Validierung einer Berechnungsmethodik der Schallleistung von Industriegetrieben

Vadim Kirsch, Matthias Wegerhoff, Georg Jacobs

Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME), 52062 Aachen, E-Mail: Kirsch@ime.rwth-aachen.de

Einleitung

Bei Leistungsgetrieben spielt die Abstrahlung von Luftschall eine entscheidende Rolle für die Beurteilung des Geräuschverhaltens. Die Anforderungen an das akustische Verhalten resultieren sowohl aus den kundenspezifischen Komfortansprüchen sowie aus den gesetzlichen Vorschriften bzgl. Geräuschemission und Arbeitsschutz. Dabei werden auch im industriellen Umfeld die Anforderungen an leise Getriebe immer höher, da eine geringe Geräuschemission bei Getrieben als Qualitäts- und Differenzierungsmerkmal empfunden wird.

Ziel dieser Arbeit ist es, eine Berechnungsmethodik der Luftschallleistung von Industriegetrieben zu erstellen und zu validieren. Als Grundlage für diese Arbeit sind experimentelle Untersuchungen an zwei Industriegetrieben in der Leistungsklasse 100 kW bis 1 MW durchgeführt worden. Hierbei erfolgte die Ermittlung der akustischen Größen Schallleistung, Schallintensität, Schalldruckpegel und Körperschall für verschiedene Betriebspunkte. Weiterhin sind die Drehzahlen, Drehmomente und Getriebetemperatur aufgezeichnet worden, sowie auch experimentelle Modalanalysen an allen drei Getrieben durchgeführt worden.

Für die Simulation der Schallabstrahlung der Getriebe setzt sich die Simulationskette aus einem Part der Mehrkörpersimulation und einem weiteren Part der finiten Elemente Simulation zusammen. Um möglichst genaue Simulationsergebnisse für die Getriebe zu erhalten, sind alle Getriebekomponenten in der MKS Umgebung elastisch ab zu bilden. Mit der Finiten-Elementen-Methode wurde im Anschluss die Abstrahlung des Luftschalls berechnet. Die Validierung der Simulationskette erfolgte anhand der Ergebnisse der durchgeführten Versuche.

Messaufbau und Messdurchführung

Die Basis der Entwicklung der Prognosemethode der Luftschallabstrahlung von Getrieben sind Messungen an ausgewählten Getrieben. Es wurden dazu Industriegetriebe in der Leistungsklasse von 100 kW bis 1000 kW am Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME) in Aachen auf dem IME-Testcenter untersucht.

Der 1 MW Prüfstand im IME-Testcenter, auf dem die Versuche durchgeführt wurden, ist für die Erprobung von Gesamtfahrzeugen (4WD) oder Antriebsträngen (4WD) konzipiert. Um unabhängig von den äußeren akustischen Einflüssen der Prüfstandskomponenten, wie z. B. den Antriebsumrichtern, akustische Messungen durchführen zu können, ist eine Akustikmessbox aufgebaut worden.

Die Akustikmessbox hat die Außenabmessungen von 3 m x 2.8 m x 2.6 m. Die Wände der Box sind 82 mm dick und bestehen aus zwei Schichten 40 mm dicker Mineralwolle. Außen ist ein 2 mm Glattblech angebracht. Im Innenraum sind die Wände mit 1 mm starkem Lochblech mit 40 % freiem Flächenanteil versehen. In Folge des mehrschichtigen Aufbaus der Wände liegt ein Schalldämm-Maß Rw von 46 dB vor. Die Zugänglichkeit zum Prüfling wird durch eine Tür realisiert. Die gesamte Box ist modular aufgebaut, so dass diese nach Bedarf auf dem Spannfeld auf- und abgebaut werden kann.

Abbildung 1: 1MW Antrieb

Als Antrieb des Prüfgetriebes dient ein 1 MW Elektromotor. Der Abtrieb wird mittels zwei Elektromotoren und einem Summiergetriebe realisiert. Die Leistungsdaten des An- und Abtriebs sind in der Abbildung 3 gezeigt. Unter Berücksichtigung der Übersetzung des ersten Prüfgetriebes von i = 1,25 und Versuchsdrehzahlen von bis zu 1800 min-1, konnte am Prüfstand eine Leistung von 1000 kW umgesetzt werden.

