Integrierte Simulationswerkzeuge zur akustischen Bewertung

Matthias Kurch[1], Jonas Fischer[2], Christian Schäfer[3]

[1] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 91074 Herzogenaurach, Deutschland, Email: matthias.kurch@schaeffler.com

[2] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 91074 Herzogenaurach, Deutschland, Email: jonas.fischer@schaeffler.com

[3] Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 91074 Herzogenaurach, Deutschland, Email: christian.schaefer@schaeffler.com

Einleitung

Elektrische Radnabenantriebe besitzen Potenzial hinsichtlich der Fahrdynamik und neuer Raumkonzepte [4, 3]. Durch die Verlegung der Antriebe in die Räder sind neue Karrosseriebauformen möglich, die eine verbesserte Raumausnutzung bieten. Beispielsweise kann die gleiche Anzahl Personen mit kleineren Fahrzeugen befördert werden und so die knappen Parkflächen in den Innenstädten besser genutzt werden. Zusätzlich kann durch die Nutzung radselektiver Traktionsantriebe und eines intelligenten Ansteuerungskonzeptes die Manövrierfähigkeit eines Fahrzeugs verbessert werden. Manöver wie das Drehen auf der Stelle oder seitliches Einparken sind so realisierbar.

Neben den Vorteilen bringen die Radnabenantriebe auch verschiedene Herausforderungen mit, denen sich die Entwickler stellen müssen. Aus akustischer Sicht sind es vor allem die hochfrequenten und tonalen Geräusche [5] der elektrischen Antriebe. Das menschliche Gehör ist im Frequenzbereich 2–5 kHz besonders empfindlich [6], so dass diese Geräusche vom Fahrer als unangenehm empfunden werden.

Während für konventionelle Antriebe auf eine breite Werkzeugkette zur gezielten Beeinflussung verschiedener akustischer Phänomene zurückgegriffen werden kann, befinden sich im Vergleich dazu die Werkzeugketten für Fahrzeuge mit elektrischen Antrieben noch im Aufbau.

Diese Arbeit zeigt den Aufbau eines solchen integrierten Simulationswerkzeuges zur akustischen Bewertung elektrischer Antriebe basierend auf der Schaeffler Simulationsplattform Simpla. Dazu werden der Radnabenantrieb E-Wheel Drive und Simpla in den nächsten zwei Abschnitten vorgestellt. Im Abschnitt Modellaufbau und Simulation wird die Modellierung beschrieben und es werden die Ergebnisse der Simulation diskutiert. Im letzten Abschnitt erfolgt die Zusammenfassung und es wird ein Ausblick gegeben.

Beispielapplikation E-Wheel Drive

Die Entwicklung des integrierten Simulationswerkzeuges zur akustischen Bewertung wird am Beispiel des Schaeffler Radnabenantriebs E-Wheel Drive Beta gezeigt. Bei diesem hochintegrierten Radnabenantrieb der zweiten Generation sind sämtliche für Antrieb, Verzögerung und Fahrsicherheit notwendigen Komponenten – wie Elektromotor, Leistungselektronik und Controller, Bremse sowie Kühlung – im Inneren der Felge platziert (Abbildung 1). Für die akustische Analyse eines Radnabenantriebes müssen mehrere physikalische Phänomene gleichzeitig simuliert werden. Solche Aufgabenstellungen werden als gekoppeltes Feldproblem oder Multiphysics-Problem bezeichnet. Die Magnetkräfte aus dem Elektromotor, welche durch Nutrasten und Momentenwelligkeit erzeugt werden, stehen in Wechselwirkung mit der mechanischen Struktur. Neben den strukturdynamischen Eigenschaften wie Resonanzen sind eine nichtlineare Lagersteifigkeit sowie Rotorexzentrizität Eigenschaften des Antriebs. Die Anregung durch die Magnetkräfte und die Weiterleitung in der mechanischen Struktur resultieren in einer Körperschallübertragung ins Fahrwerk und schließlich in einer Schallabstrahlung in den Innenraum.

