

Experimentelle Modalanalyse an monolithischen Statorn für Traktionsantriebe

Manuel Michael Islam^{1,2}, Steffen Marburg¹

¹ Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, TU München, 85748 Garching, Deutschland

² Mercedes-Benz AG, 70327 Stuttgart, Deutschland, Email: manuel.michael.islam@daimler.com

Einleitung

Im Zuge der Elektrifizierung der Antriebsstränge im Automobilssektor unterbleibt die maskierende Geräuscentfallung eines konventionellen Verbrennungsmotors [1]. Erschwerend hinzu kommt der Frequenzbereich, indem elektrifizierte Antriebsstränge betrieben werden, der für das menschliche Gehör als dominanter und störender wahrgenommen wird [2]. Dementsprechend fokussieren sich Forschungen und Entwicklungen im Bereich der strukturdynamischen bzw. akustischen Antriebsstrangbewertung, die durch experimentelle Untersuchungen unterstützt werden [3, 4]. Diesbezüglich liefert die experimentelle Modalanalyse einen wichtigen Beitrag zum Verständnis strukturdynamischer Effekte bei elektrischen Antriebssystemen. Solch ein Antrieb setzt sich im Allgemeinen aus einer stehenden Komponente (Stator) und einer drehenden Komponente (Rotor) zusammen und stellen die Hauptkomponenten eines Elektromotors dar.

Angesichts dessen findet sich eine Vielzahl von Studien zur Untersuchung des strukturdynamischen Verhaltens von Statorn [5, 6]. Vermehrt liegt deren Schwerpunkt entweder auf der Einflussbetrachtung der Statorgeometrie, der Blechlamination oder auf bewickelte geblechte Statorn [7]. Insbesondere letztere Untersuchungsvariante ist von einer erschwerten Zuordnung zwischen Wicklungs- und Laminationseinfluss begleitet [8]. Um dies zu entgegnen wird in der nachfolgenden Studie die Blechlamination durch eine monolithische Statorgeometrie substituiert und mittels einer experimentellen Modalanalyse betrachtet.

Versuchsaufbau

Die experimentelle Modalanalyse der Statorn wird unter einer frei-freien Lagerung mithilfe von Expandern realisiert. Die Statorgrundkörper sind zuwider allgemeiner Herstellung nicht geblecht, sondern über ein additives Fertigungsverfahren gedruckt. Als Material wird Edelstahl, das sogenannte LaserForm 316L von 3D Systems, eingesetzt. Zudem werden die gedruckten Statorgrundkörper zur Homogenisierung des Gefüges wärmebehandelt. Abschließend wird ein Statorgrundkörper mit einer verteilten Einzugswicklung versehen. Auf diese Weise liegt ein unbewickelt monolithischer Stator mit ca. 16,5 kg sowie ein bewickelter monolithischer Stator mit ca. 21,9 kg als Prüfling vor (s. Abb. 1).

Die Anregung erfolgt durch einen automatisierten Impulshammer (SAM3 der Firma NVH-Tech) mit Metallspitze, wohingegen die Systemantwort über 25 triaxiale Beschleunigungssensoren (HT356B01-NC der Firma

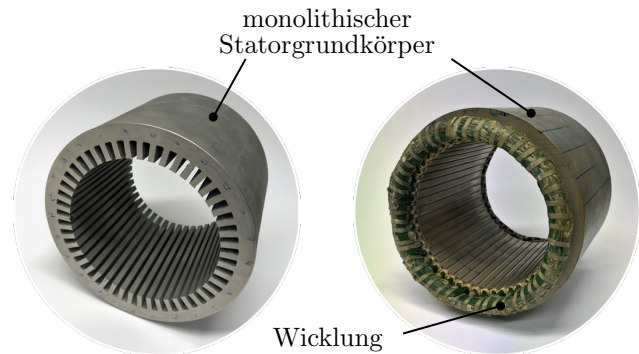


Abbildung 1: Monolithisch aufgebaute Statorn. Links: unbewickelt. Rechts: bewickelt.

