

# 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie zur experimentellen Modalanalyse von elektrischen Maschinen

---

Marius Franck, Dennis Berft, Jochen Schell, Kay Hameyer

<http://dx.doi.org/10.25673/103518>

## Abstract

The precise modeling of the structural dynamic behavior of electrical machines is relevant for the analysis of the noise behavior. According to the state of the art, it is not possible to predict the mechanical damping of an electrical machine. Therefore, damping parameters from experimental modal analysis are often used to represent the damping [1], [2].

Due to the structure of electrical machines, a high number of modes in the audible frequency range results and thus a correspondingly high number of measuring points is required for the unambiguous reconstruction of the vibration modes from an experimental modal analysis [4]. In [3], therefore, an experimental modal analysis of a complete electrical machine is performed for the first time. This measurement is done on a robot-assisted 3D laser Doppler vibrometer testbench. This experimental setup allows a spatial scanning of the machine up to the FE mesh discretization and thus a reconstruction of the vibration modes in the higher frequency range (e.g., > 5 kHz). In [3] challenges with the excitation of the structure using a shaker are discussed and a method to prepare the transfer functions for curve fitting algorithms is described.

In this paper, an improved experimental setup is presented with which the signal-to-noise ratio is sufficient for a reliable damping estimation. The results of a damping estimation with two different curve fitting methods are presented. Furthermore, a strategy for dealing with structural dynamic nonlinear behaviors is described.

## Kurzfassung

Die Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen ist für die Analyse des Geräuschverhaltens wichtig. Nach dem Stand der Technik ist es nicht möglich die mechanische Dämpfung einer elektrischen Maschine präzise vorherzusagen. Zur Abbildung der Dämpfung werden deshalb häufig Dämpfungsparameter aus der experimentellen Modalanalyse genutzt [1], [2].

Aufgrund des Aufbaus von elektrischen Maschinen ergibt sich eine hohe Modenanzahl im hörbaren Frequenzbereich und damit, zur eindeutigen Rekonstruktion der Schwingungsformen aus einer experimentellen Modalanalyse, eine entsprechend hohe benötigte Messpunktzahl [4]. In [3] wird deshalb erstmalig eine experimentelle Modalanalyse einer vollständigen elektrischen Maschine auf einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie-Prüfstand durchgeführt. Dieser Versuchsaufbau ermöglicht eine räumliche Abtastung der Maschine bis hin zur FE-Netz-Diskretisierung und damit eine Rekonstruktion der Schwingungsformen im höheren Frequenzbereich (> 5 kHz). In [3] wird weiter auf Herausforderungen bei der Messung insbesondere bei der Anregung der Struktur mit einem Shaker eingegangen und ein Verfahren zur Aufbereitung der Übertragungsfunktionen beschrieben.

In diesem Beitrag wird ein verbesserter Versuchsaufbau vorgestellt, mit dem der Signal-Rausch-Abstand für eine zuverlässige Dämpfungsschätzung ausreichend ist. Es werden Ergebnisse der Dämpfungsberechnung mit zwei verschiedenen Curvefitting Verfahren vorgestellt. Weiter wird eine Strategie zum Umgang mit strukturdynamischem nichtlinearem Verhalten beschrieben.

## 1. Einleitung

Die präzise Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen ist für die Analyse des Geräuschverhaltens relevant. Nach dem Stand der Technik ist es nicht möglich die mechanische Dämpfung einer elektrischen Maschine vorherzusagen. Zur Abbildung der Dämpfung werden deshalb häufig Dämpfungsparameter aus der experimentellen Modalanalyse genutzt [1], [2].

Aufgrund des Aufbaus von elektrischen Maschinen ergibt sich eine hohe Modenzahl im hörbaren Frequenzbereich und damit, zur eindeutigen Rekonstruktion der Schwingungsformen aus einer experimentellen Modalanalyse, eine entsprechend hohe benötigte Messpunktdichte [4]. In [3] wird deshalb erstmalig eine experimentelle Modalanalyse einer vollständigen elektrischen Maschine auf einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie-Prüfstand durchgeführt. Dieser Versuchsaufbau ermöglicht eine räumliche Abtastung der Maschine bis auf das Niveau der FE-Netz-Diskretisierung und damit eine Rekonstruktion der Schwingungsformen im höheren Frequenzbereich ( $> 5$  kHz). In [3] wird weiter auf Herausforderungen bei der Messung insbesondere bei der Anregung der Struktur mit einem Shaker eingegangen und ein Verfahren zur Aufbereitung der Übertragungsfunktionen beschrieben. Mit dem vorgestellten Versuchsaufbau ist der Signal-Rausch-Abstand ohne weitere Aufbereitung nicht ausreichend für eine zuverlässige Dämpfungsschätzung. Es wird weiter gezeigt, dass die Modellierung der Fügstellen eine wesentliche Rolle für die untersuchte Maschine spielt.

