



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

Marius Franck · Dennis Berft · Kay Hameyer

Eingegangen: 1. Dezember 2022 / Angenommen: 30. Januar 2023 / Online publiziert: 28. Februar 2023
 © Der/die Autor(en) 2023

Zusammenfassung Die Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen ist herausfordernd. Insbesondere die präzise Modellierung der Dämpfung ist nach dem Stand der Technik nicht möglich. Es werden deshalb häufig experimentelle Modalanalysen zur Dämpfungsschätzung genutzt. In dieser Arbeit werden erstmalig vollflächige 3D-Laser-Doppler-Vibrometer-Messungen an einer elektrischen Maschine durchgeführt. Diese erlauben im Vergleich zu herkömmlichen Beschleunigungssensoren eine Modellkorrelation auch im höheren Frequenzbereich. Bei der Modellbildung spielt die Abbildung von Fügestellen eine entscheidende Rolle. Deshalb werden zwei Modellierungsansätze mit den Messergebnissen verglichen. Weiter wird auf Herausforderungen bei der Extraktion von modalen Parametern bei der Vermessung mit Laser-Doppler-Vibrometern eingegangen, und es werden erste Lösungsmöglichkeiten vorgeschlagen.

Schlüsselwörter Akustik · Modalanalyse · Laser-Doppler-Vibrometrie · Maschinenakustik · Geräusche elektrischer Maschinen

Robot-assisted 3D laser Doppler vibrometry for experimental modal analysis of electrical machines

Abstract Modeling the structural dynamic behavior of electrical machines is challenging. In particular,

the precise modeling of damping is not possible according to the state of the art. Therefore, experimental modal analysis is often used for damping estimation. In this paper, full-field 3D laser Doppler vibrometer measurements are performed on an electrical machine for the first time. Compared to conventional accelerometers, these allow model correlation even in the higher frequency range. In model building, the mapping of joints plays a crucial role. Therefore, two modeling approaches are compared with the measurement results. Furthermore, challenges in the extraction of modal parameters during measurements with laser Doppler vibrometers are discussed, and first possible solutions are proposed.

Keywords Acoustics · Modal analysis · Laser Doppler vibrometry · Machine acoustics · Noise of electrical machines

1 Einleitung

Die präzise Vorhersage des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen, insbesondere der mechanischen Dämpfung, ist nach dem Stand der Technik nicht möglich. Zur Modellbildung werden deshalb häufig die Ergebnisse aus der experimentellen Modalanalyse benötigt [1, 2]. In [3] und [4] werden separierte Ansätze zur Dämpfungsmodellierung nach VDI 3830 [5] für einzelne Komponenten von elektrischen Maschinen vorgeschlagen. Für einzelne Komponenten von elektrischen Maschinen, wie z. B. ein Blechpaket oder ein Gehäusebauteil, können mit den beschriebenen Ansätzen präzisere Vorhersagen über die Eigenfrequenz und Dämpfung getroffen werden.

Neben der Werkstoffdämpfung und Dämpfung durch Schallabstrahlung kann die Dämpfung durch Fügestellen einen signifikanten Beitrag zur struk-

M. Franck (✉) · K. Hameyer
 Institut für Elektrische Maschinen (IEM), RWTH Aachen
 University, Schinkelstraße 4, 52056 Aachen, Deutschland
marius.franck@iem.rwth-aachen.de

D. Berft
 Polytec GmbH, Waldbronn, Deutschland

turdynamischen Dämpfung leisten [3]. Wie in [6] beschrieben wird, können sich Unsicherheiten bei der Modellierung von Fügestellen ergeben. Es wird gezeigt, dass im Mikroschlupfbereich eine Linearisierung um einen Arbeitspunkt, d. h. für eine definierte Schraubenvorspannung und Tangentialkraft, zulässig ist. Die Modellierung der Kontaktsteifigkeit der Fügestelle kann bei einer anschließenden Linearisierung Einfluss auf die Eigenfrequenzen und Eigenformen haben und ist deshalb wichtig [7].

Elektrische Maschinen besitzen neben Schraubverbindungen auch weitere Fügestellen, wie z. B. stoffschlüssige oder formschlüssige Verbindungen. Eine Modellierung und Untersuchung der einzelnen Fügestellen im Einzelversuch nach [6] wird aufgrund der unbekanntenen Einbaurandbedingungen und Lastsituationen insbesondere im Hinblick auf die zu erwartenden Unsicherheiten als schwierig eingestuft. Zur Modellbildung wird daher eine modellgestützte experimentelle Modalanalyse einer vollständig montierten elektrischen Maschine durchgeführt. Aufgrund des komplizierten Aufbaus von elektrischen Maschinen ergibt sich eine hohe Modenanzahl im hörbaren Frequenzbereich. Wie in [8] beschrieben wird, steigt mit der Modenanzahl auch die in der Messung benötigte Anzahl an Messpunkten. Die im Experiment realisierbare Anzahl an Messpunkten mit herkömmlichen Beschleunigungssensoren ist limitiert. Bei Erhöhung der Anzahl kann die Rückwirkungsfreiheit der Sensorik insbesondere auf die Dämpfungseigenschaften der untersuchten Struktur nicht mehr sichergestellt werden [3].

Die optische Laser-Doppler-Vibrometrie überwindet diese Limitierung. Es wird deshalb eine experimentelle Modalanalyse einer elektrischen Maschine auf einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie-Prüfstand der Firma Polytec durchgeführt [9]. Dieser Prüfstand ermöglicht erstmalig die rückwirkungsfreie und dreidimensionale Messung des Schwingungsverhaltens der gesamten Maschinenoberfläche. Es kann eine räumliche Abtastung bis hin zur FE-Diskretisierung realisiert werden.