Abbildung 1: Radnabenantrieb mit (v. l.) Leistungselektronik und Controller, Rotor, Stator, Felge mit Reifen

Traditionell steht für jedes physikalisches Phänomen eine spezialisierte Simulationslösungen zur Verfügung. Für die Magnetkreisauslegung werden transiente 2-D-Finite-Elemente-Simulationen eingesetzt. Für die Analyse der mechanischen Effekte haben sich die 3-D-FE-Simulation und die Mehrkörpersimulation etabliert. Für die Körper- und Luftschallsimulation werden ebenfalls FE-Simulationen eingesetzt. Für eine effiziente Produktentwicklung müssen diese Softwarepakete zu einer Werkzeugkette kombiniert werden, so dass ein integriertes Simulationswerkzeug zur akustischen Bewertung entsteht. Solche integrierten Werkzeuge können den Produktentwicklungsprozess akustisch kritischer Komponenten unterstützen, um akustisch auffällige Bauteile bereits bei der Auslegung zu identifizieren. So können Abhilfemaßnahmen vor der Verfügbarkeit erster Prototypen eingeleitet werden.

Simulationsplattform

In diesem Beitrag wird die Schaeffler Simulationsplattform SIMPLA zum Aufbau eines integrierten Simulationswerkzeuges zur akustischen Bewertung verwendet. Sie wurde entwickelt, um einen möglichst geringen Aufwand bei der Modellerstellung und der Ergebnisauswertung zu erzielen. Dies wird durch die Automatisierung wiederkehrender Prozessschritte erreicht. Die Simulationsplattform nimmt dafür die verschiedenen Modelldefinitionen auf und erzeugt automatisch Simulationsmodelle für verschiedene Solver. In dieser Arbeit werden die SAMCEF Solver Mecano, Dynam und Repdyn für die transiente, modale bzw. harmonische Analyse verwendet.
Ein schematischer Überblick der eingesetzten Werkzeuge und ihr Zusammenspiel als integriertes Simulationswerkzeug ist in Abbildung 2 dargestellt. Die Simulationsplattform verfügt über Schnittstellen zu den bei Schaeffler für den Entwicklungsprozess etablierten CAE-Werkzeugen. BEARINX [1] wird zum Beispiel für die Antriebsstrang- und Lagerauslegung verwendet. Die elastischen Komponenten wie Gehäuse, Stator und Rotor werden mit Abaqus/CAE modelliert. Das FE-Modell kann in SIMPLA importiert werden. Mit ihm wird eine elastische SAMCEF-Substruktur mittels Craig-Bampton-Reduktion [2] erstellt.

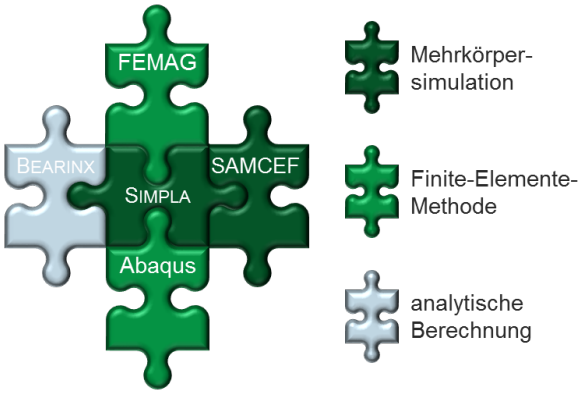

Abbildung 2: SIMPLA-basierte Werkzeugkette

Die Berechnung der Magnetkräfte des Elektromotors erfolgt durch eine transiente 2-D-Finite-Elemente-Simulation mit FEMAG. Die berechneten Kraftdichten an jedem FE-Knoten werden zu resultieren Momenten, Tagential- und Radialkräften an jedem Statorzahn zusammengefasst. Für Simulationen im Frequenzbereich müssen die Lastdaten zusätzlich mittels Fourier-Transformation in Anregungsspektren umgewandelt werden. Der Import in SIMPLA kann mittels formatierter Dateien erfolgen.
Mit den genannten Eigenschaften verfügt SIMPLA über die wesentlichen Vorraussetzungen eines integrierten Simulationswerkzeuges. Die Anwendbarkeit des Werkzeuges für Körperschallanalysen soll im nächsten Abschnitt am Beispiel des E-Wheel Drives Beta gezeigt werden.

