Strukturdynamische Simulationen eines elektrischen Antriebsstrangs unter Verwendung der Component-Mode-Synthesis Methode

Michael Schwarzer[1], Endre Barti[1], Thilo Bein[2]

[1] *BMW Group, 80778 München, Deutschland, Email: michael.schwarzer@bmw.de*

[2] *Fraunhofer LBF, 64289 Darmstadt, Deutschland, Email: thilo.bein@lbf.fraunhofer.de*

Einleitung

Das akustische Verhalten des elektrischen Antriebsstrangs elektrifizierter Fahrzeuge rückt als wesentliches Komfortkriterium zunehmend in den Entwicklungsfokus der Automobilindustrie. Gerade bei niedrigen Geschwindigkeiten des Fahrzeugs und niedrigen Drehzahlen beeinflusst die Schallemission des elektrischen Antriebsstrangs das akustische Gesamtbild des Fahrzeugs signifikant. Das strukturdynamische Verhalten des elektrischen Antriebsstrangs im niederfrequenten Bereich wird dabei im Wesentlichen durch die Steifigkeit der Aufhängung der Komponenten determiniert. Entsprechend ist die Berücksichtigung der Aufhängung innerhalb strukturdynamischer Simulationen zur Berechnung des Schwingungsverhaltens unumgänglich. Gleichzeitig führt jedoch eine detaillierte Modellierung der gesamten Aufhängungsstruktur zu einem signifikant erhöhten Berechnungsaufwand. Um sowohl die Steifigkeiten als

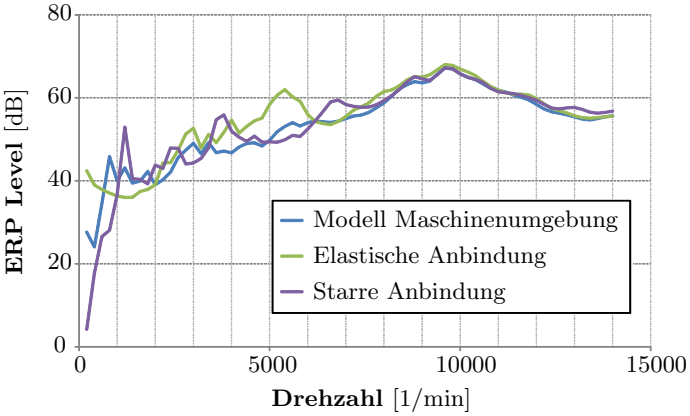
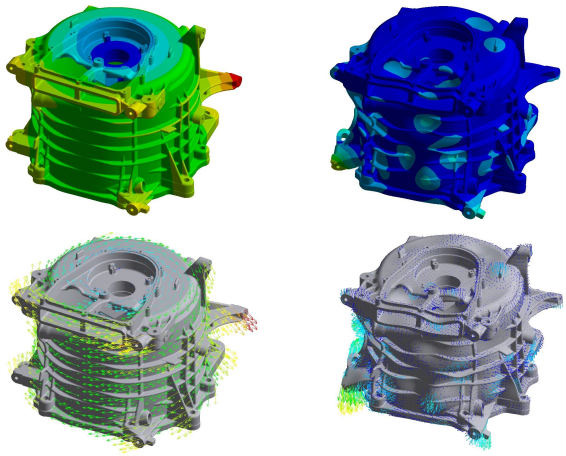


Abbildung 1: Vergleich des berechneten ERP für verschiedene Anbindungsmodellierungen.

auch das Trägheitsverhalten der Tragarmstruktur abzubilden, zeitgleich jedoch den zusätzlichen Berechnungsaufwand einzuschränken, bietet sich die Modellierung der Aufhängung mittels Component-Mode-Synthesis (CMS) an. Bei diesem Verfahren kann das strukturdynamische Verhalten eines Bauteils auf wenige Freiheitsgrade reduziert werden [1]. Die Methode liefert Berechnungsergebnisse nahe an den Ergebnissen eines voll ausmodellierten Simulationsmodells, während der zusätzliche Simulationsaufwand moderat bleibt.