In dieser Arbeit wird zunächst am Beispiel einer elektrischen Traktionsmaschine die strukturdynamische Modellbildung beschrieben. Bei der Maschine handelt es sich um eine permanentmagneterregte Synchronmaschine mit Mantelkühlung mit einer S1 Leistung von 63 kW nach DIN EN 600034-1 [10]. Das Kühlfluid wird in dieser Arbeit bei Modellierung und Messung nicht berücksichtigt. Es werden die folgenden Ansätze zur Fügestellenmodellierung untersucht: die klassische Verbundkontaktmodellierung und die Linearisierung des nichtlinearen Fügestellenproblems für eine statische Vorspannung. Anschließend werden das Messverfahren der robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie und die Randbedingungen bei der Versuchsdurchführung beschrieben. Abschließend werden eine Modellkorrelation durchgeführt

und die Ergebnisse in Hinblick auf die verschiedenen Kontaktmodellierungsansätze diskutiert.

2 Modellierung des strukturdynamischen Verhaltens von elektrischen Maschinen

Zur Modellbildung ist zu Beginn ein geeignetes Berechnungsverfahren für die Problemstellung auszuwählen. Gängige Methoden zur Beschreibung des strukturdynamischen Verhaltens sind dabei analytische Modelle, die Mehrkörpersimulation (MKS), die elastische Mehrkörpersimulation (eMKS), die Finite-Elemente-Methode (FEM), die Randelement-Methode (BEM) und die Statistische Energieanalyse (SEA) [11]. Wichtige Auswahlkriterien sind nach [11] die geometrische Größe des betrachteten Systems, die Komplexität, d. h. z. B. die Anzahl der Komponenten, und der zu betrachtende Frequenzbereich.

In dieser Arbeit wird das Eigenschwingverhalten einer elektrischen Maschine im hörbaren Frequenzbereich (ca. 16 Hz – 16 kHz [11]) untersucht. Es wird daher die Methode der Finiten Elemente zur Modellierung ausgewählt. Als Berechnungsumgebung wird ANSYS Mechanical genutzt. Damit das entwickelte Modell später in einem Systemmodell zur vibroakustischen Beschreibung der elektrischen Maschine verwendet werden kann, wird ein linearer oder linearisierter Modellansatz gewählt, für den die Theorie der linearen Modalanalyse zulässig ist.

In Abb. 1 sind die untersuchte elektrische Maschine und die wesentlichen Bestandteile der strukturdynamischen Modellbildung dargestellt. Für die Einzelkomponenten der elektrischen Maschine, z. B. das Gehäuse, die Lagerschilde sowie die Welle, werden lineare Werkstoffmodelle benötigt. Für häufig eingesetzte Materialien sind die Parameter dieser Modelle in gängigen Tabellenwerken verfügbar. Falls z. B. für Gussbauteile Abweichungen aufgrund von fertigungsbedingten Wandstärken- oder Steifigkeitsvariationen bei der Modellierung mit Tabellenwerten zu erwarten sind, können durch Einzelversuche über die experimentelle Modalanalyse mechanische Parameter wie Masse, Steifigkeit und Dämpfung mit Modellen abgestimmt werden [3].

Zur Modellierung der strukturdynamischen Eigenschaften des Blechpaketes und der Wicklung werden analytische Homogenisierungsverfahren nach [4] genutzt. Es werden dabei richtungsabhängige Steifigkeits- und Dämpfungsmodelle aus den Einzelwerkstoffdaten unter Berücksichtigung des Eisen- und Kupferfüllfaktors berechnet. Die Füllfaktoren werden so abgestimmt, dass die Masse in Modell und Messung übereinstimmt. Zur Modellierung des Rotorblechpaketes werden ebenfalls die in [4] beschriebenen Verfahren genutzt.

Innerhalb der untersuchten elektrischen Maschine treten formschlüssige, kraftschlüssige und stoffschlüssige Verbindungen auf. Zur Abbildung dieser werden zwei Modellierungsansätze verfolgt. Zum einen der

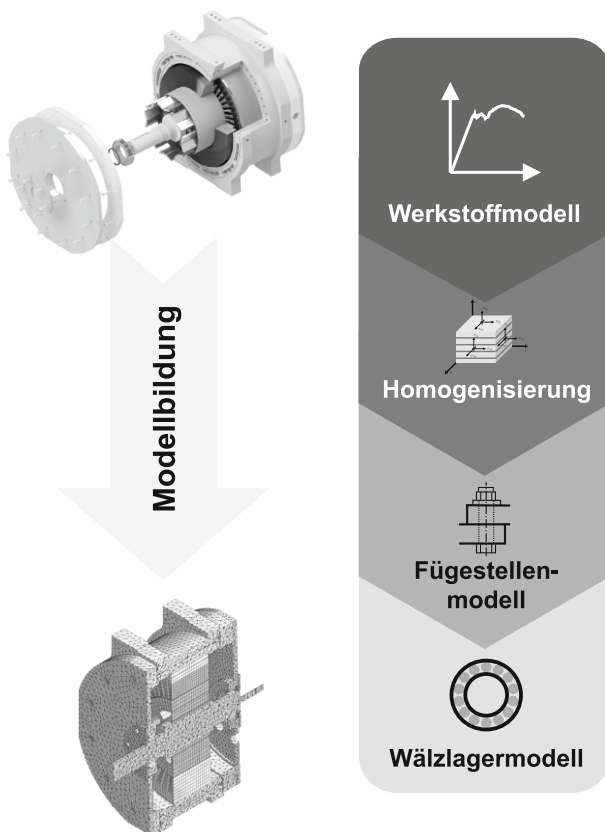


Abb. 1 Wesentliche Bestandteile der strukturdynamischen Modellbildung von elektrischen Maschinen innerhalb der FEM

Ansatz, bei dem alle Verbindungen durch Verbundkontakte modelliert werden und zum anderen der Ansatz, bei dem in einer nichtlinearen statisch mechanischen Analyse alle Schraubverbindungen mit entsprechenden Vorspannkräften und reibungsbehafteten Kontaktbereichen modelliert werden. Anschließend wird eine Linearisierung im Arbeitspunkt durchgeführt.