Modellaufbau und Simulation

Für die Durchführung der numerischen Körperschallanalyse wird ein typischer Laborversuch in der Simulation nachgestellt. Dabei wird der Radnabeantrieb mit der Fahrzeuganbindung auf einen starren Bock geschraubt und ohne Abtriebslast die Gehäusebeschleunigungen gemessen. Diese werden als Antwortspektrum oder Wasserfalldiagramm ausgewertet.
Eine effiziente numerische Methode für solche Untersuchungen ist die harmonische Analyse. Es wird dabei angenommen, dass die Anregung und Systemantwort harmonsich sind. Durch diesen Ansatz muss lediglich ein lineares Gleichungssystem in Abhängigkeit von der Erregerkreisfrequenz anstelle der Schwingungsdifferentialgleichung gelöst werden. Wenn dieser Ansatz mit einer modalen Reduktion des Gleichungssystems kombiniert wird, ergibt sich ein zusätzlicher Effizienzgewinn. Der Solver für die harmonische Analyse in SIMPLA/SAMCEF ist Repdyn.
Für die harmonische Analyse wurde das Modell des E-Wheel Drives wie folgt aufgebaut. Die elastischen Bauteile wurden zu vier Substrukturen, welche in Abbildung 3 dargestellt sind, zusammengefasst. Am linken Bildrand befindet sich die Statorplatte mit Radzapfen. Rechts daneben ist der Außenring des Radlagers abgebildet. Die beiden übrigen Substrukturen in der Sequenz sind der Rotor mit Magneten und der Stator inklusive Kühlgehäuse. Die Substrukturen werden durch starre Verbindungen zwischen den Retained Nodes, welche in Abbildung 3 durch blaue Punkte markiert sind, zusammengehalten. Die Lagerung des Modells erfolgt durch die Fixierung der Anbindungspunkte zum Fahrzeug. Die auf der Rückseite der Statorplatte angebrachte Leistungselektronik und die Controller wurden im vorliegenden Modell nicht berücksichtigt. Der Einfluss dieser Bauteile auf das vibroakustische Verhalten des Antriebs ist unstrittig. Für die Darstellung des integrierten Simulationswerkzeuges ergibt sich hierdurch kein Mehrwert.

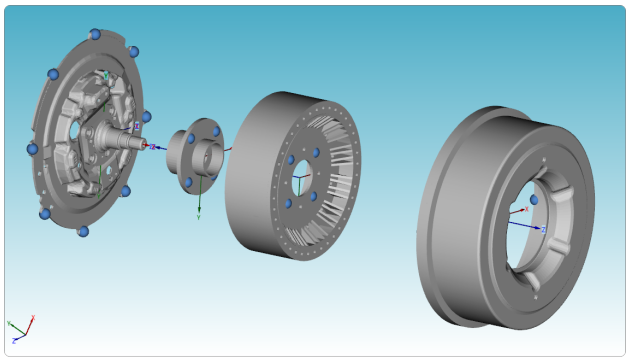

Abbildung 3: Modell mit (v. l.) Statorplatte, Außenring, Rotor und Stator mit Gehäuse

Die Steifigkeit des Radlagers wird durch ein lineares Federelement mit sechs Freiheitsgraden beschrieben. Die dafür benötigte 6×6 Steifigkeitsmatrix wurde für definierte Lastfälle mit BEARINX berechnet.
Mit dem im letzten Absatz beschriebenen Modell wurde zuerst eine Modalanalyse durchgeführt. Aus den ermittelten Eigenfrequenzen und -formen wird ein recheneffizien-