In diesem Beitrag wird ein verbesserter Versuchsaufbau vorgestellt, mit dem der Signal-Rausch-Abstand ausreichend ist. Dazu werden zum einen ein 3D-Laser-Doppler-Vibrometer mit der neuen QTec<sup>®</sup>-Technologie und zum anderen zur Anregung ein automatischer Modalhammer genutzt. Um den Energieeintrag mit diesem Hammer im höheren Frequenzbereich zu verbessern, werden die Anregungspunkte durch kleine Stahlplatten lokal versteift. Es wird eine Untersuchung der Struktur bei verschiedenen Kraftanregungsamplituden durchgeführt und es werden die Ergebnisse insbesondere im Hinblick auf das sich ergebende nichtlineare Verhalten analysiert. Weiter werden Ergebnisse der Dämpfungsberechnung mit zwei verschiedenen Curvefitting-Verfahren, der „Partial Rational Fraction Polynomial“-Methode [5] und der „Poly-Least-Square-Complex-Frequency“-Methode [6], vorgestellt. Im Vergleich zu [3] wird eine angepasste Linearisierungsstrategie zur Modellierung des nichtlinearen Fügstellenproblems vorgeschlagen, es werden Modellkorrelationen mit den Messergebnissen durchgeführt und die Ergebnisse diskutiert.

## 2. Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen

Die Wahl des Berechnungsverfahrens für strukturdynamische Modellierung hängt von der Größe, Komplexität, d.h. z.B. der Anzahl der Komponenten, und dem zu betrachtenden Frequenzbereich des Systems ab.

In dieser Arbeit wird das Eigenschwingverhalten einer elektrischen Maschine im hörbaren Frequenzbereich untersucht und die Finite-Elemente-Methode (FEM) in ANSYS Mechanical als Berechnungsumgebung verwendet. Es wird ein linearer Modellansatz gewählt für den die Theorie der Modalanalyse nach [7] anwendbar ist.

Lineare Werkstoffmodelle werden für die Einzelkomponenten der Maschine genutzt. Zur Modellierung der Blechpakete und des Wicklungssystems werden analytische Homogenisierungsverfahren, wie z.B. in [8] beschrieben, genutzt.

Alle mechanischen Verbindungen außer der Schraubverbindungen werden mit Verbundkontakten modelliert. Zur Abbildung der Schraubverbindungen wird eine nichtlineare statische mechanische Analyse mit Vorspannkräften und reibungsbehafteten Kontaktbereichen durchgeführt. Im Anschluss wird eine Linearisierung im Arbeitspunkt angewendet.

Die Ergebnisse der Modellkorrelation mit der Messung aus [3] zeigen, dass bei einer Modellierung der Schraubverbindung mit Verbundkontakten die Steifigkeiten überschätzt, für die beschriebene Linearisierung des Kontaktstatus die Steifigkeiten hingegen unterschätzt werden. Es ergeben sich Eigenfrequenzabweichungen von z.T.  $> 40\%$ .

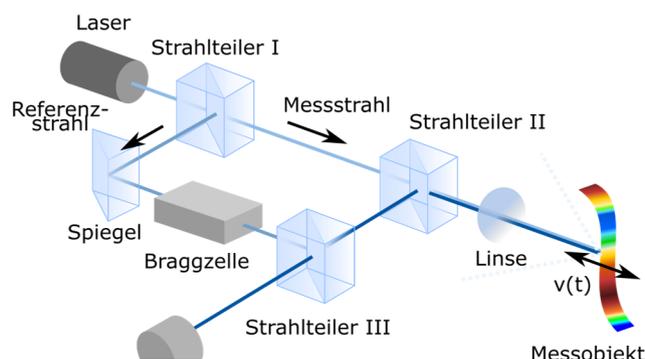
Deshalb werden in dieser Arbeit bei der Linearisierung des Kontaktstatus neben den „haftenden“ Kontaktbereichen auch die „gleitenden“ Kontaktbereiche mit aktiver Kontaktsteifigkeit in normaler und tangentialer Richtung der anschließenden Modalanalyse übergeben. Die Wälzlager werden analog zu [3] durch Feder-Dämpfer-Elemente beschrieben.

## 3. Robotergestützte 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie

Die Laser-Doppler-Vibrometrie ist ein optisches Messverfahren zur Bestimmung der Schwingungen von Oberflächen. Dieses Verfahren bietet gegenüber herkömmlichen Beschleunigungssensoren unter anderem die Vorteile der Rückwirkungsfreiheit und keine prinzipbedingten Amplitudenabweichungen aufgrund von Eigenresonanzen der Sensorik.

In Abbildung 1 ist der Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers dargestellt. Bei diesem

Verfahren wird aus einem reflektierten Laserstrahl die Bewegungsgeschwindigkeit der Oberfläche bestimmt. Die Oberflächengeschwindigkeit des schwingenden Bauteils verändert dabei die optische Frequenz des Lichts. Diese Frequenzänderung ist proportional zur Oberflächengeschwindigkeit und wird durch ein Interferometer gemessen (vgl. Abbildung 1).



**Abbildung 1:** Schematischer Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers [3].

Um die Schwingungen an verschiedenen Punkten einer Struktur zu analysieren, wird der Laserstrahl mit motorisch verstellbaren Spiegeln in horizontaler und vertikaler Richtung bewegt.

Da elektrische Maschinen meist zylinderförmige und somit gekrümmte Oberflächen besitzen, ist eine 1D-Vermessung der Bewegung nicht ausreichend. Um die dreidimensionale Bewegung zu bestimmen, werden drei 1D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer kombiniert. Das Verfahren eignet sich damit zur Vermessung der Oberflächenschwingungen von elektrischen Maschinen und kann automatisiert durch ein 3D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer auf einem Industrieroboter durchgeführt werden.