Zur linearisierten Beschreibung der Wälzlager der elektrischen Maschine werden zweidimensionale Feder-Dämpfer-Elemente mit Steifigkeitswerten des Lagerherstellers genutzt [12].

Im folgenden wird das Vorgehen zur Linearisierung der Fügestellen genauer beschrieben. Innerhalb dieser Arbeit wird das Dämpfungsverhalten in der Modellierung nicht berücksichtigt. Das zu lösende Eigenwertproblem lautet dann nach [12]:

$$\mathbf{K}_i^T \Phi_j = \lambda_j \mathbf{M} \Phi_j. \quad (1)$$

Im Falle der Verbundkontaktmodellierung können innerhalb der FEM die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} und die Massenmatrix \mathbf{M} direkt aufgestellt werden und durch Lösung des Eigenwertproblems nach Gl. 1 die ungedämpften Eigenfrequenzen aus den Eigenwerten λ_j und die Eigenvektoren Φ_j berechnet werden.

Für die erweiterte Fügestellenmodellierung der Schraubverbindungen wird zunächst eine nichtlinea-

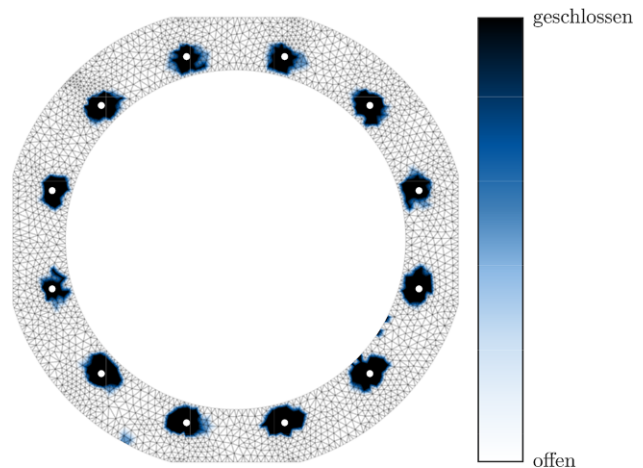


Abb. 2 Kontaktstatus einer exemplarischen Fügefläche zwischen dem Loslagerdeckel und dem Gehäuse

re statisch mechanische Analyse durchgeführt. Dazu werden für die insgesamt 60 Schraubverbindungen der untersuchten Maschine reibungsbehaftete Kontaktbereiche erzeugt. Als Reibwert ν der Kontaktstellen wird ein initialer Wert von 0.2 gewählt. In einem ersten Lösungsschritt werden für die vorhandenen Schrauben Vorspannkräfte von 5 kN eingepreßt und unter anderem die Verformung der Struktur berechnet. Zur Verbesserung der numerischen Stabilität wird dabei eine Randbedingung in Form einer externen Verschiebung im ersten Lastschritt definiert. In einem weiteren Lastschritt wird die Kraft gesperrt und die Randbedingung deaktiviert [12].

In Abb. 2 ist als Ergebnis dieser Berechnung der Kontaktstatus für eine ausgewählte Kontaktfläche des Loslagerdeckels und dem Gehäuse dargestellt. Es wird in Abb. 2 nur zwischen dem für die Linearisierung wichtigen Kontaktstatus geschlossen und offen unterschieden. Der Status geschlossen bedeutet, dass der Kontakt mit entsprechender Kontaktsteifigkeit in diesem Bereich aktiv ist. Offen bedeutet, dass keine Verbindung vorhanden ist. Im Schritt der Linearisierung werden die nichtlinearen Kontakte auf Basis des Kontaktstatus linearisiert und die tangentialen Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_i für diesen Zustand i berechnet. Damit kann das lineare Eigenwertproblem nach Gl. 1 aufgestellt und gelöst werden.

3 Robotergestützte 3D-Laser-Doppler-Vibrometrie

Die Laser-Doppler-Vibrometrie ist ein optisches Schwingungsmessverfahren, welches die folgenden Vorteile gegenüber dem Einsatz von herkömmlichen Beschleunigungssensoren bietet. Wie in [3] beschrieben wird, kann durch den Einsatz von herkömmlichen Beschleunigungssensoren bei schwach gedämpften Komponenten, die Rückwirkungsfreiheit der Sensorik insbesondere auf die extrahierten Dämpfungsparameter häufig nicht sicher gestellt werden. Ein berüh-

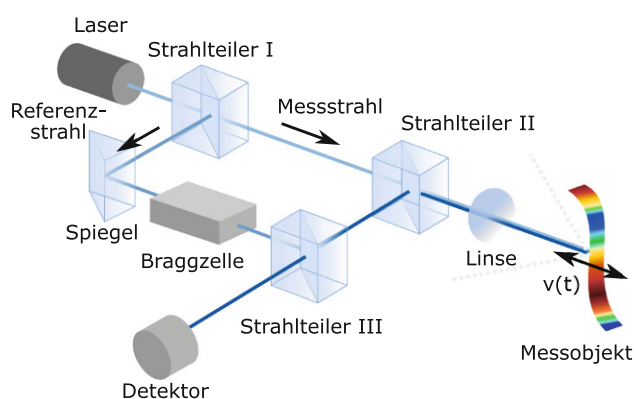


Abb. 3 Schematischer Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers [13]

rungsfreies Messverfahren beeinflusst die strukturdynamischen Eigenschaften des Messobjekts hingegen nicht. Weiter existieren für den hörbaren Frequenzbereich keine prinzipbedingten Amplitudenabweichungen aufgrund von Eigenresonanzen der Sensorik [13].

In Abb. 3 ist der schematische Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers dargestellt. Aufgrund des Doppler-Effekts kann aus einem reflektierten Laserstrahl an einem Messobjekt die Bewegungsgeschwindigkeit der Oberfläche bestimmt werden. Die Oberflächengeschwindigkeit verändert dabei die optische Frequenz des Lichtes [13].