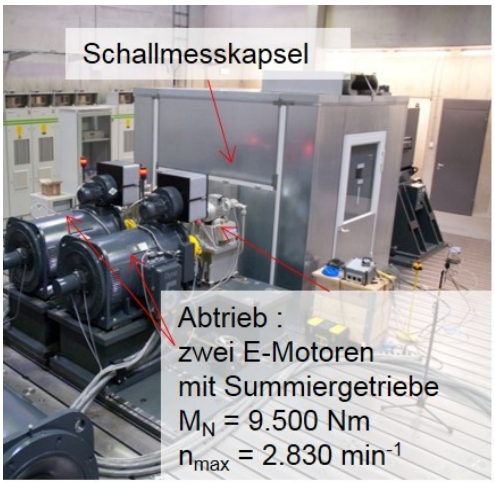

Abbildung 2: Schallmesskapsel

Über Öffnungen für Gelenkwellen in der Schallmesskapsel wird das zu untersuchende Getriebe angetrieben. Der Aufbau ist so konzipiert, dass möglichst keine akustischen Störungen vom Prüfstand in der Box zu finden sind. Die während der Untersuchungen entstehende Abwärme wird durch die aktive und schallgedämmte Ventilation abgeführt.

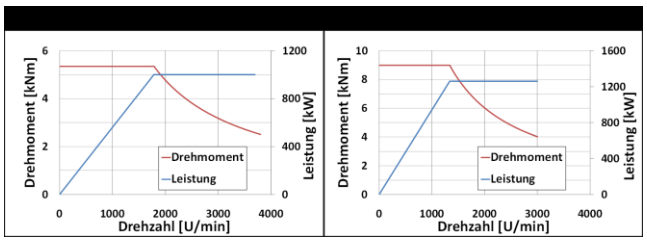

Abbildung 3: Leistungsdaten des Prüfstandes

In der Abbildung 4 ist beispielhaft ein 1MW Industriegetriebe in der Akustikmessbox gezeigt. Es handelt sich um ein einstufiges Stirnradgetriebe mit einer Übersetzung von i = 1.25 und einer Wärmegrenzleistung von 1151 kW bei 1500 U/min. Neben dem hier gezeigten Getriebe wurden zwei weitere Industriegetriebe untersucht.

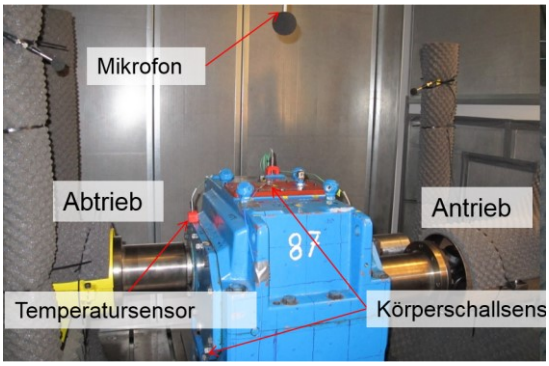

Abbildung 4: 1 MW Getriebe in der Messkapsel

Bei der Vermessung der Getriebe im Rahmen dieser Arbeit wurden neben den mechanischen Größen (Drehzahlen und Drehmomente) sowie Oberflächenbeschleunigungen vor allem Größen des Luftschallfeldes aufgenommen.
Zusammenfassend wurden folgende Messgrößen erfasst:

•Bestimmung der Schallleistungspegel mittels Schallintensität nach DIN EN ISO 9614-2

• Oberflächenbeschleunigungen auf der Gehäuseoberfläche (Lagerstellen, etc.)

