4)$$

Die Lastangriffsfläche hat eine rechteckige Form (siehe gelbe Markierung in Abbildung 3), und die Last wird über die gesamte axiale Lagerbreite sowie über einen Lagerumfangswinkel von 90° als konstante Drucklast aufgebracht. Diese Last wirkt in vertikaler Richtung im Bereich von „4:30 Uhr bis 7:30 Uhr“ und hat einen Wert von etwa 40 kN. Dabei wird angenommen, dass sich die Gewichtslast des Rotors auf beide Lager gleichmäßig verteilt. Die dabei entstehende Verformung wird über der Fläche, auf die die Last wirkt, gemittelt, daher hat der Lastverlauf nahezu keinen Einfluss auf die Steifigkeit.

Des Weiteren wird die dynamische Belastung der Lager infolge der Unwucht bei der Steifigkeitsermittlung berücksichtigt. Einzelheiten dazu werden im nächsten Abschnitt diskutiert.

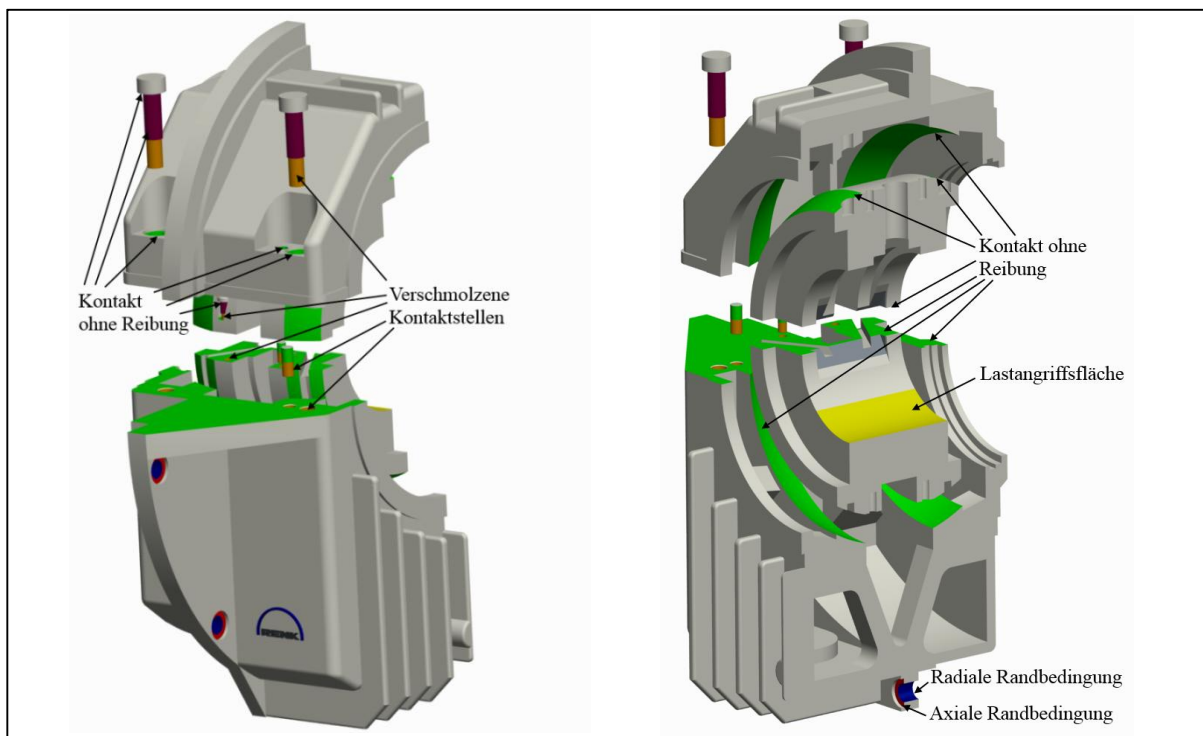


Abbildung 3: Schnittdarstellung des Lagersystems mit Randbedingungen, Kontaktstellen und Lastzone

Zur Modellierung der Vorspannung in den Schrauben der Gehäuse- und Lagerschalenteilfugen wird der Schraubenschaft (bordeauxrote Markierung) mit einer negativen Wärmeausdehnung versehen. Dadurch verkürzt sich der Schraubenschaft, und die Vorspannung kann eingestellt werden. Zur Erzeugung der Schalenklemmung im sphärischen Gehäuse-Kugelsitz wird die Schalenkugel zunächst auf das gleiche Maß wie die Gehäusekugel gebracht und in das Gehäuse mittig positioniert. In der Berechnung weitet sich die Schale auf ihr tatsächliches Übermaß aus und erzeugt so die Klemmung zwischen Gehäuse und Schale. Während dieses Prozesses dürfen keine Reibungskoeffizienten in der Gehäuseteiluge wirken, weil beim realen Anziehen der Schrauben in der Teiluge kein Kontakt vorliegt, bis die Schrauben angezogen sind. Bis dahin kann sich eine geringfügige Verschiebung des Gehäusedeckels gegenüber dem Unterteil ergeben. Zur Positionierung der Gehäuse- und