Für die Vibrometer-Messung ist stets ein optischer Zugang zu jedem der Messpunkte notwendig. Außerdem muss der Einfallswinkel der Laserstrahlen nicht zu flach sein, um gute Rückstreuungseigenschaften gewährleisten zu können. Das bedeutet für eine vollflächige Abtastung der Maschine, dass die Messung für verschiedene Positionen des Roboters durchgeführt werden muss.

#### **4. Versuchsdurchführung und Verbesserung des Signal-Rausch Abstands**

In Abbildung 2 ist der Versuchsaufbau zur experimentellen Modalanalyse im sogenannten RoboVib-Testzentrum der Firma Polytec dargestellt. Die untersuchte Maschine wird wie in [3] mit Federn orthogonal zur ersten Schwingungsform elastisch aufgehängt. Die Federsteifigkeit wird dabei so gewählt, dass die Eigenfrequenz der Aufhängung ausreichend weit von der ersten zu erwartenden Eigenfrequenz der Maschine entfernt liegt. Dadurch kann der Einfluss der Aufhängung insbesondere auf das Dämpfungsverhalten der Maschine auf ein Minimum reduziert werden.



**Abbildung 2:** Versuchsaufbau zur experimentellen Modalanalyse im RoboVib-Testzentrum.

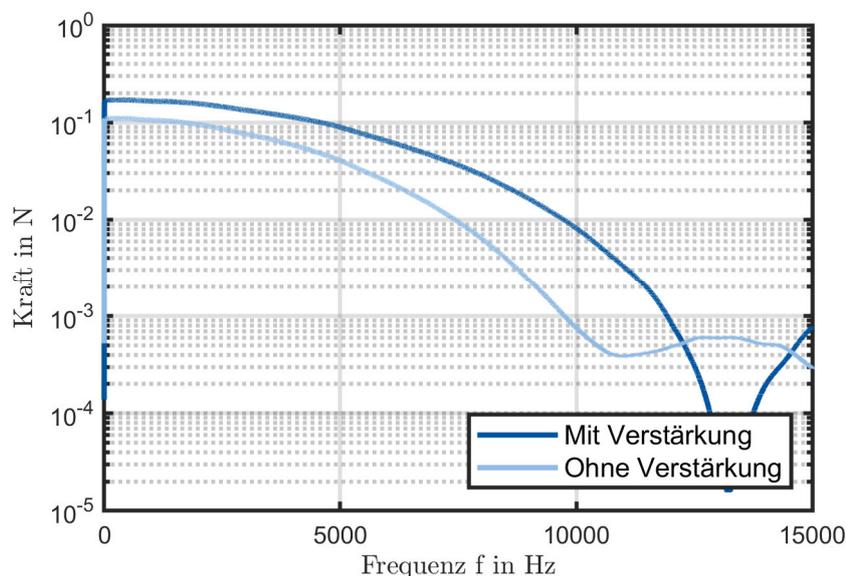
Um den Signal-Rausch-Abstand im Vergleich zu den Messungen aus [3] zu verbessern, wird der Industrieroboter mit einem 3D-Laser-Doppler-Vibrometer mit QTec®-Technologie ausgerüstet. Es werden die ursprünglichen 17 Positionen des Roboters aus [3] für die Messung genutzt. Durch die Form der Maschine mit entsprechender

gekrümmter Oberfläche treten selbst bei 17 Roboterposition noch große Einfallswinkel ( $\sim 45^\circ$ ) der Laserstrahlen auf. Bei den eingesetzten Vibrometern mit QTec®-Technologie sind mehrere optische Detektoren verbaut, sodass die Intensitätsschwankungen des rückgestreuten Lichts bei technischen Oberflächen, durch den sogenannten Speckle-Effekt, verringert werden können. Dadurch können die Rückstreuungseigenschaften bei großen Einfallswinkeln verbessert und somit der Signal-Rausch-Abstand damit insgesamt deutlich vergrößert werden.

Zur Anregung in der experimentellen Modalanalyse wird anstelle eines Shakers [3] der automatische Modalhammer SAM3 der Firma NV-Tech verwendet. Damit sollen die strukturdynamischen Wechselwirkungen aufgrund von Resonanzen des Systems aus Shaker und Maschine vermieden werden [3]. Als Anregungspunkte werden die mit dem erweiterten Optimal-Driving-Point-Kriterium [4] identifizierten zwei Punkte in radialer und axialer Richtung der Maschine aus [3] weiterverwendet.

Bei der Verwendung eines Modalhammers ist für einen wiederholbaren Energieeintrag im höheren Frequenzbereich wichtig, die Kontaktzeit des Hammers gering zu halten und plastische Verformungen des Körpers zu vermeiden [4]. Da das Gehäuse der untersuchten Maschine aus einer Aluminiumlegierung besteht, treten beim Aufprall des Hammers plastische Verformungen auf.

Um diese zu minimieren, werden an den Anregungspunkten zwei dünne Stahlplättchen mit dem aushärtenden Klebstoff HBM X60 befestigt. In Abbildung 3 ist das Kraftspektrum des Hammers bei Anregung mit und ohne Verstärkung des Anregungspunkts dargestellt. Als Anregungspunkt dient dabei der Punkt in radialer Richtung der Maschine (vgl. Abbildung 2). Durch die Verstärkung kann zum einen der Maximalwert der Kraft gesteigert werden, zum anderen der spektrale Kraftanteil  $> 5$  kHz deutlich erhöht werden. Der spektrale Kraftabfall um eine Dekade kann damit von ca. 7,5 kHz auf ca. 10 kHz verschoben werden.