Da die optische Frequenz deutlich höher als die Frequenzen der Schwingungen ist, wird ein Interferometer (vgl. Abb. 3) zur Messung der Frequenzverschiebung genutzt. Um die Schwingung nicht nur an einem festen Messpunkt zu analysieren, kann der Laserstrahl mit motorisch verstellbaren Spiegeln in horizontaler und vertikaler Richtung bewegt werden. Wird die Messung für kontinuierliche Schwingungszustände an verschiedenen Punkten wiederholt, kann somit die Oberfläche abgetastet werden. Allerdings wird dabei nur die Oberflächengeschwindigkeit in Laserstrahlrichtung gemessen [13].

Da die Oberflächen von elektrischen Maschinen meistens gekrümmt sind und häufig die Schwingungsformen nur dreidimensional eindeutig zugeordnet werden können, ist ein 1D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer nicht ausreichend. Kombiniert man nun drei 1D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer, welche mit einem bekannten Abstand und Winkel zueinander auf das Messobjekt gerichtet sind, kann durch eine geometrische Triangulation die dreidimensionale Bewegung berechnet werden [13].

Für die Messung muss ein optischer Zugang zum Messpunkt vorhanden sein. Außerdem sollte der Winkel der Oberflächennormalen zum Einfallswinkel der einzelnen Laserstrahlen nicht zu groß werden, da ansonsten die Signalqualität aufgrund der reduzierten Rückstreuung des Laserlichts beeinträchtigt wird.



Abb. 4 Versuchsaufbau der experimentellen Modalanalyse im RoboVib-Testzentrum

Das bedeutet für eine vollständige Vermessung der Oberflächenschwingung von elektrischen Maschinen, dass die Messung mit einem 3D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer aus verschiedenen Positionen des Vibrometers durchgeführt werden muss.

Wird das 3D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer auf einem Industrieroboter mit hoher Positionierungsgenauigkeit montiert, kann eine automatisierte Vermessung von elektrischen Maschinen durchgeführt werden. Die räumliche Diskretisierung kann dabei so hoch gewählt werden, dass keine Frequenzbereichseinschränkungen für den akustisch relevanten Frequenzbereich bestehen.

4 Beschreibung der Versuchsdurchführung

In Abb. 4 ist der Prüfsandaufbau der experimentellen Modalanalyse im sogenannten RoboVib-Testzentrum dargestellt. Die untersuchte elektrische Maschine wird mit Federn elastisch aufgehängt. Die Federsteifigkeit wird dabei so weich gewählt, dass die erste Eigenfrequenz der Aufhängung der Maschine ausreichend weit von der ersten zu erwarteten Eigenfrequenz entfernt liegt. Die Federn werden orthogonal zur ersten Schwingungsform gemäß den Empfehlungen nach [14] montiert. Da Leistungskabel der untersuchten Maschine fest mit der Wicklung verbunden sind, werden die Kabel geführt verlegt und ebenfalls mit Federn abgestützt.

Als Anregung wird ein Shaker der Firma LDS vom Typ V406/8-P100E verwendet. Dieser Shaker ermöglicht eine Anregungskraftamplitude von maximal 196 N in einem Frequenzbereich von 5 Hz bis 9 kHz. Zur Messung der Anregungskraft und der Anregungspunktinertanz wird ein Sensor der Firma PCB vom Typ PCB-288D01 eingesetzt. Um die optimalen Anregungspunkte für die Messung zu identifizieren wird das in [8] entwickelte erweiterte Optimal-Driving-Point-Kriterium auf Basis des FE-Modells mit Verbundkontakten angewendet.

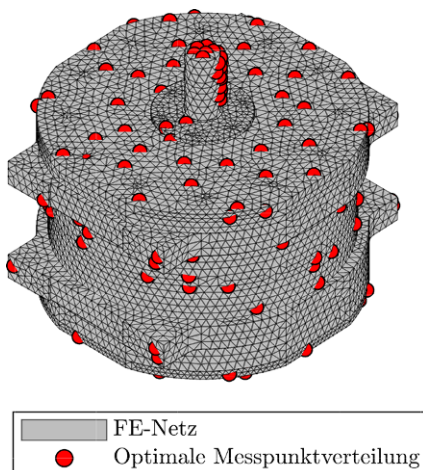


Abb. 5 Korrelation der Eigenfrequenz in Messung und Modell für MAK-Werte größer 0.6

Es werden damit insgesamt zwei Anregungspunkte, einer in radialer und einer in axialer Richtung der Maschine für die Messung ausgewählt.

Um die Messpunkte bei der experimentellen Modalanalyse zu definieren wird aus dem FE-Modell der Maschine mit Verbundkontaktmodellierung ein Oberflächennetz exportiert. Da für mechanische Berechnungen Finite Elemente höherer Ordnung genutzt werden, werden zur Reduktion der Knotenanzahl für den Export lineare Oberflächenelemente verwendet. Das so erzeugte Netz mit ungefähr 9000 Knoten ist in Abb. 5 dargestellt. Wie in [8] beschrieben wird, kann auf Basis einer QR-Zerlegung der Eigenvektormatrix ein minimaler und optimal verteilter Messpunktsatz berechnet werden. Da das FE-Netz auch Knoten an den Bauteilkanten enthält, an denen mit dem Laser-Doppler-Vibrometer nicht gemessen werden kann, werden zur Berechnung der optimalen Messpunkte nur Punkte zugelassen, die nicht auf Bauteilkanten liegen. Zur Analyse der Rotorschwingungen werden zusätzliche Punkte auf dem Rotorwellenende manuell hinzugefügt. Es ergibt sich die in Abb. 5 dargestellte reduzierte Messpunktverteilung von 166 Messpunkten. Um alle Messpunkte mit dem Laser-Doppler-Vibrometer erreichen zu können, werden insgesamt 17 Positionen des Industrieroboters zu Beginn der Messung definiert.