Schalenhälften werden Stifte verwendet. Diese sind im FE-Modell jeweils mit dem unteren Bauteil (Gehäuse- bzw. Schalen-Unterteil) verschmolzen (orangefarbige Markierung) und haben eine Kontaktfläche mit dem oberen Bauteil (Gehäusedeckel bzw. Schalenoberteil). Die mit grüner Farbe markierten Flächen weisen einen Gleitkontakt mit einem Reibungskoeffizienten von 0 auf.

3.2 Ermittlung der dynamischen Last

Die Lager werden durch eine dynamische Kraft belastet, die auf die Unwuchtanregung zurückzuführen ist. Zur Ermittlung der entsprechenden Unwucht wird die DIN ISO 1940-1 herangezogen, die geeignete Auswuchtgütestufen für verschiedene Maschinentypen definiert. Mit der Annahme der Wuchtgüte G 2,5, die im Elektromaschinenbau als Standard gilt, lassen sich zulässige Unwuchten U_{zul} wie folgt ermitteln:

$$U_{zul} = 1000 \frac{(e_{zul} \cdot \Omega) \cdot m}{\Omega}, \quad (5)$$

wenn mit m die Rotormasse, mit Ω die Winkelgeschwindigkeit und mit $e_{zul} \cdot \Omega$ der Zahlenwert der gewählten Auswuchtgütestufe angegeben werden. Wird die zulässige Unwucht nach G 2,5 halbiert und dann jeweils zu beiden Seiten des Aktivteils gleichphasig verteilt, lässt sich ein stationärer Verlauf der dynamischen Lagerkraft für die Drive-End-Lagerung unter Verwendung des im Abschnitt 2.2 erläuterten Modells¹ berechnen (siehe hierzu Abbildung 4 links und rechts). Aufgrund der nahezu symmetrischen Bauweise des Motors wird angenommen, dass die baugleiche Non-Drive-End-Lagerung im selben Maße wie die Drive-End-Lagerung belastet wird.

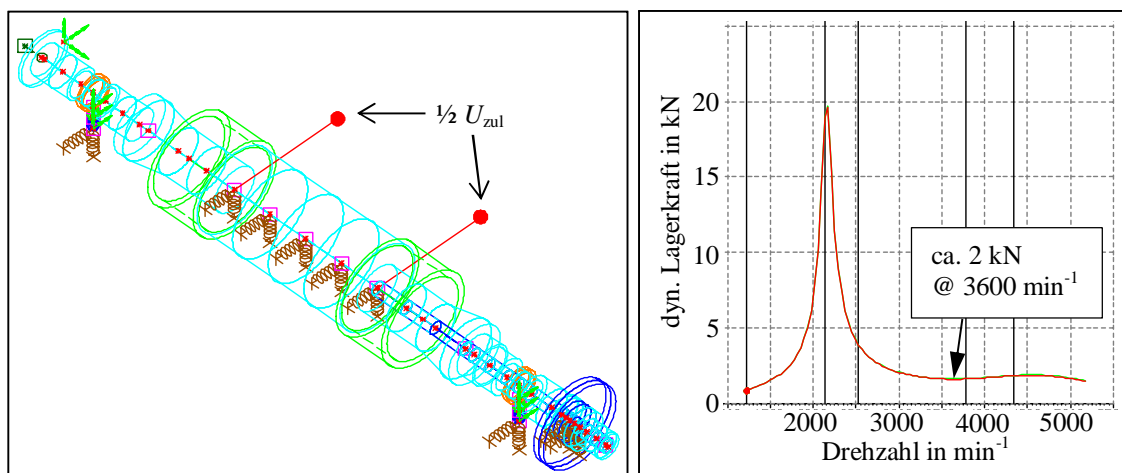


Abbildung 4: Links: Unwuchtverteilung, rechts: Verlauf der unwuchtbedingten dynamischen Lagerkraft bei Annahme der Wuchtgüte G 2,5

Das Diagramm gibt einen guten Überblick über das Schwingverhalten des Motors. Während das Kraftniveau im Betriebsdrehzahlbereich relativ gering ist, ist die Resonanzüberhöhung unterhalb des Sperrbereiches deutlich erkennbar. In diesem Zusammenhang wird jedoch daran erinnert, dass die erfolgte Berechnung stationär ist. Wird die Eigenfrequenz beschleunigt durchfahren, werden dort in Realität deutlich geringere Kräfte erwartet. Im Nennpunkt bei 3600 min^{-1} wird die Maschine dagegen stationär betrieben; die dabei entstehenden, dynamischen Lagerkräfte betragen ca. 2 kN. Diese Kraft wird in den folgenden Ausführungen dynamische Standardkraft genannt; ähnlich wird die zugehörige Unwucht gemäß der Gütestufe G 2,5 als Standardunwucht bezeichnet.