PCB Synotech) erfasst wird. Hierzu wird die Oberfläche der Statorn mit einem Raster versehen. Das Raster besitzt fünf Segmente in axialer Prüflingausdehnung sowie 25 entlang des Prüflingumfangs, sodass insgesamt 125 Positionen resultieren. Die Sensoren sind zu einem Muster von fünf auf fünf auf das Raster aufgeklebt (LOC-TITE 3090 der Firma Henkel). Die übrigen 100 Rasterpunkte dienen als radiale sowie tangentialen Anschlagpositionen (s. Abb. 2). Letztere werden mithilfe eines

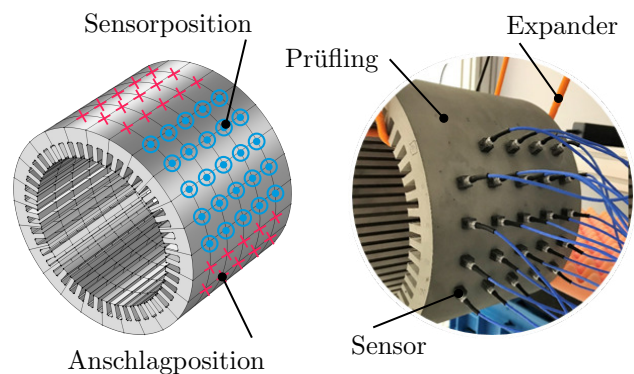


Abbildung 2: Sensorapplikation und Darstellung des Messaufbaus. Links: Raster mit Sensormuster. Rechts: Prüfling mit applizierten Sensoren.

zusätzlichen Anschlagblocks durchgeführt, der entsprechend auf die Rasterpunkte aufgeklebt wird. Insgesamt werden zehn Anschläge pro Anschlagposition ausgeführt und gemittelt.

Die Signaldaten werden in einem Messsystem (PAK MKii von Müller-BBM) zusammengeführt und mittels der Software PAK verarbeitet. Zur Bestimmung der Resonanzfrequenzen sowie der entsprechenden Dämpfung werden die gewonnenen Daten in die Software ME'Scope überführt.

Parameteridentifikation

Mithilfe der sogenannten Complex Mode Identification Function Methode werden über die Maxima in den gemessenen Übertragungsfunktionen die Anzahl der Moden identifiziert [9]. Anschließend werden die Resonanzfrequenzen sowie die entsprechende Dämpfungen durch den Rational Fraction Polynomial Curve Fitting Ansatz bestimmt [10, 11]. Dementsprechend wird die Übertragungsmatrix $[H(j\omega)]$ in die gebrochen rationale Form zu

$$[H(j\omega)] = \sum_{k=1}^m \left(\frac{[r_k]}{j\omega - p_k} + \frac{[r_k^*]}{j\omega - p_k^*} \right) \quad (1)$$

überführt. Hierbei beschreibt m die Anzahl der identifizierten Moden, ω die Frequenz und $[r_k]$ die Residuummatrix der Mode k . Mit p_k wird die Polkoordinate in der komplexen Ebene ausgedrückt, wobei p_k^* den konjugiert komplexen Wert repräsentiert. Die Polkoordinate setzt sich für die jeweilige Mode k aus der modalen Dämpfung σ_k sowie der gedämpften Resonanzfrequenz ω_k zu

$$p_k = \sigma_k + j\omega_k \quad (2)$$

zusammen.

Die Klassifikation der Moden erfolgt durch die Anzahl der Schwingungmaxima entlang des Umfangs r sowie in axialer Ausdehnung l (s. Abb. 3).

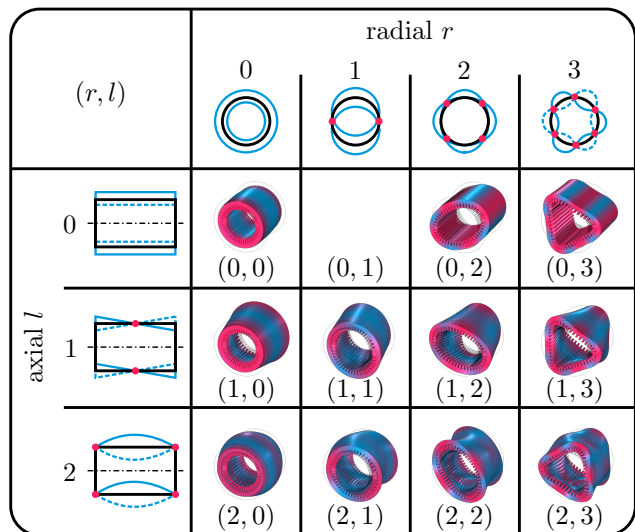


Abbildung 3: Klassifikation der Moden eines Stators.

Ergebnisse

Zur Betrachtung der Messergebnisse aus der Modalanalyse werden alle erhobenen Übertragungsfunktionen gemittelt und als Akzeleranz a_{cc} über den betrachteten Frequenzbereich von 0 kHz bis 10 kHz dargestellt. Um den Einfluss der Einzugswicklung der bewickelten Statorvariante aufzuzeigen, werden spezifische Moden ausgewählt und anhand der Resonanzfrequenzlage sowie der Dämpfung verglichen. Somit fokussiert sich der Vergleich auf die Moden (2,0), (2,1), (3,0), (4,0), (0,0) sowie (0,0,1). Aus den Messungen der unbewickelten Statorvariante ergeben sich bis zu 28 erkennbare Resonanzfrequenzen (s.