Als Anregungssignale für den Shaker bei der Modalanalyse mit Laser-Doppler-Vibrometern stehen verschiedene harmonische, periodische, transiente oder zufällige Signale zur Verfügung [15]. Für die Messung wird ein sogenanntes Pseudo-Random-Signal genutzt, welches zu den periodischen Signalen gehört. Das Signal wird im Frequenzbereich generiert. Der Unterschied zu einem herkömmlichen Periodic-Chirp liegt darin, dass die Phasenreihenfolge durch eine gleichverteilte Zufallszahl bestimmt wird [15].

In Abb. 6 ist die für die Platzierung des Shakers aus Abb. 4 gemessene Anregungspunktinertanz dargestellt. Diese wird als Übertragungsfunktion des

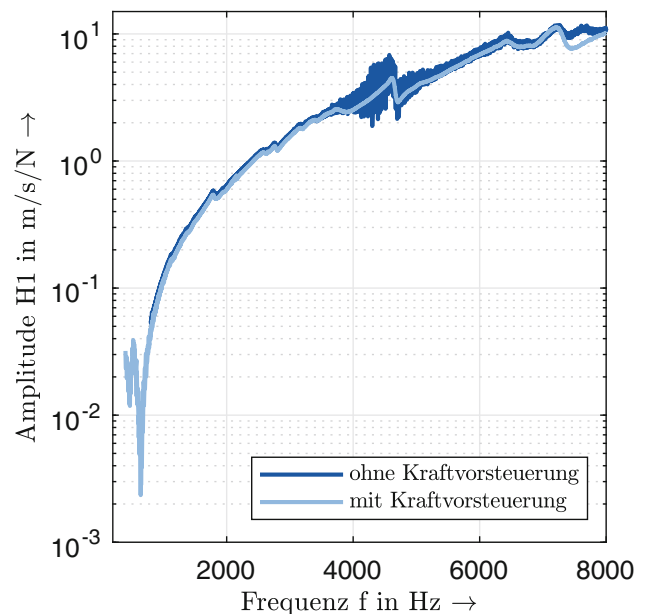


Abb. 6 Vergleich der gemessenen Anregungspunktinertanz bei Anregung in radialer Richtung mit und ohne Kraftvorsteuerung des Shakers

Beschleunigungssignals und des Kraftsignals des Impedanz-Messkopfes am Anregungspunkt bestimmt. Sie gibt Aufschluss über die Güte der Anregung der Struktur [8]. Betrachtet man zunächst die Anregungspunktinertanz ohne Kraftvorsteuerung des Shakers, ist ab ca. 4 kHz ein deutlicher Rauschanteil festzustellen. Die Ursache hierfür wird in einer Resonanz des Systems aus Shaker und Maschine vermutet. Diese wird im Spektrum der Kraft ab ca. 2 kHz sichtbar und verhindert vermutlich einen Energieeintrag im höheren Frequenzbereich. Um unter den gegebenen Randbedingungen den Energieeintrag im höheren Frequenzbereich zu verbessern, wird eine Kraftvorsteuerung des Shakers angewendet. Dazu wird das Spektrum des Kraftsignals des Shakers zunächst im Frequenzbereich geglättet und der Kehrwert berechnet. Dieser wird dann als Amplitudenkorrektur bei der Erzeugung des Anregungssignals im Frequenzbereich genutzt. Wie in Abb. 6 dargestellt ist, kann dadurch der Energieeintrag im höheren Frequenzbereich verbessert werden.

In Tab. 1 ist eine Übersicht der durchgeführten Messungen gezeigt. Insgesamt werden drei Messungen mit zwei unterschiedlichen Positionen des Shakers jeweils vollständig automatisiert mit dem Industrieroboter durchgeführt. In der ersten Messung werden bei erhöhter Frequenzauflösung die berechneten optimalen Messpunkte vermessen. In der zweiten Messung wird bei radialer Anregung das gesamte FE-Netz abgetastet. In einer dritten Messungen werden bei axialer Anregung die beiden Lagerschilde vollständig sowie die übrigen Punkte aus der QR-Zerlegung am Umfang der Maschine vermessen.

Tab. 1 Übersicht der durchgeführten Messungen

Messreihennummer	1	2	3
Anregungsrichtung	radial	radial	axial
Messpunktanzahl	166	5169	1467
Frequenzauflösung	0.25 Hz	1 Hz	1 Hz
Anzahl der Mittelung	8	8	8
Dauer der Messung	≈ 1.5 h	≈ 11.5 h	≈ 3.5 h

5 Ergebnisse

Als Ergebnis der experimentellen Modalanalysen erhält man die Übertragungsfunktionsmatrizen für die entsprechenden Mess- und Anregungspunktombinationen. Um eine Korrelation mit den Berechnungsergebnissen durchführen zu können, werden wie in [14] beschrieben Curvefitting Verfahren eingesetzt. Es wird hier ein globales Verfahren innerhalb der Analysesoftware ME'scope der Firma Vibrant zur Parameterschätzung genutzt. Es treten einige Herausforderungen dabei auf, die im folgenden kurz zusammengefasst werden.

Unter den gemessenen Übertragungsfunktionen gibt es Messpunkte, die sich durch einen guten Signal-Rausch-Abstand auszeichnen. Jedoch treten auch Punkte auf, die für Frequenzbereiche keinen ausreichenden Signal-Rausch-Abstand mehr aufweisen. Dadurch wird eine Bestimmung der Modellordnung und Lokalisierung der Polstellen durch die sogenannten Mode-Indicator-Funktionen ungenau. Die Ergebnisse des sich anschließenden Curvefittings sind dann sehr fehleranfällig und stark abhängig von den gewählten Randbedingungen. Eine zuverlässige Schätzung der modalen Parameter ist somit zunächst nicht möglich.