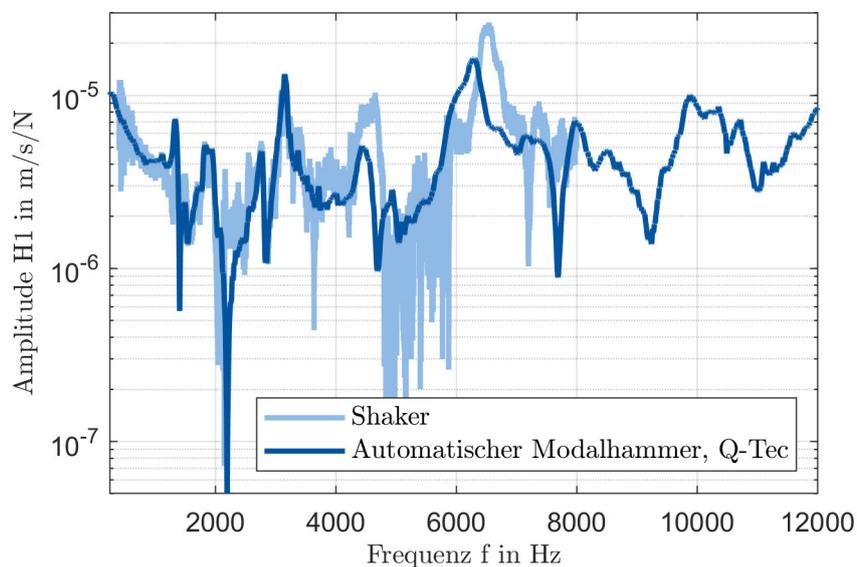


**Abbildung 3:** Vergleich des Kraftspektrums bei Verstärkung des Anregungspunkts durch eine kleine Stahlplatte.

Aufgrund der weich abgestimmten Aufhängung der Maschine mit Federn, tritt eine schwach gedämpfte niederfrequente Schwingung der Maschine nach dem Aufprall des

Hammers auf. Zur Reduktion von Leakage-Effekten bei der Berechnung der Transferfunktionen werden eine Fensterung der Kraft- und Antwortsignale und ein Hochpassfilter eingesetzt.

In Abbildung 4 ist der Vergleich einer Übertragungsfunktion für einen ausgewählten Messpunkt zwischen ursprünglichem Messaufbau [3] und dem zuvor beschriebenen angepassten Aufbau dargestellt. Der Signal-Rausch-Abstand kann deutlich vergrößert werden. Weiter ist eine Auswertung für Frequenzen oberhalb von 8 kHz möglich. Zur Definition der Messpunkte dient das in [3] beschriebene Oberflächennetz des ursprünglichen FE-Modells der Maschine mit ungefähr 9000 Knoten. Die Messung wird für zwei Anregungspositionen des Hammers in radialer und axialer Richtung der Maschine wiederholt. Dabei können bei axialer Anregung Übertragungsfunktionen an 5000 Punkten und bei radialer Anregung Übertragungsfunktionen an 5200 Punkten optimal ermittelt werden. Die Übertragungsfunktionen werden jeweils über vier Schläge gemittelt.

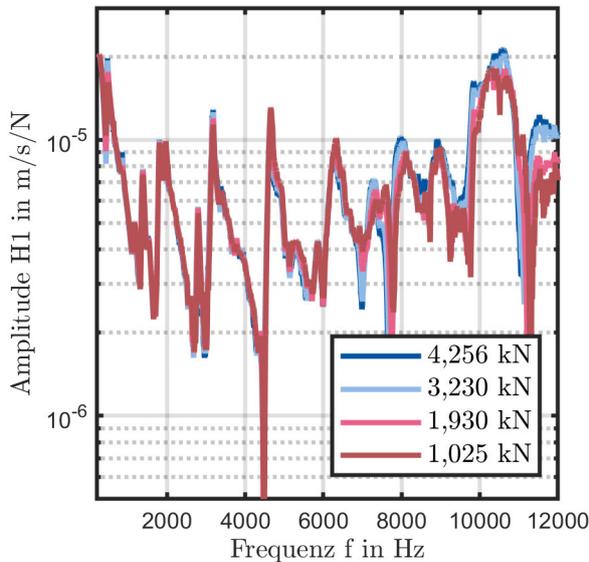


**Abbildung 4:** Vergleich einer Übertragungsfunktion zwischen dem ursprünglichen Versuchsaufbau aus [3] und dem angepassten Versuchsaufbau.

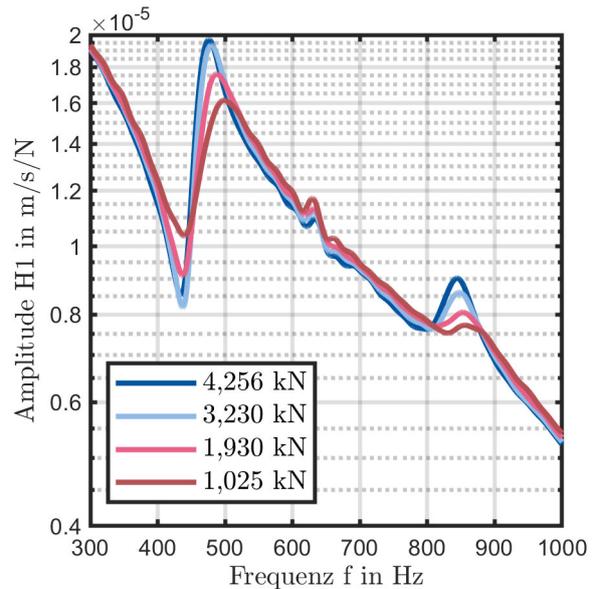
## 5. Untersuchung verschiedener Anregungskraftamplituden

Infolge des komplizierten Aufbaus der untersuchten elektrischen Maschine mit sehr vielen Fügstellen, Schraubverbindungen, Harz- und Kunststoff-Verbindungen ist die Erwartungshaltung, dass strukturdynamisches nichtlineares Verhalten auftreten wird. Dieses kann nach der Theorie der linearen Modalanalyse nicht abgebildet werden.