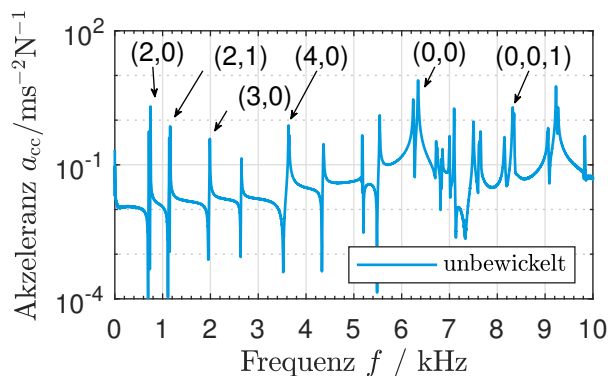


Abbildung 4: Gemittelte Akzeleranz des unbewickelten Stators.

Abb. 4). Ab einer Frequenz von 6 kHz nimmt die Dichte der Resonanzfrequenzen ersichtlich zu. Angesichts der Amplitudenausprägung sind deutlich die Mode (2,0) sowie die Mode (0,0) hervorzuheben. Zusätzlich ist die erste torsionale Mode (0,0,1) bei einer Resonanzfrequenz von 8364 Hz bestimmbar. Für die betrachteten Moden werden bei der unbewickelten Statorvariante Dämpfungswerte zwischen 0,031 % bis 0,059 % ermittelt.

In Anbetracht der bewickelten Statorvariante steigt die Dämpfung des Systems deutlich an (s. Abb. 5). Dies-

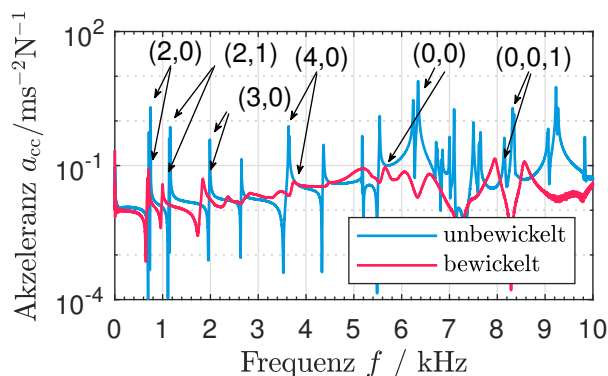


Abbildung 5: Gegenüberstellung der gemittelten Akzeleranz des unbewickelten und des bewickelten Stators.

bezüglich sind Dämpfungswerte von 0,598 % bis 1,847 % ermittelbar. Ab einer Frequenz von 2 kHz werden die Resonanzamplituden merklich reduziert. Ebenso ist eine Verschiebung der Resonanzfrequenzlage zu verzeichnen. Bei der Mode (2,0) wird die Resonanzfrequenz um -5,9 % verschoben. Eine größere Verschiebung erfahren die Moden (0,0) mit -10,6 % und die Mode (2,1) mit -13,1 %. Eine Ausnahme stellt die Mode (4,0) mit einem Zuwachs der Resonanzfrequenz von 2,6 % dar (s. Tab. 1). Im Vergleich zur unbewickelten Statorvariante steigen die Dämpfungswerte in einem Wertebereich von 0,558 bis 1,791 Prozentpunkte, je nach Mode, an. Letztere Änderung ist bei der Mode (3,0) ermittelt (s. Tab. 2).

Auf Grundlage der gewonnenen Datenbasis und bei Berücksichtigung der monolithischen Statorgrundkörper zeichnet sich erkennbar der Beitrag der Einzugswicklung

Tabelle 1: Vergleich der Resonanzfrequenzen des unbewickelten und bewickelten Stators für die ausgewählten Moden

Mode (r, l)	unbewickelt Freq. / Hz	bewickelt Freq. / Hz	Differenz Δf / %
(2,0)	735	691	-5,9
(2,1)	1149	998	-13,1
(3,0)	1990	1834	-7,8
(4,0)	3642	3739	+2,6
(0,0)	6342	5667	-10,6
(0,0,1)	8364	7919	-5,3

Tabelle 2: Vergleich der Dämpfung des unbewickelten und bewickelten Stators für die ausgewählten Moden