Neben der Untersuchung des Standardlastfalls wird eine zusätzliche Simulation von akademischer Natur durchgeführt, um das Verhalten des Lagergehäuses bei extremen dynamischen Lastbedingungen zu erörtern. Zu diesem Zweck wird eine zehnfache Unwucht in Höhe von G 25 angenommen. Dieser Lastfall wird im Folgenden als extreme Unwuchtbedingung bezeichnet.

3.3 Ergebnisdarstellung für die Lagerstruktur

Die Ergebnisse der Simulation der Lagerstruktursteifigkeit entsprechen weitgehend den Erwartungen. Demnach ist die Größe der Kontaktfläche zwischen Gehäuse und Schale maßgeblich für die Verschiebung der belasteten Lauffläche und damit für die Steifigkeit verantwortlich. Den größten Einfluss auf die Steifigkeit hat

¹ Für die Steifigkeit der Lagerstruktur und des Grundrahmens wurden Erfahrungswerte angenommen.

dabei die Klemmung zwischen Gehäusekugel und Schalenkugel. Mit höherer Klemmung wächst die Kontaktfläche zwischen Schale und Gehäuse signifikant an und damit auch die Steifigkeit, vgl. Abbildung 5.

Einen weitaus geringeren Einfluss hat die Last; dieser Einfluss hängt jedoch ebenfalls von der Klemmung ab. Für die maximale Klemmung ändert sich die Steifigkeit infolge der extremen Unwuchtbedingung über den gesamten Lastbereich um 1,5 %, während sie sich bei minimaler Klemmung um ca. 14 % ändert. Bei maximaler Klemmung verändert sich die Kontaktfläche bei Laständerung nur unwesentlich, weil sich eine sehr große Kontaktfläche bereits ohne äußere Last durch die Schalenklemmung eingestellt hat. Bei minimaler Klemmung ist die Kontaktfläche ohne äußere Last relativ klein und kann sich durch die lastbedingte Verformung vergrößern.

Die Verläufe der Steifigkeit bei Standardunwucht unterscheiden sich von denen bei extremer Unwuchtbedingung. Dies liegt daran, dass die Lagerstruktur unter vertikaler Last durch die nicht exakt mittige Positionierung des Lagerflansches, die von DIN 31694 gefordert wird, ein kleines Kippmoment entwickelt. Diese Kippbewegung und die begrenzte Rechengenauigkeit können bei kleinen Laständerungen zu größeren Unterschieden der Steifigkeit führen. Dies ist besonders gut bei einem Vergleich von Standardunwucht mit der extremen Unwucht bei maximaler Klemmung zu beobachten.

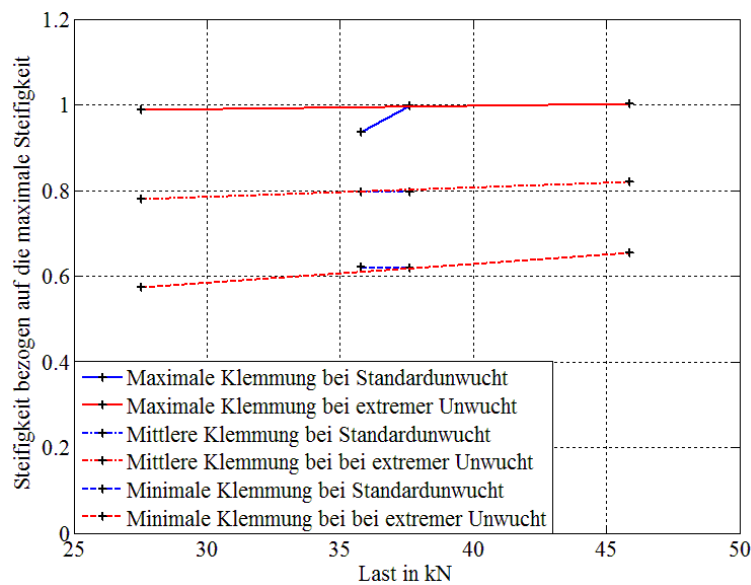


Abbildung 5: Einfluss der Klemmung auf den Steifigkeitsverlauf über der vertikalen Last