• Drehzahl und Drehmoment am An- und Abtrieb

• Luftschallmessungen an verschiedenen Positionen

• Schallintensitätsmapping

Um eine genauere Validierung der Simulationsmodelle zu erreichen sind Schallintensitätsmessungen im Rahmen der Untersuchungen am Prüfstand durchgeführt worden. Mit diesen zusätzlichen Messungen können die Zwischenschritte der Simulationskette validiert werden. Um die Schallleistung des Getriebes zu bestimmen, wurde das Scanning-Verfahren eingesetzt.
Mit dem Punktrasterverfahren wurden von jedem Getriebe bei mehreren Betriebspunkten Schallintensitätskarten erstellt.
Neben den beschrieben gemessen akustischen Größen im Körperschall und Luftschall sind experimentelle Modalanalysen an allen zweiGetrieben durchgeführt worden. Um möglichst alle Eigenformen im relevanten Frequenzbereich der Getriebe zu bestimmen, wurde das Getriebe in allen drei Raumrichtungen mit einem Impulshammer angeregt. Die Systemantwort wurde mit 3D Beschleunigungsaufnehmern aufgenommen. Bei den Messungen wurden bis zu 10 Sensoren gleichzeitig verwendet (1 MW Getriebe). Bei den kleineren Getrieben wurden nur drei Sensoren gleichzeitig benutzt, um den Masseneinfluß der Sensoren auf die Messung gering zu halten. Um die kompletten Getriebe abbilden zu können, sind die Sensoren vielfach versetzt worden.
Um eine möglichst gute Vergleichbarkeit der Messung mit der Simulation zu erhalten, wurde die Dichte der Vibrationsaufnehmer möglichst fein gewählt. So ergibt sich für das 100 kW Getriebe eine Anzahl von 189 Messpunkten und für das Getriebe 1 MW eine Anzahl von 250 Messpunkten. Die hohe Anzahl der Messpunkte wurde gewählt um die lokalen Moden der Getriebe bis zu einem hohen Frequenzbereich messtechnisch zu erfassen.
Die Messwerte für die experimentelle Modalanalyse sind mit der Software PAK von Müller BBM aufgenommen worden. Die aus den Messungen errechneten Übertragungsfunktionen sind von der Software PAK nach MEscope exportiert worden.

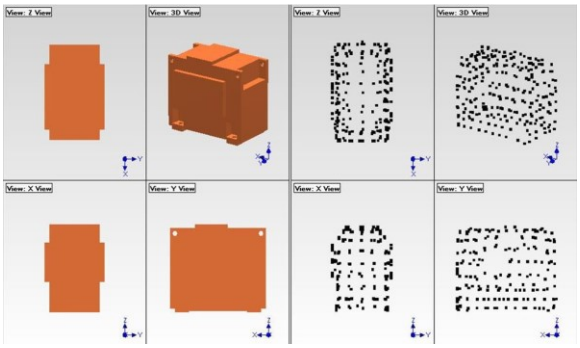

Abbildung 5: Modellierung des Getriebes in MEscope[1]

In das Programm MEscope wurden zudem die CAD-Daten der Getriebe portiert und die Messpunkte über diese Struktur gelegt. Mit den Übertragungsfunktionen aus der Messung sind die Eigenmoden mit den dazugehörigen Frequenzen und Dämpfungswerten der Getriebe bestimmt worden. In der Abbildung 5 ist das visualisierte 1 MW Getriebe in MEscope mit den dazugehörigen Messpunkten gezeigt.
Alle durchgeführten Messungen bilden eine gute Basis um die Simulationsmodelle zu validieren. Anhand der Messungen des Körperschalls als auch des Luftschalls konnten die Zwischenschritte der Modellbildung validiert werden.

Messergebnisse

In der Abbildung 6 ist beispielhaft eine Luftschallmessung gezeigt. Die Position des Mikrofons ist mittig über dem Getriebe in der Schallmesskapsel. Die linke Abbildung zeigt ein Campbelldiagramm, dieses wurde bei einem Abtriebsmoment von 6600 Nm aufgenommen. Im Campbelldiagramm ist zu erkennen, dass die Zahneingriffsfrequenz und ihre Vielfachen des einstufigen 1 MW Getriebes pegelbestimmend sind. Zur Verdeutlichung ist in der rechten Abbildung eine Fast Fourier Transformation (FFT) des Luftschalls bei 1500 U/min gezeigt. Hier sind die Zahneingriffsfrequenz bei 925 Hz und ihre Vielfachen bei 1850 Hz, 2775 Hz und 3700 Hz mit

ausgeprägten Amplituden zu sehen. Die Amplitude bei 925 Hz ist mit einem deutlichen Abstand pegelbestimmend. Schlussfolgernd ist festzustellen, dass für die Vorhersage der Schallabstrahlung besonders wichtig ist, das Abstrahlverhalten der Getriebe im Bereich der Zahneingriffsfrequenzen richtig zu prognostizieren.