Um den Einfluss des nichtlinearen Verhaltens der realen Maschine zu analysieren, werden für einen Messpunkt Übertragungsfunktionen mit verschiedenen Kraftamplituden des Hammers gemessen. Ein Vergleich der resultierenden Übertragungsfunktionen für vier verschiedene Kraftamplituden ist in Abbildung 5 als Übersicht und in Abbildung 6 für einen ausgewählten Frequenzbereich im Detail dargestellt.



**Abbildung 5:** Vergleich des Übertragungsverhaltens für verschiedene Kraftamplituden.



**Abbildung 6:** Vergleich des Übertragungsverhaltens für einen ausgewählten Frequenzbereich.

Bei Variation der Kraftamplitude verändern sich sowohl die Lage der Eigenfrequenzen als auch die wirksame Dämpfung. In der Detailansicht in Abbildung 6 kann beispielsweise beobachtet werden, dass für die Eigenfrequenzen im Bereich von 500 Hz und 850 Hz bei steigender Kraftamplitude die wirksame Steifigkeit und Dämpfung der Struktur abnimmt. Eine andere Beobachtung kann für die Eigenfrequenz bei ca. 620 Hz gemacht werden. Dort nimmt die wirksame Steifigkeit bei steigender Kraftamplitude ab, die Dämpfung nimmt jedoch zu. Eine mögliche Ursache für dieses nichtlineare Verhalten wird im Folgenden diskutiert.

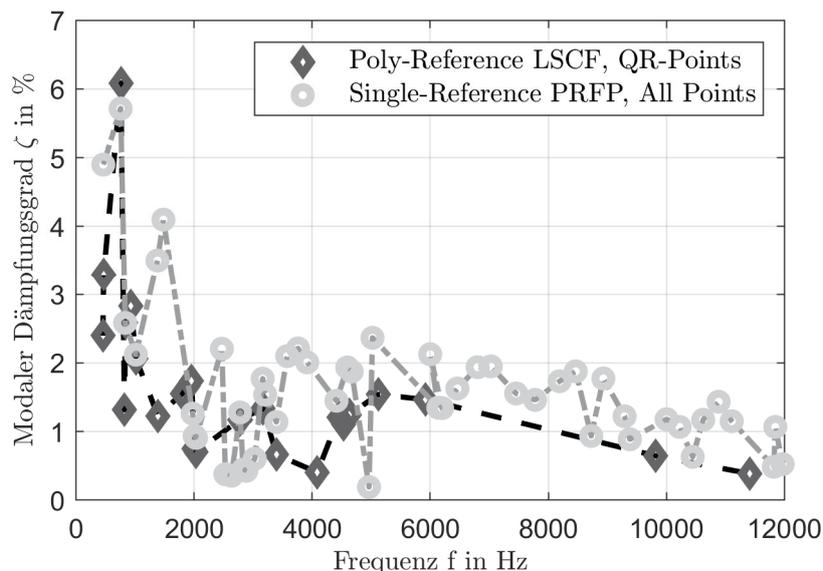
Bei den zugehörigen Schwingungsformen für die beschriebenen Eigenfrequenzen handelt es sich um die ersten Biegeschwingungsformen des Rotors der Maschine. Der Rotor der Maschine ist mit Permanentmagneten bestückt und in einer Fest-Loslagerung mit Rillenkugellagern konstruiert. Aufgrund von Fertigungsabweichungen kann u.a. eine Exzentrizität des Rotors gegenüber dem Stator auftreten, was zu einer Vorspannung der Lagerung aufgrund der magnetischen Kräfte führt. Die Steifigkeit der Wälzlager ist wiederum abhängig von Kraft und der Vorspannung innerhalb der Lagerung. Wegen vorhandenem Lagerspiel und einer nichtlinearen Hertzschen Pressung der Wälzkörper ergibt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung der Lagerung und damit ein nichtlineares Steifigkeitskennfeld. Zusammen mit der magnetischen Kraftwechselwirkung folgt damit ein nichtlineares Systemverhalten. Um die Theorie der linearen Modalanalyse trotz des beobachteten nichtlinearen Verhaltens anwenden zu können, wird eine Linearisierung innerhalb der Messung für eine konstante Kraftamplitude durchgeführt. Damit dies möglich wird, ist es im Versuch besonders wichtig, die Randbedingungen und die anregende Kraft konstant zu halten. Durch den hier vorgeschlagenen Versuchsaufbau kann eine wiederholgenaue konstante Kraftamplitude mit dem automatisierten Modalhammer bei gleichzeitiger minimaler Beeinflussung der Struktur durch die Aufhängung gewährleistet werden.