Modellierung der Maschinenanbindung

In Abbildung 1 ist die simulierte abgestrahlte Schallleistung der Maschine an der Maschinenoberfläche (Equivalent Radiated Power, ERP) in der ersten Nutharmonischen für drei verschiedene Randbedingungen dargestellt, wobei p die Polpaarzahl bezeichnet. Dabei wird zwischen einer normgerecht elastisch gelagerten [2], einer an den Aufhängungspunkten fest eingespannten sowie einer Maschine mit simulierter Aufhängungsstruktur unterschieden. Die Schallabstrahlung der Aufhängungsstruktur in letztgenanntem Fall wird für die Berechnung des ERP nicht berücksichtigt. In der Abbildung können zwei wesentliche Drehzahlbereiche unterschieden werden. Im Drehzahlbereich über 8000 1/min wird das ERP der elektrischen Maschine nicht signifikant durch die Aufhängungsmodellierung beeinflusst. Die Graphen verlaufen hier nahezu koinzident. Für den Drehzahlbereich bis ca. 8000 1/min sind deutliche Unterschiede der berechneten ERP-Werte der drei Modellierungsvarianten erkennbar. Der Grund dafür ist die stark frequenzabhängige Schwingungscharakteristik der Maschinenoberfläche. In Abbildung 2 ist das simulierte Betriebsschwingungsverhalten des Gehäuses einer elastisch gelagerten elektrischen Maschine für 600 Hz und 12 kHz dargestellt. Während sich das System bei 600 Hz nahezu



(a) Frequenz = 600 Hz (b) Frequenz = 12000 Hz

Abbildung 2: Darstellung des Schwingungsverhaltens der Gehäuseoberfläche für verschiedene Frequenzen als Konturplot (oben) und als Vektordarstellung (unten).

unverformt als starrer Körper bewegt, ist das Schwingungsbild der Maschinenoberfläche bei 12 kHz durch das Auftreten vieler lokaler Partialschwingungen geprägt. Die steifen und massebehafteten Anbindungsstellen am E-Maschinengehäuse weisen bei hohen Frequenzen vergleichsweise kleine Schwingungsamplituden auf, was die Steifigkeit der Anbindung für diesen Frequenzbereich ver-

nachlässigbar macht. Die ausgeprägten Systemschwingungen im unteren Frequenzbereich hingegen werden deutlich durch die Steifigkeit der Anbindung beeinflusst (siehe Abb. 1). Zur sinnvollen Bewertung des Schwingungsverhaltens der elektrischen Maschine über den gesamten Drehzahlbereich ist also die Berücksichtigung der Aufhängung der elektrischen Maschine innerhalb strukturdynamischer Simulationen zwingend erforderlich.

Component-Mode-Synthesis

Die Erweiterung des Modells zur Darstellung der Maschinenumgebung ist mit einem gesteigerten Rechenaufwand verbunden. Die wesentlichen Berechnungskennzahlen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die Berechnungszeit wird durch die Berücksichtigung der Aufhängungsstruktur im Vergleich zur elastisch gelagerten Maschine verdoppelt. Um diesen zusätzlichen Berechnungsaufwand zu kompensieren, werden die Anbindungskomponenten mithilfe der CMS-Methode, in diesem Fall der Fixed-Interface-Component-Mode-Synthesis [1], auf wenige Freiheitsgrade reduziert. Aufbauend auf der statischen Kondensation nach Guyan [3] mit m Masterfreiheitsgraden wird bei der CMS-Methode das dynamische Verhalten der Struktur über die Erweiterung des reduzierten Systemvektors um l modale Koordinaten berücksichtigt. Entsprechend ergeben sich die reduzierten Systemmatrizen M_{red} und K_{red} zu

$$M_{red} = \begin{pmatrix} M^{m\times m} & M^{m\times l} \\ M^{l\times m} & I^{l\times l} \end{pmatrix} \tag{1}$$

und

$$K_{red} = \begin{pmatrix} K^{m\times m} & K^{m\times l} \\ K^{l\times m} & \Lambda^{l\times l} \end{pmatrix}, \tag{2}$$

wobei I die Einheits- und Λ die Eigenwertmatrix $\Lambda = diag\left[\omega_i^2\right]$ bezeichnen [4]. Als Masterknoten werden Knoten in den Kontaktflächen zwischen elektrischer Maschine und Anbindungsgeometrie verwendet. Die modalen Koordinaten decken einen Frequenzbereich von 0 Hz bis 15 kHz ab, was je nach reduziertem Bauteil 30 bis 50 Moden entspricht.