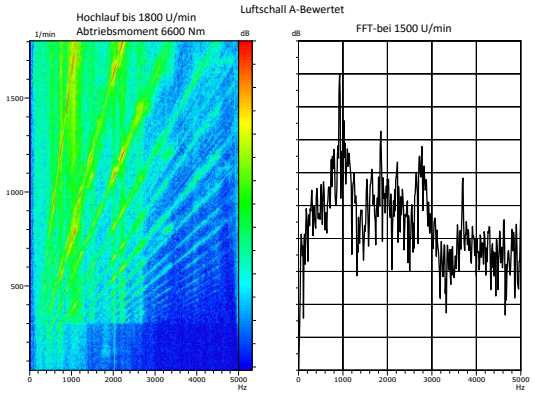

Abbildung 6: Beispiel einer Luftschallmessung

In Abbildung 7 ist beispielhaft ein Ergebnis einer Schallintensitätsmessung gezeigt. Anhand dieser Messung konnten die Hotspots der Schallabstrahlung identifiziert werden. Die Intensitätsmessungen sowie die bestimmte Schallleistung dienen zur Validierung der Simulation.

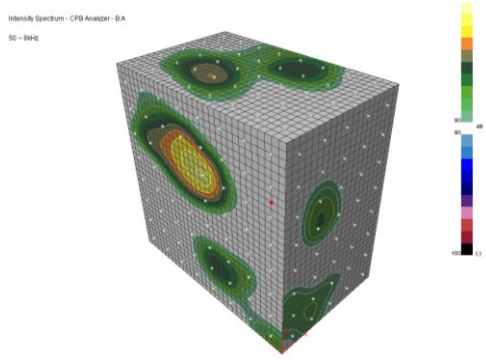

Abbildung 7: Beispiel einer Intensitätsmessung

Die Ergebnisse sind A-bewertet. Die hier gemessene Intensität wurde bei einer konstanten Drehzahl von 1200 U/min und einem Drehmoment am Abtrieb von 3300Nm aufgenommen. In der Abbildung sind mehrere Hotspots der Schallabstrahlung zu erkennen (rote Bereiche). Diese befinden sich im unteren Bereich des Getriebes (Ölwanne), zudem sind weitere Hotspots an der Oberseite des Getriebes zu finden.

Simulation und Validierung

Für die zu erarbeitende Berechnungsmethodik der Luftschallabstrahlung von Getrieben wurde zunächst in Vorstudien eine erste getrennte Simulationskette zur Berechnung der Luftschallabstrahlung mit den Programmen SIMPACK und Abaqus erarbeitet.

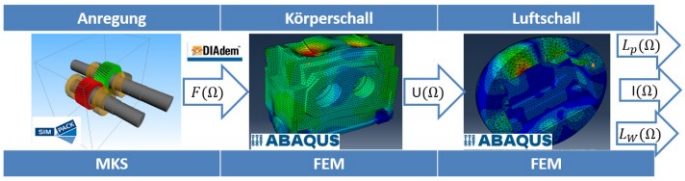

Abbildung 8. Erste getrennte Simulationskette

Bei der ersten Simulationskette dient die mechanische Leistung $P(t)$ als Eingangsgröße für die Simulation der Anregung im MKS-Simulationsmodell. Als Ergebnis des ersten Simulationsschrittes wurden die dynamischen Lagerkräfte $F(t)$ berechnet. Die aus SIMPACK berechneten Lagerkräfte $F(\Omega)$ dienen als Eingangsgröße für die FE-Simulation in Abaqus. Diese Kräfte wurden in das FE-Gehäuse an zuvor definierten Lagestellen eingeleitet.