3.4 Modellierung des Grundrahmens mit dem Lagergehäuse

Die Grundrahmen der Reihe Simotics HV Serie H-modyn sind als Schweißkonstruktion von Stahlblechen mit Wandstärken von 15 mm bis 50 mm ausgeführt. Die Simulationsmodelle für strukturmechanische und -dynamische Untersuchungen werden aufgrund der verhältnismäßig großen Ausdehnungen der Bleche gegenüber ihrer Dicken üblicherweise als Schalenelemente aufgebaut. Für den Grundrahmen allein ergeben sich dabei ca. 100.000 Elemente mit quadratischer Ansatzfunktion, was etwa 450.000 Freiheitsgraden entspricht.

In der herkömmlichen Betrachtungsweise des Systems werden die Steifigkeiten von Fundament, Grundgestell, Lager und Ölfilm als weitgehend unabhängige Größen betrachtet. Dies spiegelt sich in der in Abbildung 2 dargestellten Modellierung als Reihenschaltung von diskreten Federn wider. Um die Steifigkeit des Grundrahmens unabhängig vom Gleitlager zu bestimmen, wird dem Modell ein rigid spider² vom Lagerknoten der Welle zu den Verschraubungspunkten im Lagerflansch hinzugefügt. Auf dem zentralen Lagerknoten wird dann eine äußere Last aufgebracht und gleichzeitig die resultierende Verschiebung bestimmt, woraus sich die Steifigkeit des Grundrahmens ergibt.

Soll darüber hinaus der Einfluss der Versteifung des Grundrahmens durch das Gleitlager und umgekehrt untersucht werden, muss die Steifigkeit beider Bauteile gleichzeitig bestimmt werden. Da für das in Kapitel 3.1 beschriebene Lagermodell die Schlankheitsanforderungen für die Verwendung von Schalenelementen nicht gilt, muss das aus Volumenelementen modellierte Lager am Lagerflansch an die Schalenstruktur des Grundrahmens angeschlossen werden. Dazu wird die Steifigkeit der Verbindung durch Balkenelemente abgebildet, deren Länge

² „rigid spider“ bezeichnet hier die kinematische Kopplung von n Slave-Knoten an einen Master-Knoten.

der Klemmlänge der Verschraubung entspricht. Am Lager wird der Balken in der Ebene der Schraubenkopfaufgabe der Flanschschrauben mit einem rigid spider an das Lager über eine der Schraubenaufgabe entsprechende Fläche angebunden. Am Ende des Balkens wird die aus Schalen modellierte Lagerwand wieder mit einem rigid spider angekoppelt. Da bei einer vorgespannten Schraubenverbindung nicht nur die Schraube selbst, sondern die verspannten Teile wesentlich zur Steifigkeit der Verbindung beitragen, wird der Durchmesser der Verbindungsbalken nach dem aus [4] bestimmten Ersatzdurchmesser der Verschraubung gewählt.

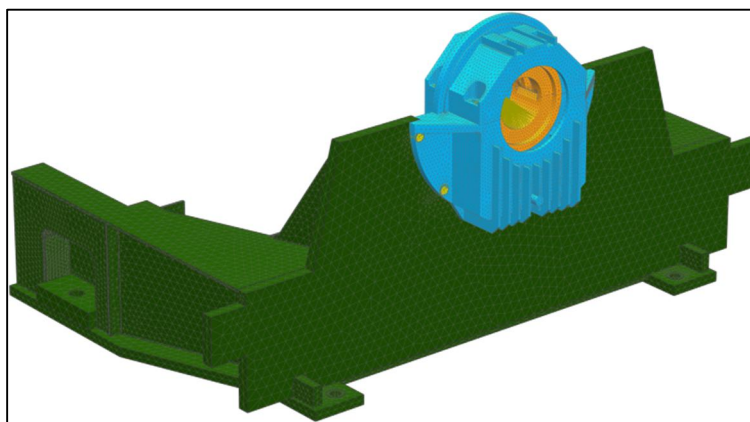


Abbildung 6: FE-Modell des Grundrahmens mit Lager

Zur Validierung der Annahmen über die Steifigkeit der Verschraubung von Lagerflansch und -wand wurde für die hier untersuchte Maschine zusätzlich ein Volumenmodell des Lagerbereichs des Grundrahmens erstellt. So lässt sich mit der Vorspannung der Schrauben und dem Kontakt in der Trennfuge die tatsächliche Ausbreitung des Druckkegels und die sich damit einstellende Steifigkeit der Verbindung verifizieren.