## 6. Ergebnisse der Dämpfungsschätzung und Modellkorrelation

Als Ergebnis der experimentellen Modalanalyse erhält man Übertragungsfunktionsmatrizen für die entsprechenden Mess- und Anregungspunktkombinationen. Für eine Korrelation mit Berechnungsergebnissen des strukturdynamischen Modells der elektrischen Maschine werden im ersten Schritt die modalen Parameter mit zwei verschiedenen Curvefitting-Verfahren approximiert.

Es wird dazu zunächst ein Verfahren, welches auf der „Rotational Fraction Polynomial (RFP)“-Methode [5] basiert, innerhalb der Analysesoftware ME'scope der Firma Vibrant angewendet. Dabei handelt es sich um ein direktes Verfahren, welches die modalen Parameter auf Basis einer quadratischen Fehlerminimierung über alle Übertragungsfunktionen bestimmt [5]. Ein Vorteil der Methode ist, dass eine Anwendung auf die gesamte Anzahl aller gemessenen Übertragungsfunktionen jeweils frequenzintervallweise möglich ist. Ein Nachteil ist, dass die Modellordnung durch eine sogenannte Modeindikator-Funktion im ersten Schritt bestimmt werden muss.

Als weiteres Verfahren wird die „Poly-Least-Square-Complex-Frequency“-Methode [6] innerhalb der Analysesoftware Artemis Suite der Firma HEAD acoustics GmbH angewendet. Es werden ebenfalls die modalen Parameter auf Basis einer quadratischen Fehlerminimierung über alle Übertragungsfunktionen bestimmt, jedoch wird dies iterativ durch schrittweise Erhöhung der Modellordnung durchgeführt. Ob eine Polstelle als stabil bewertet wird, wird an vorher definierten Stabilitätskriterien, der maximalen Eigenfrequenz- und Dämpfungsabweichungen, entschieden. Ein Vorteil der Methode ist also, dass die Modellordnung zuvor nicht bestimmt werden muss. Ein Nachteil ist, dass das Verfahren innerhalb der Software in der Version 14.1 nur auf eine begrenzte Anzahl an Übertragungsfunktionen stabil anwendbar ist. Um dieses Verfahren dennoch auf die Messdaten anwenden zu können, werden ca. 140 Messpunkte auf Basis der in [4] entwickelten modellgestützten Verfahren zur optimalen Messpunktverteilung ausgewählt.

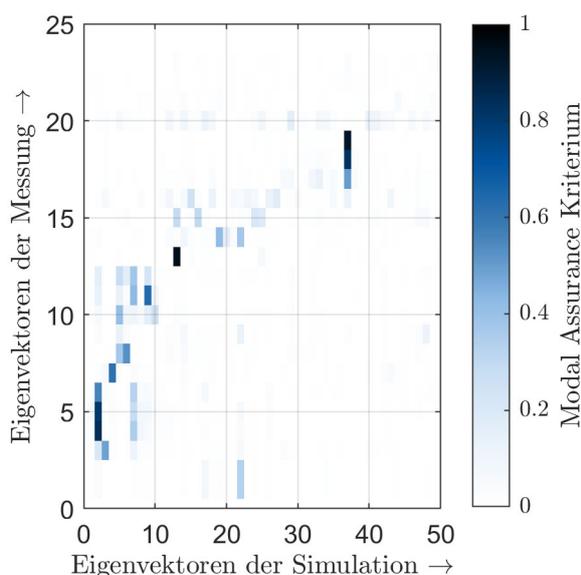


**Abbildung 7:** Ergebnis der Eigenfrequenz- und Dämpfungsschätzung für zwei Curvefitting-Algorithmen.

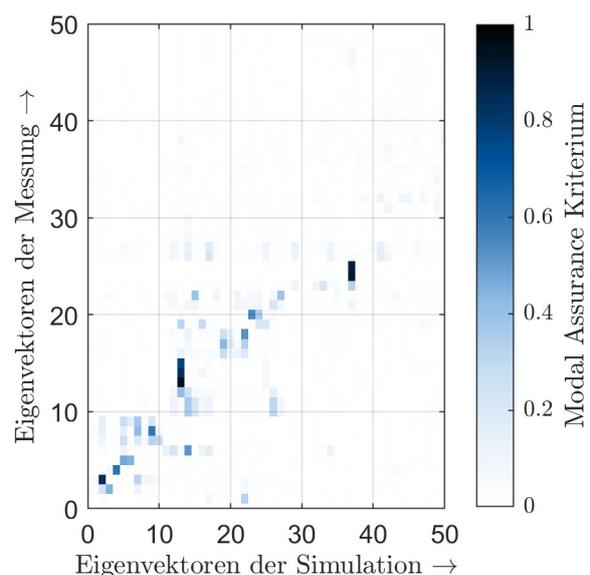
In Abbildung 7 ist als Ergebnis der beiden Methoden der modale Dämpfungsgrad über der Eigenfrequenz dargestellt. Zum besseren visuellen Vergleich sind gestrichelte Linien zwischen Eigenfrequenzen eingezeichnet, obwohl ein modaler Dämpfungsgrad nur an einer Eigenfrequenz definiert ist. Bei der Berechnung mit der Poly-LSCF-Methode werden die Übertragungsfunktionen der 140 Messpunkte in den drei Raumrichtungen für beide Anregungspunkte genutzt. Bei der RFP-Methode werden alle 5200 Messpunkte in den drei Raumrichtungen nur für den Anregungspunkt in radialer Richtung genutzt. Insgesamt können mit der RFP Methode 50 Eigenfrequenzen, mit der Poly-LSCF-Methode 23 Eigenfrequenzen approximiert werden.