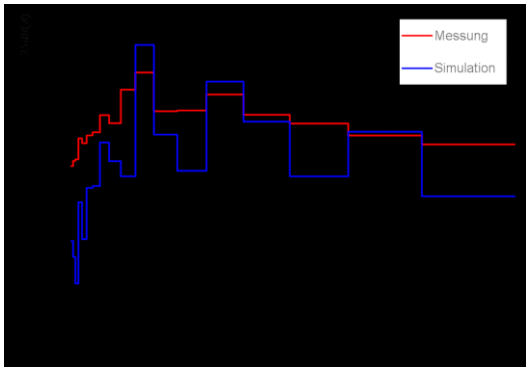

Abbildung 9: Ergebnis der Vorstudie

In der Abbildung 9 ist ein Vergleich zwischen Messung und Simulation der berechneten Schallleistung gezeigt. Die berechnete Schallleistung ist mit dieser Simulationskette um ca. 15 dB zu hoch. Zusammenfassend konnte mit der ersten Simulationskette herausgearbeitet werden, dass eine Berechnung des Luftschalls, aufgrund der großen Abweichung zwischen Messung und Simulation, nur unzureichend möglich ist. Dieses Ergebnis bestätigt den Stand der Technik. Die oben beschriebene Modellbildung vernachlässigt die Interaktion der elastischen Wellen mit dem elastischen Gehäuse. Diese Annahme findet Bestätigung durch die Ergebnisse der Forschungsvorhaben FVA 682 I [2] und FVA 652 I [3]. So sind z. B. Eigenmoden, die in der FE-Umgebung berechnet wurden, in der experimentellen Modalanalyse nicht nachweisbar. In der FE Simulation ist das Gehäuse leer und starr an die Umgebung angebunden. Das reale Gehäuse ist durch die Wellen und Lagerung versteift. Zudem zeigen die experimentellen Modalanalysen starke Interaktion zwischen dem Getriebe und Getriebefundament.
Die Erkenntnisse aus der Modellbildung der ersten Simulationskette wurden dazu genutzt, die finale Berechnungsmethodik dieser Arbeit zu entwickeln. Um die Luftschallprognose zu verbessern, ist es notwendig die Interaktion zwischen Getriebewellen und dem Getriebegehäuse im Simulationsmodell zu implementieren. Das Vorgehen für die finale Simulationskette und deren Optimierung ist in der Abbildung 10 zu sehen. In dieser Simulationskette wurden die Getriebe vollumfänglich in der MKS-Umgebung abgebildet, um die Interaktion des

Wellensystems mit dem Gehäuse zu berücksichtigen. Sowohl das Wellensystem, als auch die Gehäuse wurden als elastische Körper eingebunden. Die Berechnung des Luftschalls erfolgt in einem nachgelagerten Schritt in der FE-Umgebung. Für die FE-Rechnung werden die Oberflächenverschiebungen genutzt, die in MKS berechnet wurden. Somit wird die Luftschallsimulation unter Berücksichtigung der Interaktion aller elastischen Bauteile des Getriebes durchgeführt.

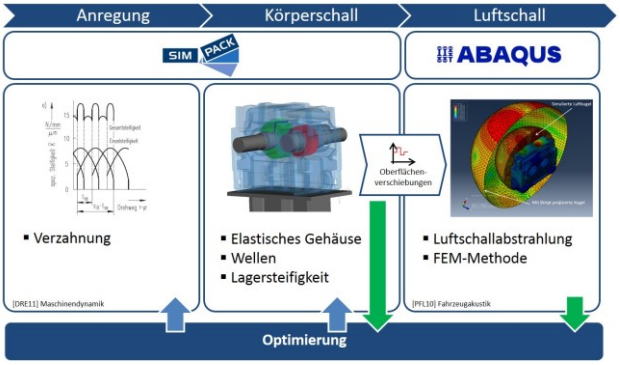

Abbildung 10 Finale Berechnungsmethodik

Erst die Erhöhung des Detailgrads der Modellierung während der Validierung zeigte deutliche Verbesserung im Vergleich zwischen den gemessenen und berechneten Körperschall am Gehäuse auf. So zeigte sich die Notwendigkeit die Verzahnung nicht mit dem Standard Modul aus SIMPACK abzubilden, sondern mit dem vom Institut für Maschinenelemente entwickelten Modul MBS 23. Weiterhin sind weitere Anbauteile in das elastische MKS-Modell aufgenommen worden. Nach der Abbildung des Fundaments, der Gelenkwellen und den Trägheiten der Arbeitsmaschinen zeigte sich eine deutliche Verbesserung im Körperschall und Luftschallverhalten. In der Abbildung 11 sind beispielhaft Ergebnisse im Körperschall für wichtige Modellierungsschritte aufgezeigt.