tes modales Modell für die harmonsiche Analyse erzeugt. Als Lasten werden konzentrierte Momente, Tagential- und Radialkräfte an jedem Statorzahn aufgebracht. Die Kräfte und Momente stammen aus einer transienten Simulation mit FEMAG. Sie wurden für diese Analyse aufbereitet und werden als komplexe Spektren aufgebracht. Die Auswertung der Ergebnisse der harmonischen Simulation erfolgt als Antwortspektren der Beschleunigung an einem Gehäusepunkt, welcher in Abbildung 4 rot markiert ist. Für den Betriebspunkt mit 100 U/min Drehzahl und 100 Nm Abtriebsmoment ist das Anwortspektrum am Auswertepunkt in Abbildung 5 dargestellt. Insgesamt fällt auf, dass in den Beschleunigung der x-, y- und z-Richtung, $\ddot{u}_x$, $\ddot{u}_y$ bzw. $\ddot{u}_z$ die Ordnungen des Elektromotors erwartungsgemäß gut zu erkennen sind. Ein besonderes Augenmerk soll in der Darstellung auf den Frequenzbereich unterhalb von 200 Hz und die axiale Beschleunigung $\ddot{u}_z$ gelegt werden. Das erste deutliche Maximum in diesem Bereich wird durch eine Ordnung des Motors verursacht. Die dann folgende kleinere Spitze ist auf die Kippmode zurückzuführen. Bei dieser neigt sich der gesamte Antrieb auf der Einspannung. Das nächste Maximum im Frequenzbereich wird durch die Überlagerung einer Resonanz mit einer Ordnung verursacht. Diese tritt im Prüfstand auf und stellt in dieser Form für die spätere Anwendung kein Problem dar. Sie ist dennoch ein gutes Beispiel für vibroakustische Zuständen, die durch Simulationen identifiziert und durch Gegenmaßnahmen vermieden werden können.

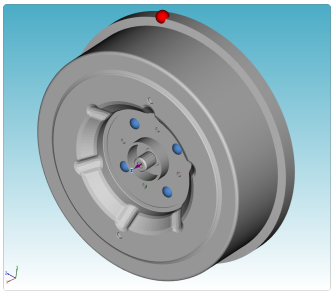

Abbildung 4: Position des Auswertepunktes

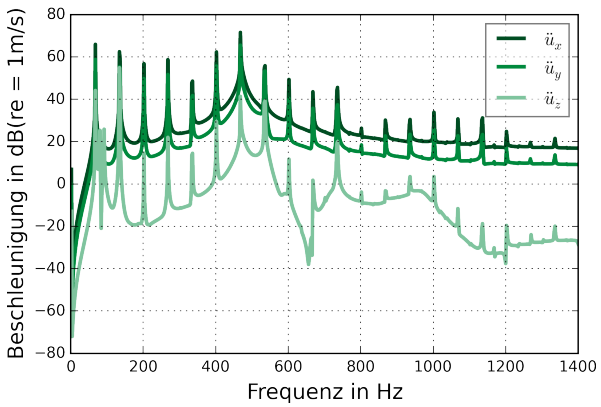

Abbildung 5: Beschleunigungsspektrum am Auswertepunkt

Zusammenfassung und Ausblick

Die vibroakustische Analyse des E-Wheel Drives ist ein gekoppeltes Feldproblem (Multiphysics). Hierfür ist der Aufbau eines integrierten Simulationswerkzeuges notwendig. In der vorliegenden Veröffentlichung konnte das Potential der Simulationsplattform SIMPLA im Zusammenspiel mit Abaqus/CAE, BEARINX und FEMAG gezeigt werden. Damit werden Simulationen ermöglicht, welche das Verständnis der Wechselwirkungen in der frühen Entwicklungsphase steigern und so eine Sensibilisierung für mögliche akustische Risiken bewirkt. So werden Entwickler befähigt die richtigen Entscheidungen zu treffen.
Die zukünftigen Entwicklungen werden sich auf die Verbesserung und Erweiterung der Werkzeugkette konzentrieren. Hier stehen die SIMPLA-Anbindung an Schallabstrahlungssimulationen und die Verbesserung des Magnetkraftmodells im Fokus der Arbeiten.

Literatur

[1] BEARINX, URL: `www.schaeffler.com/publication_bearinx`

[2] Craig, R.; Bampton, M.: Coupling of Substructures for Dynamic Analysis. AIAA Journal Vol. 12. (1968), 1313-1319

[3] Fischer, R.: Flinker in der Stadt – Radnabenantriebe von Schaeffler. 10. Schaeffler Kolloquium (2014), 441-451

[4] Gombert, B.; Fischer, R.; Heinrich, W.: Elektrische Radnabenmotoren, Konstruktionskriterien und Fahrzeugintegration. ATZelektronik 5. (2010), 8-14

[5] Küppers, T.: Results of a structured development process for electric vehicle target sounds. Aachener Akustik Kolloquium (2012), 63-71

[6] Möser, M.: Technische Akustik, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2012