Ergebnisse

In Abbildung 3 ist der Einfluss der Modellreduktion auf das Schwingungsverhalten der elektrischen Maschine dargestellt. Dabei wird das auf Basis der CMS-Methode berechnete ERP dem ERP des Referenzmodells gegenübergestellt. Die Modellreduktion beeinflusst das Ergebnis kaum. Jedoch konnte durch Verwendung der CMS-Methode die Prozessorzeit um ca. 50 % gesenkt werden (vgl. Tabelle 1). Insofern stellt die Verwendung der Fixed-Interface-CMS-Methode zur Darstellung der Anbindungsstruktur eine sinnvolle Reduktionsmethode dar.

Fazit

Um das akustische Verhalten elektrischer Maschinen erfolgreich vorhersagen und bewerten zu können bedarf

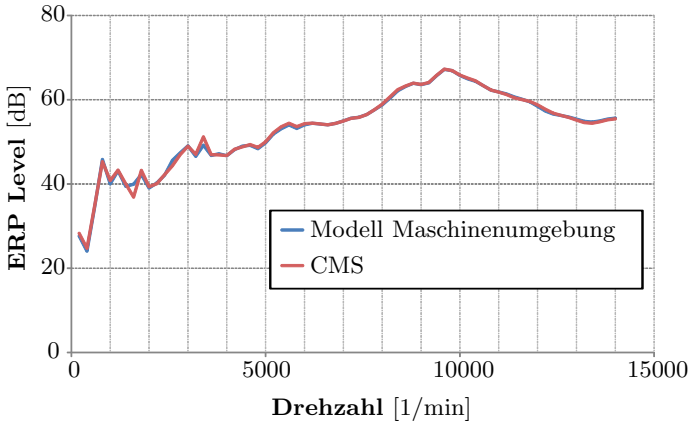


Abbildung 3: Vergleich des berechneten ERP mit und ohne CMS-Reduktion der Anbindungsstruktur.

Tabelle 1: Vergleich der Knotenzahlen und Prozessorzeiten

	Modell Maschinen-umgebung	**CMS Methode**	**Elastische Anbindung**
Anzahl der Knoten	1810929	670919	670771
Prozessorzeit/ Freq.schritt [s]	16299.6	9582.4	8322.3

es detaillierter strukturdynamischer Simulation. Der mit zunehmendem Detaillierungsgrad steigende Rechenaufwand kann mithilfe effizienter Modellreduktionsmethoden, welche die Rechenzeit senken ohne dabei die Ergebnisgüte zu stark einzuschränken, handhabbar gemacht werden. In der Arbeit wurde gezeigt, dass das Schwingungsverhalten elektrischer Maschinen signifikant von der Steifigkeit der Anbindungsstruktur abhängen kann. Weder die Verwendung der elastischen Lagerung noch die feste Einspannung konnten das reale Schwingungsverhalten der Maschine sinnvoll approximieren. Als Konsequenz ist die Berücksichtigung der realen Umgebungsgeometrie innerhalb der Simulationen notwendig. Mithilfe der Fixed-Interface-CMS-Methode konnte der gesteigerte Rechenaufwand durch die erweiterte Geometrie nahezu vollständig kompensiert werden, ohne die Ergebnisgüte negativ zu beeinflussen.

Literatur

[1] Craig, R. R: Jr., Bampton, M. C. C.: *Coupling of Substructures for Dynamic Analysis.* AIAA, 6(7), 1313–1319, 1968

[2] DIN EN ISO 1680 : 2000-02, *Verfahren zur Messung der Luftschallemission von drehenden elektrischen Maschinen.* Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2002

[3] Guyan, J.: *Reduction of stiffness and mass matrices.* AIAA, 3(380), 1965

[4] Koutsovasilis, P.: *Model Order Reduction in Structural Mechanics: Coupling the Rigid and Elastic Multi Body Dynamics.* Dresden, April 2009