3.5 Ergebnisdarstellung für die Gesamtmaschine

Für die Untersuchungen der Gesamtstruktur aus Grundrahmen und Lager sollen die unterschiedlichen Ansätze für die resultierende Gesamtsteifigkeit dieser Bauteile als relevante Eingangsgröße für die Rotordynamik miteinander verglichen werden. Daher wird auch für die unabhängige Berechnung der Steifigkeiten von Grundrahmen und Lager die Gesamtsteifigkeit als Summe der reziproken Einzelsteifigkeiten angegeben. Die in Tabelle 1 angegebenen Steifigkeitsverhältnisse beziehen sich damit auf die Gesamtsteifigkeit der Struktur, wie im Gesamtmodell ermittelt.

Tabelle 1: Normierte Steifigkeiten der verschiedenen Modellierungsvarianten der Gesamtstruktur (entsprechend mittlerer Klemmung und Standardunwucht)

Modellierungsvariante		Horizontale Steifigkeit	Vertikale Steifigkeit
1	Unabhängige Bestimmung von Grundrahmen- und Lagersteifigkeit	100 %	100 %
2	Lineare Kopplung von Lager und Grundrahmen über Balkenelemente	75 %	76 %
3	Nichtlinearer Kontakt zwischen Lager und Grundrahmen	87 %	87 %

Bei der Beurteilung der Untersuchungen muss beachtet werden, dass eine unabhängige Verifikation der Ergebnisse kaum möglich ist. Eine direkte experimentelle Bestimmung der Steifigkeit des Gesamtsystems würde eine Vorrichtung erforderlich machen, die sehr große Prüflasten aufbringen kann und gleichzeitig eine größere oder deutlich besser bestimmbare Steifigkeit als das Prüfobjekt aufweist. Neben dem enormen Aufwand ist dabei trotzdem immer mit einer Beeinträchtigung der Messgenauigkeit durch diese äußeren Einflüsse zu rechnen. Eine indirekte Bestimmung der Steifigkeit, z. B. durch die Lage der Eigenfrequenzen des Rotors, ist aufgrund der Toleranzen bei der Abbildung des übrigen Systems einer großen Unsicherheit unterworfen. Schon die Bestimmung der Ölfilmkoeffizienten hat einen sehr großen Einfluss auf die erreichbare Genauigkeit bei der Messung der Unterbausteifigkeit, da die Nachgiebigkeit des Ölfilms die aller übrigen Komponenten bei weitem übersteigt.

Die Gegenüberstellung der Ergebnisse in Tabelle 1 zeigt, dass die bisher übliche Bestimmung der Einzelsteifigkeiten von Grundrahmen und Lager die Gesamtsteifigkeit des Systems eher überschätzt. Die Steifigkeit von Modellierungsvariante 2 und 3 liegen ca. 25 %, bzw. 13 % niedriger als der Referenzwert. Es ist davon auszugehen, dass die Bestimmung der Steifigkeiten unter Berücksichtigung des reibungsbehafteten Kontakts die höchste Genauigkeit aufweist, weil in diesem Modell auch die Kontaktsteifigkeiten im Lagerflansch weitestgehend berücksichtigt werden.

4 Simulation des Rotoreigenverhaltens

Die Ausgangsposition zur Bewertung des Einflusses der Lagergehäusesteifigkeit auf das Schwingverhalten einer typischen elektrischen Großmaschine soll die Simulation der rotordynamischen Eigenschaften des Motors unter Verwendung der Standardparameter darstellen, d. h. ohne Berücksichtigung der im vorigen Abschnitt erläuterten Lösungsansätze zur Kopplung des Lagers mit dem Grundrahmen. Die Struktur wird wie in der Abbildung 2 (links) modelliert.