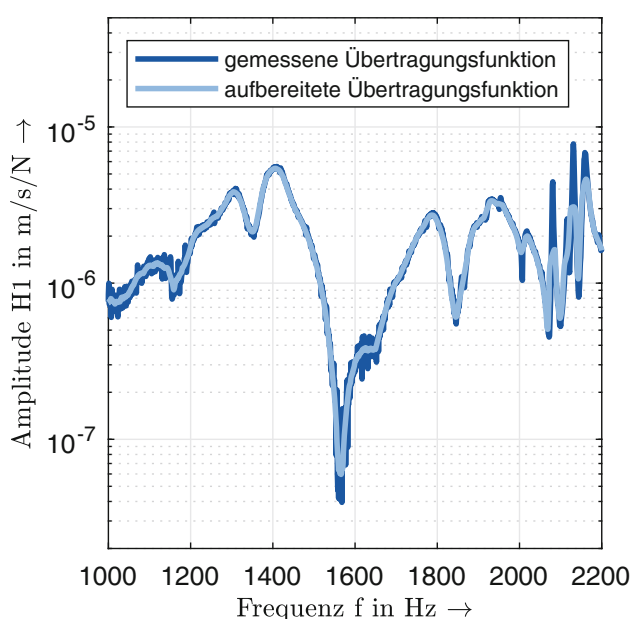


Abb. 7 Ergebnis der Aufbereitung der Übertragungsfunktionen

Um dennoch eine Modellkorrelation durchführen zu können, werden die Messdaten aufbereitet. Da aufgrund der großen Messdatenmenge nur Daten im Frequenzbereich gespeichert werden, kann eine Aufbereitung nur in diesem durchgeführt werden. In dieser Arbeit wird eine phasenkompensierte wanderende komplexe Mittelwertbildung im Frequenzbereich durchgeführt. Die Fensterbreite wird zu $\delta f = 10$ Hz gewählt. Das Ergebnis der Aufbereitung ist in Abb. 7 für eine Übertragungsfunktion in einem begrenzten Frequenzbereich dargestellt. Das Rauschen innerhalb der Bereiche, in denen der Signal-Rausch Abstand nicht ausreichend ist, kann deutlich reduziert werden. Allerdings werden auch einige Resonanzamplituden verringert. Dies bedeutet, dass nach dieser Aufbereitung berechnete Dämpfungen abweichen können. Mit den so aufbereiteten Übertragungsfunktionen ist nun die Bestimmung der Modellordnung möglich. Es können Eigenvektoren und Eigenfrequenzen zuverlässig extrahiert werden.

Da in der Messung als Messgitter das Netz der FE-Modelle genutzt wird, kann direkt eine Eigenvektorkorrelation über das Modal-Assurance-Kriterium nach [16] erfolgen. In Abb. 8 ist die berechnete MAC-Matrix zwischen Messung 2 mit voller räumlicher Auflösung des Messgitters und dem FE-Modell mit Verbundkontaktmodellierung dargestellt. Aus der Messung können insgesamt 37 Schwingungsformen im Frequenzbereich bis 8 kHz identifiziert werden. MAC-Werte nahe 1 deuten eine Korrelation der Eigenformen in Modell und Messung an. Betrachtet man die Ergebnisse in Abb. 8 können nicht alle Schwingungsformen der Messung mit dem Modell korreliert werden.

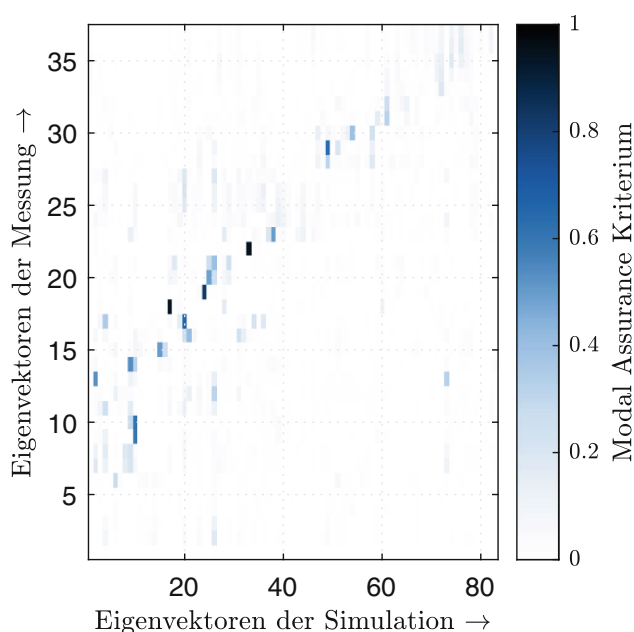


Abb. 8 Eigenvektorkorrelation der Messung Nr. 2 mit dem FE-Modell mit Verbundkontaktmodellierung