Mode (r, l)	unbewickelt σ / %	bewickelt σ / %	Differenz $\Delta\sigma$ / %
(2,0)	0,031	0,589	+0,558
(2,1)	0,056	0,804	+0,748
(3,0)	0,056	1,847	+1,791
(4,0)	0,059	1,486	+1,430
(0,0)	0,047	1,120	+1,073
(0,0,1)	0,030	1,051	+1,021

zur Dämpfung ab. Gleichmaßen wirkt diese auf die Resonanzfrequenzlage ein. Insbesondere die Verschiebung der Resonanzfrequenzlage der Mode (4,0) entgegen dem erwarteten Massen- und Dämpfungsbeitrag infolge der Wicklung. Im Hinblick auf die Konzeption bzw. Entwicklung von elektrischen Antriebssystemen ist der Einfluss auf das strukturdynamische Verhalten nach der Bewicklung nicht zu unterschätzen. Folglich ist das eingesetzte Wicklungsverfahren, neben elektromagnetischen Faktoren, zusätzlich unter strukturdynamischen Aspekten zu evaluieren.

Zusammenfassung und Ausblick

Durch eine experimentelle Modalanalyse sind mithilfe eines automatisierten Impulshammers und triaxiale Beschleunigungssensoren ein unbewickelter sowie bewickelter Stator für einen elektrischen Antrieb untersucht. Entgegen konventionellen geblechten Statorvarianten sind diese Prüflinge monolithisch mit einem additiven Fertigungsverfahren hergestellt, wodurch der Einfluss der Blechlamination ausgeklammert wird. Die Auswertung der Messdaten zeigt deutlich den Einfluss des Masse- und Dämpfungsbeitrags der Einzugswicklung. Dementsprechend werden die Frequenzlage der Moden überwiegend zu niedrigeren Frequenzen verschoben und die Resonanzamplituden reduziert. Ab einer Frequenz von 2 kHz ist die Identifikation der Moden bei der bewickelten Statorvariante erschwert.

Infolgedessen soll in zukünftigen Untersuchungen die bewickelte Statorvariante mittels eines sogenannten Shakers angeregt werden. Daneben werden geblechte Statorvarianten untersucht, um den Einfluss der Blechlamination zu betrachten.

Literatur

- [1] Jacek F. Gieras, Joseph Cho Lai und Chong Wang. *Noise of Polyphase Electric Motors*. Bd. 129. Electrical and computer engineering. Boca Raton, FL: Taylor & Francis, 2006. ISBN: 978-1-31522-098-7.
- [2] Dirk Lieske, David Landes und Jan Fischer. "Optimierung des Antriebsgeräuschs für das Elektrofahrzeug Mercedes-Benz EQC". In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 122.3 (2020), S. 60–64. ISSN: 0001-2785. DOI: 10.1007/s35148-020-0212-y.
- [3] Pierre Millithaler u. a. "Identification of representative anisotropic material properties accounting for friction and preloading effects: A contribution for the modeling of structural dynamics of electric motor stators". In: *Journal of Vibration and Control* 24.2 (2018), S. 237–259. ISSN: 1077-5463. DOI: 10.1177/1077546316637941.
- [4] Fabien Chauvicourt u. a. "Transversally Asymmetric Stiffness of Laminated Stator Core: A Solution for Noise Mitigation of Electric Machines". In: *IEEE Transactions on Energy Conversion* 34.2 (2019), S. 613–619. ISSN: 1558-0059. DOI: 10.1109/TEC.2018.2865622.
- [5] R. K. Singal, K. Williams und S. P. Verma. "Vibration behaviour of stators of electrical machines, part II: Experimental study". In: *Journal of Sound and Vibration* 115.1 (1987), S. 13–23. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/0022-460X(87)90489-5.
- [6] R. K. Singal, K. Williams und S. P. Verma. "The effect of windings, frame and impregnation upon the resonant frequencies and vibrational behavior of an electrical machine stator". In: *Experimental Mechanics* 30.3 (1990), S. 270–280. ISSN: 1741-2765. DOI: 10.1007/BF02322822.
- [7] H. Wang und K. Williams. "Effects of Laminations on the Vibrational Behaviour of Electrical Machine Stators". In: *Journal of Sound and Vibration* 202.5 (1997), S. 703–715. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1006/jsvi.1996.0845.
- [8] Wei Cai, P. Pillay und Zhangjun Tang. "Impact of stator windings and end-bells on resonant frequencies and mode shapes of switched reluctance motors". In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 38.4 (2002), S. 1027–1036. ISSN: 0093-9994. DOI: 10.1109/TIA.2002.800594.
- [9] C. Y. Shih u. a. "Complex mode indication function and its applications to spatial domain parameter estimation". In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 2.4 (1988), S. 367–377. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/0888-3270(88)90060-X.
- [10] Mark H. Richardson und David L. Formenti. "Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method". In: (1985).
- [11] Mark H. Richardson und Brian Schwarz. "Modal Parameter Estimation from Operating Data". In: (2003).