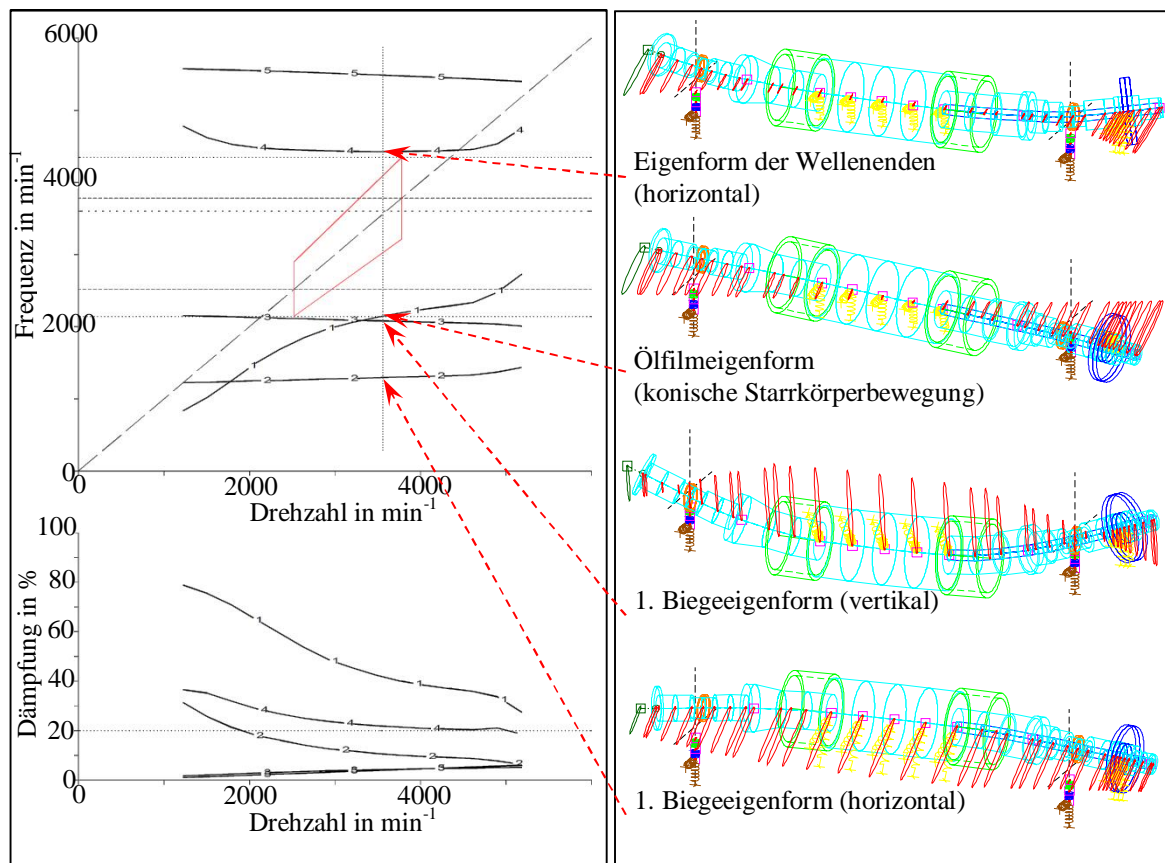


Abbildung 7: Links: Campbell-Diagramm für die Standardwerte, rechts: relevante Eigenformen für die Nenndrehzahl

Das Ergebnis der Eigenwertberechnung stellt Abbildung 7 dar. Darin lassen sich das Campbell-Diagramm (links) sowie die relevanten Eigenformen (rechts) erkennen. Das Campbell-Diagramm zeigt den Verlauf der Eigenmoden über der Drehzahl, wobei das rot umrahmte Viereck in der Mitte des Diagramms den Motordrehzahlstellbereich inkl. des Sperrbereichs abbildet, der nach gängigen Spezifikationen, wie z. B. der API 546, $\pm 15\%$ beträgt [5].

Unterhalb des Sperrbereiches lassen sich drei Eigenformen identifizieren. Während die Ölfilmeigenform eine sehr hohe modale Dämpfung aufweist und somit für den Motorbetrieb unkritisch ist, gelten zwei weitere Moden (U-Form) als biegekritisch. Diese Definition trifft vor allem auf die erste Biegeeigenform in der vertikalen Richtung zu, die eine sehr geringe modale Dämpfung über den gesamten Drehzahlbereich aufweist. Die erste Biegeeigenform in der horizontalen Richtung ist dagegen in der Nenndrehzahl schwach gedämpft, dafür zeigt sie im Schnittpunkt mit dem Anfahrstrahl (Diagonale des Diagramms) ca. 30 % modaler Dämpfung. Damit wird sie beim Anfahren kaum angeregt und stellt für den Motor keine Herausforderung dar. Oberhalb des Sperrbereichs befindet sich eine Eigenform, die in Betracht gezogen werden soll. Sie charakterisiert sich durch gleichphasige Bewegung der Wellenenden, während im Ballenbereich kaum Bewegung stattfindet.

Zusammenfassend lässt sich für das präsentierte Design festhalten, dass der gewählte Drehzahlstellbereich inkl. der Sperrbereiche in einem sehr engen Korridor zwischen der ersten Biegeeigenform in der vertikalen Richtung sowie der Eigenform der Wellenenden liegt. Diese Auslegungsweise ist gewollt, um eine maximale Flexibilität im Betrieb zu ermöglichen. Gleichzeitig erfordert sie, dass die verwendeten Berechnungsparameter wenig streuen, um das Risiko der Verletzung des Sperrbereiches zu minimieren. Inwieweit dies für die Lagerstruktursteifigkeit zutreffend ist, wird im nächsten Kapitel diskutiert.