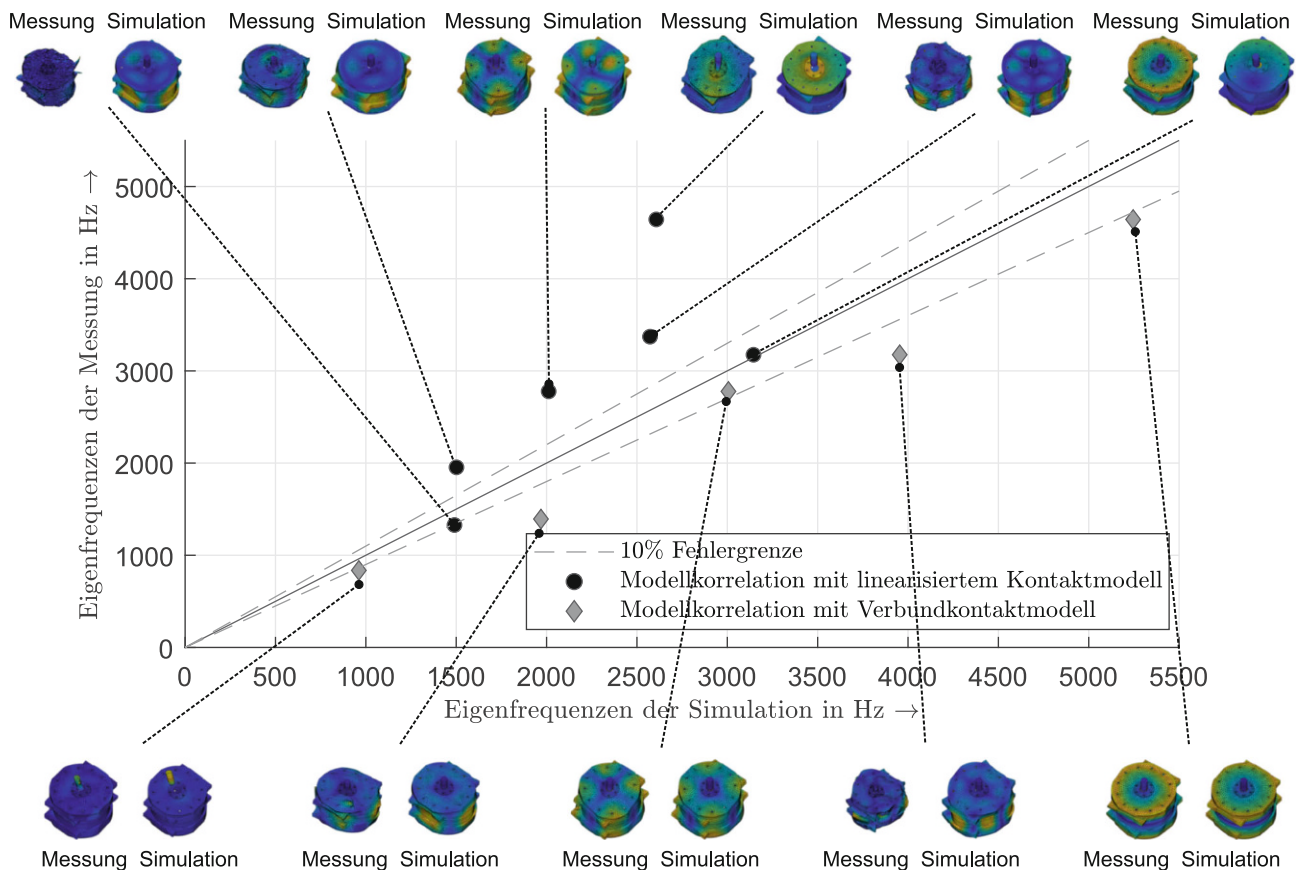


Abb. 9 Korrelation der Eigenfrequenzen und Eigenvektoren in Messung und Modell für MAC-Werte größer 0.6

Die gleiche Korrelation lässt sich auch für das Modell mit linearisierten Kontaktmodellen durchführen. In Abb. 9 werden zum Vergleich der beiden Modellierungsansätze die ermittelten Eigenfrequenzen und -vektoren in Messung und Modell dargestellt. Dabei werden nur jeweils Eigenvektoren verglichen, die MAC-Werte von größer als 0.6 aufweisen.

Die Eigenfrequenzen des Verbundkontaktmodells liegen grundsätzlich höher als die der Messung. Im Vergleich dazu weisen andere Eigenformen mit dem linearisierten Kontaktmodell eine Korrelation mit den Messergebnissen auf. Die Lage der Eigenfrequenzen wird dabei im Modell zum Teil deutlich unterschätzt.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Modellierung der Fügstellen, insbesondere der Kontaktsteifigkeiten, eine essentielle Rolle spielen. Eine Modellierung mit Verbundkontakt führt zu einer deutlichen Versteifung des Systems, wodurch die Eigenfrequenzen überschätzt werden. Die in dieser Arbeit vorgeschlagene Linearisierung der Schraubverbindung mit den angenommenen Vorspannkräften und den entsprechenden Reibwerten führt dazu, dass andere Schwingungsformen besser abgebildet werden können. Die Kontaktsteifigkeit wird jedoch unterschätzt, wodurch einige Eigenfrequenzen im Modell zu gering berechnet werden.

6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit werden zwei verschiedene Modellierungsansätze bei der strukturdynamischen Modellbildung von elektrischen Maschinen untersucht. Als Berechnungsverfahren wird die Finite-Elemente-Methode ausgewählt. Für eine exemplarische elektrische Maschine werden die einzelnen Komponenten modelliert. Für die Abbildung des Blechpakets und der Wicklung werden analytische Homogenisierungsverfahren nach [4] eingesetzt. Zur Modellierung der Fügstellen wird ein Modell mit Verbundkontaktmodellierung mit einem erweiterten Fügstellenmodell mit Kontaktlinearisierung mit Messungen verglichen.

Zur messtechnischen Untersuchung wird erstmals eine experimentelle Modalanalyse mit einem robotergestützten 3D-Laser-Doppler-Vibrometer durchgeführt. Dieses System erlaubt eine automatisierte und zeiteffiziente Vermessung der gesamten Maschinenoberfläche mit einer räumlichen Diskretisierung des Rechengitters der FEM.

Zur Bestimmung der optimalen Anregungs- und Messpunkte werden die Verfahren aus [8] angewendet. Es werden Herausforderungen bei der Anregung der Maschine mit einem Shaker beschrieben und erste Lösungsansätze präsentiert. Weiter wird auf Herausforderungen bei der Parameterschätzung eingegangen und es werden erste Lösungsansätze beschrieben, mit

denen eine Schätzung der Eigenfrequenzen und -formen aus der Messung möglich werden.

Anhand von Modellkorrelationen mit dem MAC-Kriterium wird gezeigt, dass eine Verbundkontaktmodellierung die Kontaktsteifigkeit und somit die Eigenfrequenz überschätzt. Dahingegen wird durch die vorgeschlagene Linearisierung der Fügestellenkontakte die Kontaktsteifigkeit unterschätzt.