Die approximierten Dämpfungsparameter liegen größtenteils auf einem ähnlichen Niveau, wobei es z.B. im höheren Frequenzbereich (> 5 kHz) deutlichere Abweichungen gibt.

Im nächsten Schritt der Modellkorrelation werden die bestimmten Eigenvektoren mit denen des FE-Modells über das Modal-Assurance-Kriterium [9] verglichen. In Abbildung 8 sind die berechnete MAC-Matrix für das Ergebnis des Multi-Reference-Curvefitting mit der Poly-LSCF-Methode und in Abbildung 9 die MAC-Matrix für das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting mit der RFP-Methode dargestellt. MAC-Werte nahe eins deuten eine Korrelation der Eigenformen in Modell und Messung an. Betrachtet man die beiden Ergebnisse, können manche Schwingungsformen der Messung mit dem Modell korreliert werden.



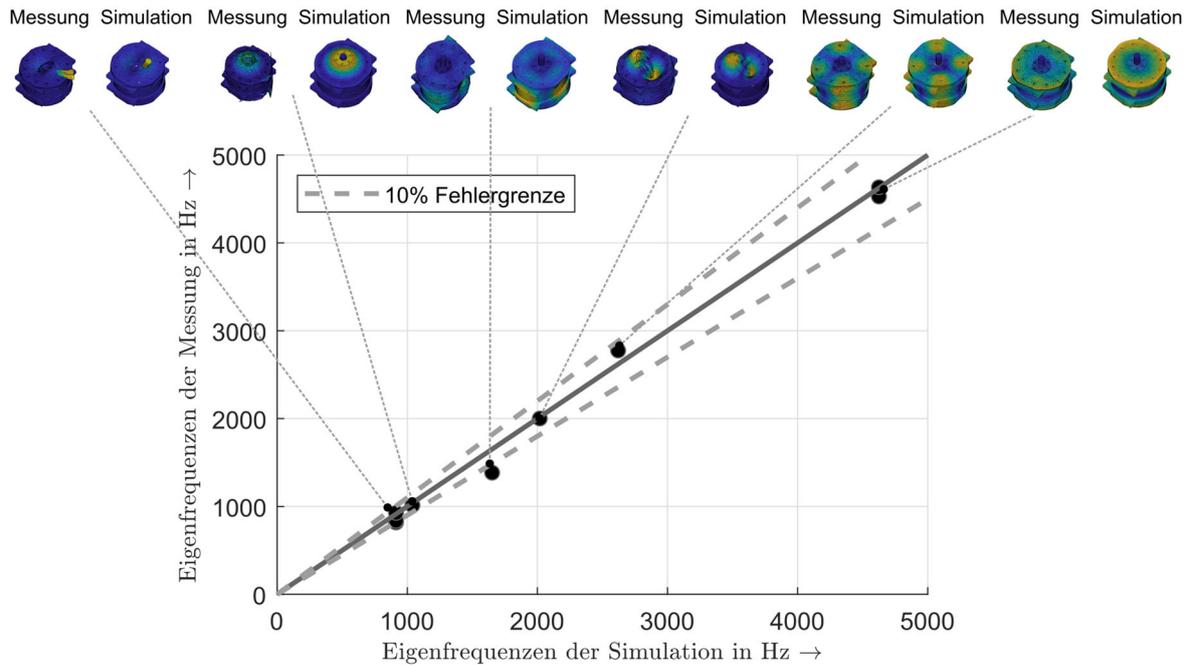
**Abbildung 8:** MAC-Matrix für das Ergebnis des Multi-Reference-Curvefitting mit der Poly-LSCF-Methode.



**Abbildung 9:** MAC-Matrix für das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting mit der RFP-Methode.

In Abbildung 8 fällt auf, dass z.B. der Eigenvektor mit der Nummer zwei im Modell eine Korrelation mit den Eigenvektoren vier, fünf und sechs der Messung mit jeweils verschiedener Eigenfrequenz andeutet. Bei den zugehörigen Eigenvektoren handelt es sich um eine der zuvor beschriebenen Biegeschwingungsformen des Rotors bei einer Frequenz im Bereich von 850 Hz (vgl. Abbildung 6). Vergleicht man hingegen die Korrelation für das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting in Abbildung 9, dann wird für denselben Eigenvektor im Modell nur ein passender Eigenvektor in der Messung mit hohem MAC-Wert gefunden.

Das zuvor beschriebene Verhalten deutet auf einen weiteren Effekt aufgrund von nicht-linearem Verhalten hin. Es werden bei Anregung an unterschiedlichen Orten bei der modalen Parameterapproximation gleiche Schwingungsformen bei deutlich unterschiedlichen Frequenzen gefunden. Dies deutet an, dass sich das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten bei Veränderung der Position der anregenden Kraft verändert. Um dennoch einen Eigenfrequenzvergleich auf Basis der MAC-Korrelation mit dem linearisierten Modell durchzuführen, wird als Strategie zur Linearisierung der Messergebnisse deshalb nur das Ergebnis des Single-Reference-Curvefitting aus Abbildung 9 verwendet.



**Abbildung 10:** Korrelation der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren der RFP-Methode in Messung und Modell für MAC-Werte größer 0,6.