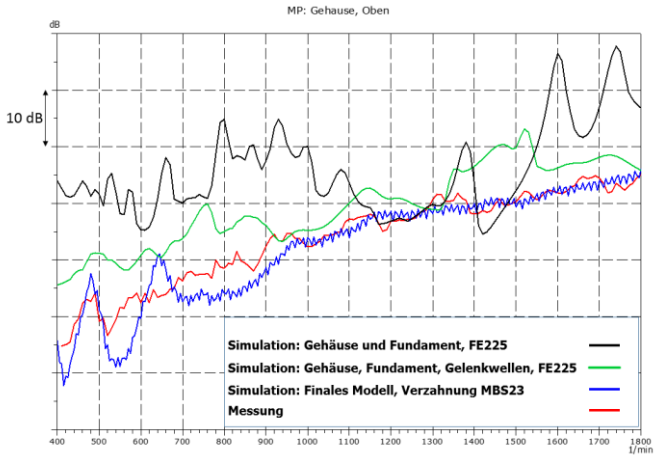

Abbildung 11: Körperschallergebnisse der Optimierung

Hier wird festgestellt, dass für die Berechnung des Luftschalls ein hoher Detailgrad in der Modellbildung notwendig ist. Dies führt zu einem entsprechend hohen Aufwand in der Modellbildung und langen Rechenzeiten. In der Abbildung 12 ist das finale Modell für das 1 MW Getriebe abgebildet.

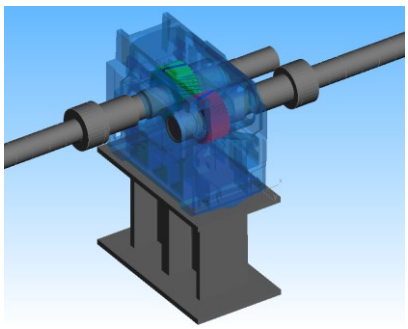

Abbildung 12: Finales Modell 1 MW Getriebe

Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine Berechnungsmethodik zur Bestimmung der Schallleistung von Industriegetrieben entwickelt. Die Validierung der Berechnungsmethode geschah mit den experimentell ermittelten Luftschallgrößen, den gemessen Oberflächenbeschleunigungen des Getriebegehäuses, sowie anhand von experimenteller Modalanalysen.

Diese Arbeit zeigte auf, dass die Berechnung des Luftschalls mit der Kombination aus MKS- (SIMPACK) und FE-Simulation (ABAQUS) möglich ist. Diese Programme bieten den Vorteil der Verfügbarkeit und gehören in vielen Unternehmen zu Standardtools. Eine Toolkette unter Berücksichtigung der Interaktion des Wellensystems, des Getriebegehäuses und weiterer Anbauteile ist erarbeitet worden.

Es zeigt sich, dass der notwendige Detailgrad für die Prognose der Schallleistung mit stark vereinfachten Strukturen nicht zufriedenstellend möglich ist. Trotz des hohen Aufwands in der Modellbildung des Gesamtsystems in der MKS-Umgebung werden die Resonanzen des Systems im Simulationsmodell bzw. das Eigenverhalten über einen weiten Frequenz- und Drehzahlbereich nicht exakt getroffen. Dennoch kann die zu erwartende Schallleistung in einem eingegrenzten Drehzahlbereich mit einer zufriedenstellenden Genauigkeit prognostiziert werden.

Die genannte Unschärfe im berechneten Eigenverhalten bzw. der Resonanzen zeigt weiteren Forschungsbedarf im Hinblick auf die effiziente Simulation von Gesamtsystemen auf.

An dieser Stelle möchte ich mich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) bedanken. Ohne die Finanzierung und Unterstützung der FVA und die Finanzierung durch die AiF wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Literatur

[1] Jacobs, Wegerhoff, Kirsch: Prognosemethodik für die Schallleistung von Getrieben während der Konstruktionsphase, FVA 587 II 2016

[2] Jacobs, Schelenz, Wegerhoff: Modellbildung zur NVH Simulation eines E-MOTIVE Antriebsstrangs, FVA Nr. 682 I, 2014

[3] Jacobs, Schelenz, Jandrey: Verbesserte Analyse und Verständnis der Antriebsstrangdynamik durch die Nutzung von flexiblen Strukturen FVA Nr. 652 I