5 Einfluss der untersuchten Parameter auf das Rotoreigenverhalten

Aus dem Kapitel 3.5 ist bekannt, dass ein nichtlineares, reibungsbehaftetes Kontaktmodell die gegenseitige Wechselwirkung zwischen der Lagerstruktur und dem Grundrahmen am genauesten beschreibt; daher wird diese Modellierungsvariante für die nachfolgenden Simulationen gewählt. Die Analyse von zwei Fällen, die im Kapitel 3.3 diskutiert wurden, steht dabei im Vordergrund:

- Variation der Klemmung zwischen der Lagerschale und dem Lagergehäuse bei einer konstanten Unwucht entsprechend der Wuchtgüte G 2,5,
- Variation der Unwucht bei einer konstanten, mittleren Klemmung.

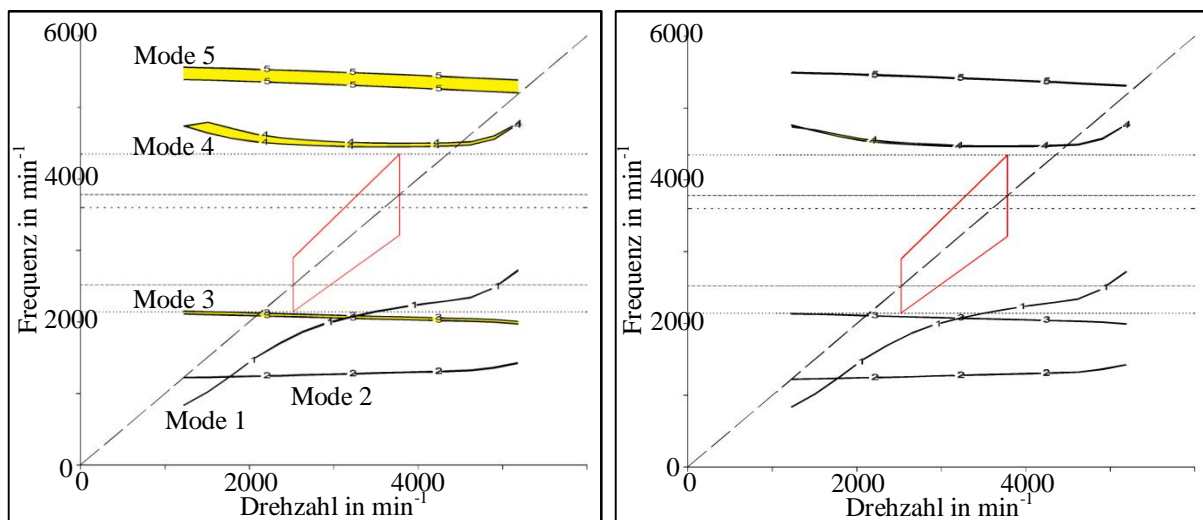


Abbildung 8: Links: Campbell-Diagramm für die Variation der Klemmung, rechts: Campbell-Diagramm für die Variation der Unwucht

Abbildung 8 stellt die Ergebnisse der Simulation dar. Die Bilder sind entstanden, indem die Campbell-Diagramme für die jeweils untersuchten Extrema transparent übereinander gelegt wurden. In der linken Abbildung wird der Einfluss der Klemmung zwischen der Lagerschale und dem Lagergehäuse visualisiert. Darin lässt sich erkennen, dass die Eigenfrequenzen 1, 2 und 3 auf die Variation der Klemmung gar nicht bis marginal reagieren. Dagegen weist der Mode 4 einen nicht zu übersehenden Klemmeinfluss auf. Sehr deutlich zeigt er sich dann bei der fünften Eigenfrequenz, die weit oberhalb der Maximaldrehzahl liegt und sich durch die Bewegung des Non-Drive-Wellenendes auszeichnet. Warum eine Eigenfrequenz auf die Klemmung stärker als eine andere reagiert, lässt sich erklären, wenn die Eigenformen verglichen werden. Befinden sich die Schwingungsknoten in der unmittelbaren Nähe der Lager, ist zu erwarten, dass der Mode nicht sensitiv ist. Ferner stellen die Eigenformen eine Ausnahme von der Regel dar, die über hohe Dämpfung verfügen, wie z. B. die konische Ölfilm eigenform. Hier schwimmt der Rotor im Ölfilm und leitet aufgrund hoher modaler Dämpfung keine Dynamik in die Lagerstruktur ein. Als Fazit aus der Untersuchung gilt, dass die Lage einiger Eigenfrequenzen nicht eindeutig, sondern als Toleranzbereich (gelbe Markierung in Abbildung 8 links) angegeben wird, was folglich bei der Auslegung von Rotoren zu beachten ist.