In Abbildung 10 ist der Eigenfrequenzvergleich zwischen Messung und Modell für MAC-Werte größer 0,6 dargestellt. Zusätzlich sind die korrelierten Eigenvektoren aus Messung und Berechnung dargestellt. Die Abweichung zwischen der Messung und dem hier vorgeschlagenen Modell liegen unterhalb 10 %. Die Abweichung liegt damit deutlich unterhalb der Abweichung mit den Modellen und Messergebnissen aus [3]. Das bedeutet, dass die hier vorgeschlagene Linearisierung der Kontaktsteifigkeiten das Verhalten der Schraubverbindungen in der Messung besser annähern. Weiter führt der angepasste Versuchsaufbau mit größerem Signal-Rausch-Abstand und die beschriebene Strategie zur Linearisierung der Messergebnisse zu einer Verbesserung der Korrelation.

## 7. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein verbesserter Versuchsaufbau zur experimentellen Modalanalyse einer elektrischen Maschine mit einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometer vorgestellt.

Zur Verbesserung des Signal-Rausch-Abstands in der Messung werden dazu Laser-Doppler-Vibrometer mit der QTec<sup>®</sup>-Technologie eingesetzt. Um die Wechselwirkung der Maschine mit einem Shaker zu vermeiden, wird ein automatischer Modalhammer zur Anregung der Struktur eingesetzt. Um den Energieeintrag des Hammers im höheren Frequenzbereich zu verbessern, werden die Anregungspunkte durch dünne Stahlplättchen lokal versteift.

Im Vergleich zu den Ergebnissen aus [3] kann der Signal-Rausch-Abstand verbessert und der auswertbare Frequenzbereich noch weiter gesteigert werden. Eine Untersuchung des Übertragungsverhaltens der elektrischen Maschine bei Variation der Anregungskraft zeigt deutliches nichtlineares Verhalten der Struktur auf. Es werden erste Erklärungsansätze für dieses Verhalten für beispielhafte Schwingungsformen gegeben. Es werden beispielsweise für die ersten Rotorbiegeformen das nichtlineare Steifigkeitsverhalten der Wälzlager und die elektromagnetische Kraftwechselwirkung der permanent Magneten im Rotor mit dem Stator als mögliche Ursachen identifiziert.

Es werden Strategien beschrieben, wie eine Linearisierung der Messergebnisse durchgeführt wird, um die Ergebnisse trotzdem mit einer numerischen Modalanalyse korrelieren zu können.

Zur modalen Parameterbestimmung werden zwei verschiedene Curvefitting-Verfahren die Poly-LSCF und die RFP-Methode angewendet. Bei der Poly-LSCF-Methode handelt es sich um ein Multi-Referenz-Verfahren bei dem die Übertragungsfunktionen mehrerer Anregungspunkte genutzt werden. Bei der RFP-Methode werden hingegen nur die Übertragungsfunktionen eines Anregungspunktes zur Approximation verwendet.

Es werden anschließend Modelkorrelationen mit dem Modal Assurance Kriterium durchgeführt. Aufgrund des zum Teil nichtlinearen Verhaltens der untersuchten Maschine werden als Strategie der Linearisierung nur die Ergebnisse des Single-Referenz-Curvefitting zur Eigenfrequenzkorrelation verwendet. Wie in [3] beschrieben wird, spielt die Modellierung der Schraubverbindungen der Maschine eine entscheidende Rolle für die Lage der Eigenfrequenzen. Es wird deshalb ein weiterer Ansatz zur Linearisierung des Kontaktstatus vorgestellt. Mit dieser Modellierung ergeben sich schließlich Eigenfrequenzabweichungen zwischen Messung und Modell von unter 10 %.

## Literatur

- [1] Humbert L, Pellerey P, Cristaudo S: „Electromagnetic and Structural Coupled Simulation to Investigate NVH Behavior of an Electrical Automotive Powertrain“, *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, vol. 2, pp. 395–404, 2012.
- [2] Jaeger M, Drichel P, Schröder M, Berroth J, Jacobs G, Hameyer K: „Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVH-Systemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 137, Nr. 4, S. 258–265, 2020.
- [3] Franck M, Berft D, Hameyer K: „Robotergestützte 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie zur experimentellen Modalanalyse von elektrischen Maschinen“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 140, S. 1–9, 2023.
- [4] Franck M, Mönninghoff M, Butterweck D, Hameyer K: „Methodik zur Bestimmung von optimalen Messpunkten bei der strukturdynamischen Vermessung elektrischer Maschinen“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 138, S. 431–437, 2021.
- [5] Richardson M, Formenti D: „Parameter Estimation From Frequency Response Measurements Using Rotational Fraction Polynomials“, *IMAC International Modal Analysis Conference I*, vol. 1, 1982.
- [6] Guillaume P, Verboven P, Vanlanduit, S, Van Der Auweraer H, Peeters B: „A Poly-Reference Implementation of the Least-Squares Complex Frequency-Domain Estimator“, *IMAC International Modal Analysis Conference XXI*, vol. 21, pp. 183-192, 2003.
- [7] Ewins D: *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2nd Edition, England: Research Studies Press, 2000.
- [8] Franck M, Jaeger M, Groschup B, Hameyer K: „Strukturdynamische Werkstoffdämpfung von Blechpaketen elektrischer Maschinen“, *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik*, Bd. 139, S. 167–175, 2022.
- [9] Allemang, R: „The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse“, *Sound and Vibration*, vol. 37, no. 8, pp. 14–23, 2003.