Die Modellierung der Fügestellen spielt also für die untersuchte Maschine eine wesentliche Rolle und wird in Zukunft weiter untersucht. Wie in dieser Arbeit beschrieben wird, ist der Signal-Rausch-Abstand für einige Frequenzbereiche und -messpunkte nicht ausreichend für eine zuverlässige modale Parameterschätzung. Es werden deshalb in Zukunft weitere Messungen durchgeführt und Verfahren untersucht, um die Signalqualität so weit zu steigern, damit eine präzise Dämpfungsberechnung möglich wird. Im Fokus stehen dabei vor allem die gezielte Analyse von strukturdynamischen Nichtlinearitäten und Strategien zur Linearisierung innerhalb der Messung sowie eine verbesserte Anregung innerhalb der Modalanalyse.

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

- Humbert L, Pellerey P, Cristaudo S (2012) Electromagnetic and structural coupled simulation to investigate NVH behavior of an electrical automotive powertrain. *SAE Int J Altern Powertrains* 1(2):395–404
- Jaeger M, Drichel P, Schröder M, Berroth J, Jacobs G, Hameyer K (2020) Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVH-Systemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs. *Elektrotech Informationstech* 137(4):258–265
- Jaeger M, Franck M, Hameyer K (2022) Die Messung und Berechnung modaler Dämpfungen als Näherungsbeschreibung realer Systeme. *Elektrotech Informationstech* 139(2):195–203
- Franck M, Jaeger M, Groschup B, Hameyer K (2022) Strukturdynamische Werkstoffdämpfung von Blechpaketen elektrischer Maschinen. *Elektrotech Informationstech* 139(2):167–175
- VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (2004) VDI-Richtlinie 3830 Blatt 1 Werkstoff- und Bauteildämpfung: Einteilung und Übersicht. VDI-Fachbereich Schwingungstechnik, Beuth, Berlin
- Gaul L, Kurth D, Hanss M, Schmidt A, Ehrlich C (2015) Modellierung von Werkstoff- und Fügestellendämpfung in der FEM unter Berücksichtigung von Unsicherheiten. Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 1119 (in Kooperation mit der DFG)
- Neher J (2012) Rechnerische und experimentelle Untersuchungen der Schallabstrahlung bei Fahrzeuggetrieben. *Kraftfahrzeugtechnische Berichte*, Bd. 3. Univ.-Verl., Ilmenau
- Franck M, Mönninghoff S, Butterweck D, Hameyer K (2021) Methodik zur Bestimmung von optimalen Messpunkten bei der strukturdynamischen Vermessung elektrischer Maschinen. *Elektrotech Informationstech* 138(6):431–437
- Sauer J, Mariappan D, Schüssler M, von der Lieth A, Stone M (2010) Closing the data gap between simulation and modal test with virtualized testing f
- Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE (2010) DIN EN 60034-1 Drehende elektrische Maschinen – Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten. VDE, Berlin
- Zeller P (2012) *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*, 2. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner, Wiesbaden
- ANSYS, Inc. (2022) *Theory reference* Bd. 2022. ANSYS, Canonsburg
- Johansmann M, Sauer J (2005) A new tool for three dimensional non-contact vibration measurements in automotive applications. In: *An Improved FE Model Update*. ANSYS User Conference, Aachen, 2010. SAE international technical paper, Bd. 2005-26-052
- Ewins DJ (2000) *Modal testing: theory, practice and application*, 2. Aufl. Research Studies, Hoboken
- Schuessler M, Woertge M (1998) Survey of excitation signals with respect to scanning vibrometer measurements. In: *Third International Conference on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications*. SPIE, Bd. 3411, S386–393
- Allemang R (2003) The modal assurance criterion—twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration* 37(8):14–23

Hinweis des Verlags Der Verlag bleibt in Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutsadressen neutral.



Marius Franck, schloss im Jahr 2018 das Maschinenbau-Studium an der RWTH Aachen University mit dem Master of Science ab. Seit August 2018 arbeitet er als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Maschinen der RWTH Aachen. Seine Forschungsschwerpunkte liegen im Bereich der akustischen und strukturdynamischen Untersuchung von elektrischen Maschinen.



Dennis Berft, schloss im Jahr 2012 das Studium Sensortechnik an der Hochschule Karlsruhe mit dem Master of Engineering ab. Seit Mai 2012 arbeitet er als Applikationsingenieur im Bereich der Laser-Doppler-Vibrometrie bei der Polytec GmbH in Waldbronn. Seine Kernaufgaben sind Auftragsmessungen, Machbarkeitsstudien sowie die Entwicklungsunterstützung bei der Markteinführung neuer Produkte. Des Weiteren ist er verantwortlich

für Kundenschulungen und die Unterstützung des technischen Vertriebs.



Kay Hameyer, erwarb sein Diplom in Elektrotechnik von der Universität Hannover und promovierte an der Technischen Universität Berlin. Nach seinem Studium arbeitete er für die Robert Bosch GmbH in Stuttgart als Entwicklungsingenieur für permanentmagneterregte Servomotoren und Kraftfahrzeugbordnetzkomponenten. Bis 2004 war Dr. Hameyer full Professor für Numerische Feldberechnungen und Elektrische Maschinen an der KU Leuven in Belgien.

Seit 2004 ist er Professor und Leiter des Instituts für Elektrische Maschinen der RWTH Aachen University. 2006 war er Prodekan bzw. von 2007 bis 2009 Dekan der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der RWTH Aachen University. Seine Forschungsschwerpunkte liegen im Bereich der numerischen Feldberechnung und -optimierung, dem Entwurf und der Regelung elektrischer Maschinen, weich- und hartmagnetischen Werkstoffen, Isoliersystemen und von permanentmagneterregten Maschinen und Drehfeldmaschinen. Er ist Autor von mehr als 350 Journal-Publikationen, mehr als 700 internationalen Konferenzveröffentlichungen und Autor von vier Büchern. Dr. Hameyer ist Mitglied im VDE, IEEE Senior Member und Fellow des IET.