Die Variation der Unwucht (Abbildung 8 rechts) liefert etwas bescheidenere Ergebnisse, was aus der Erfahrung auch nicht anders zu erwarten war. Ob ein Rotor mit einer Standardunwucht gemäß der Wuchtgüte G 2,5 oder mit einer extremen Unwucht G 25 beaufschlagt wird, führt zu keiner nennenswerten Änderung der Lage der Eigenfrequenzen. Eine marginale Abhängigkeit kann zwar bei den Moden 4 und 5 beobachtet, aber bei der Rotorauslegung vernachlässigt werden, da extreme Wuchtzustände sehr unwahrscheinlich sind und z. B. nur in einem bisher nicht aufgetretenen Schadensfall vom Schaufelbruch des Wellenlüfters denkbar wären.

Genauso wenig wird die modale Dämpfung der Eigenformen beeinflusst. Das liegt daran, dass die Dämpfung aus dem Ölfilm resultiert, dessen Eigenschaften von anderen Strukturen nicht abhängig sind, solange der Ölfilm selbst das nachgiebigste Glied in der Steifigkeitskette bildet, was hier eindeutig der Fall ist. Da die Verläufe der

modalen Dämpfung für die in Abbildung 8 dargestellten Campbell-Diagramme keinen Erkenntnisgewinn liefern, werden sie nicht gesondert dargestellt.

Auf die Schwingwerte des diskutierten Motors hat die Lagergehäusesteifigkeit relativ wenig Einfluss, da alle im Bereich bis zur Maximaldrehzahl liegenden Moden gar nicht bzw. schwach sensitiv sind. Anders würde sich die Situation darstellen, wenn die bzgl. der untersuchten Parameter sensiblen Eigenformen wie z. B. der Mode 4 oder 5 tiefer abgestimmt wären bzw. ein anderer Drehzahlstellbereich gewählt würde. In einem solchen Fall müsste der Klemmeinfluss gezielt berücksichtigt werden, um die Veränderung der Schwingwerte aufgrund der Resonanzverschiebung zu quantifizieren.

6 Zusammenfassung

Im Rahmen der in diesem Beitrag beschriebenen Analysen wurde die Sensitivität der Lagerstruktursteifigkeit bzgl. der Klemmung der Kontaktfläche zwischen Lagerschale und Lagergehäuse sowie bzgl. der Last untersucht. Die erzielten Ergebnisse zeigten, dass die Klemmung eine nicht zu vernachlässigende Auswirkung auf die Lage der Eigenfrequenzen hat und je nach Eigenform in der Auslegung von elektrischen Motoren der untersuchten Bauart zu berücksichtigen ist. Auf der anderen Seite bewies die Variation der Unwucht, dass die versteifende Wirkung der dynamischen Last eher marginale Effekte in der Rotordynamik hervorruft und nicht weiter verfolgt werden muss. Des Weiteren wurde der Einfluss der Versteifung des Grundrahmens durch das Gleitlager analysiert. Hier zeigte sich, dass die Wechselwirkung von Lagergehäuse und Grundrahmen ebenfalls nicht zu vernachlässigen ist. Es wurde festgestellt, dass mit einer detaillierten Modellierung der Gesamtstruktur gegenüber der herkömmlichen Untersuchungsweise eine geringere Gesamtsteifigkeit bestimmt wird. Der Einfluss auf die Ergebnisse ist jedoch gegenüber dem Einfluss der Klemmung der Schale im Lager von untergeordneter Bedeutung.

Literatur

- [1] Singhal, S. (2012): Vibration and rotor dynamics of large high-speed motors driving compressors in the oil and gas industry. In *IEEE PCIC Conference Record*. Chicago, USA, Sept. 24-26, Paper No. PCIC-NO 25
- [2] Vázquez, J.A., Barret, L.E. und Flack, R.D. (2001): Including the effects of flexible bearing supports in rotating machinery. *Int. Journal of Rot. Machinery*, 7(4), pp. 223–236.
- [3] Werner, U. und Binder, A. (2006): Rotor dynamic analysis of asynchronous machines including the Finite-Element-Method for engineering low vibration motors. In *Proc. Int. Symp. on Power Electronics, Electr. Drives, Autom. and Motion SPEEDAM*. Taormina, Italy, May. 23-26, pp. 20–28.
- [4] Birger, J.A. (1961): Die Stauchung zusammengeschaubarer Platten oder Flansche (russ.). *Russ. Eng. J.* (1961) Nr. 5, pp. 35–38, Auszug in: *Konstruktion*, 15 (1963) 160.
- [5] API 546 (2008): Brushless Synchronous Machines – 500 kVa and Larger, API Standard 546, 3rd Edition