

Vorhersage des vibroakustischen Übertragungsverhaltens gekoppelter Strukturen mit der FBS-Methode am Beispiel eines Fahrschemels

Arnold Böhm, Ulrich Bernhard

Adam Opel AG, ITEZ, Abteilung N&V, Rüsselsheim; Email: Arnold.Boehm@de.opel.com

Einleitung

Um schneller auf die Anforderungen des Marktes reagieren zu können, ist eine Verkürzung der Fahrzeugentwicklungszeiten erforderlich. Dazu müssen die Einzelkomponenten eines Fahrzeuges verstärkt parallel entwickelt werden.

Mit der Verkürzung der Entwicklungszeiten verringert sich auch der zeitliche Abstand zwischen der Verfügbarkeit der ersten Prototypen und dem Beginn der Produktion. Es ist daher wichtig, frühzeitig mögliche NVH-Probleme zu erkennen, um teure Änderungen zu einem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess zu vermeiden.

Grundlagen

Substrukturtechniken

Durch die Zerlegung des Gesamtfahrzeuges in Substrukturen ist es möglich, Komponenten unabhängig von einander zu betrachten und zu entwickeln. Durch die Einhaltung der für die Einzelkomponenten festgelegten Targetwerte ist die Einhaltung der an das Gesamtfahrzeug gestellten akustischen Anforderungen sichergestellt.

Die Substrukturtechnik erlaubt es, experimentelle und analytische Beschreibungen von Einzelkomponenten zu kombinieren (hybrider Ansatz). Werden Bauteile, die vom Vorgängermodell übernommen werden, durch experimentelle Modelle und das neu zu entwickelnde Bauteil durch ein analytisches Modell beschrieben, so kann das Neuteil bereits weit vor der Verfügbarkeit erster Hardware hinsichtlich seines akustischen Verhaltens untersucht und optimiert werden.

Die Substrukturtechnik auf der Basis der Moden der Substrukturen eignet sich für Systeme mit einer geringen Modendichte, bei denen die Ermittlung der Moden unproblematisch ist. Für Substrukturen mit einer hohen Modendichte (z.B. Trimmed Body [1]) bietet sich die Beschreibung der Substrukturen mittels Übertragungsfunktionen (FRF's) an.

FBS-Methode

Mit der FRF Based Substructuring-Methode (FBS-Methode) ist es möglich, das vibroakustische Übertragungsverhalten der Gesamtstruktur basierend auf den Übertragungsfunktionen der ungekoppelten Substrukturen zu ermitteln. In der Abb. 1 ist schematisch die elastische Kopplung zweier Substrukturen am Beispiel eines *Trimmed Body's* und eines *Fahrschemels* dargestellt.

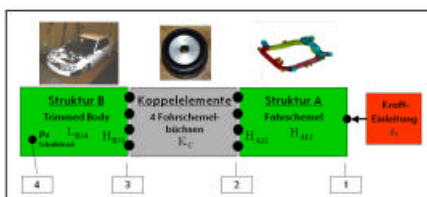


Abbildung 1: Schematische Darstellung der elastischen Kopplung zweier Substrukturen.

Bei der Ableitung der Gleichungen für die gekoppelten Strukturen wird die Kompatibilitätsbedingung für die Auslenkungen und das Kräftegleichgewicht für die an den Koppelpunkten wirkenden

Kräfte herangezogen. Der Schallbeitrag, der sich im Fahrzeuginnenraum auf Grund der Krafteinleitung in den Fahrschemel ergibt, errechnet sich nach eq.1.

$$p_4 = L_{B34} (H_{B33} + K_C^{-1} + H_{A22})^{-1} H_{A12} f_1 \quad \text{eq. 1}$$

- L_{B34} : akustische Übertragungsfunktionen
Koppelunkte – Innenraumpunkt Substruktur B
- H_{B33} : FRF-Matrix Kopplungspunkte Substruktur B
- H_{A22} : FRF-Matrix Kopplungspunkte Substruktur A
- K_C : Steifigkeitsmatrix Koppellemente
- H_{A12} : Übertragungsfktn. Krafteinleitungspunkte - Koppelunkte
- f_1 : Kraft auf Gesamtstruktur

Beschreibungen der Substrukturen

Die Beschreibung des Fahrschemels erfolgt sowohl experimentell als auch analytisch, während der Trimmed Body ausschließlich mit gemessenen FRF's beschrieben wird.

Die Abb. 2 zeigt die MAC-Matrix [2] für die experimentell ermittelten und die mit dem FE-Modell des Fahrschemels berechneten Eigenschwingungsformen. Die Eigenschwingungsformen und die Eigenfrequenzen stimmen sehr gut überein.

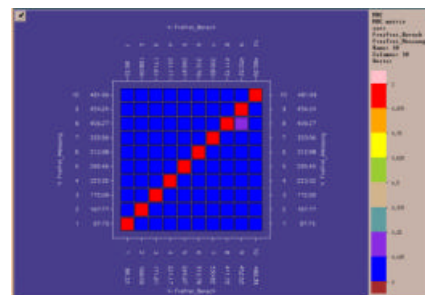


Abbildung 2: MAC-Matrix [2] experimentelle und analytische Eigenschwingungsformen des Fahrschemels (0-500 Hz)

Die Abb. 3 zeigt exemplarisch für eine Übertragungsfunktion die Übereinstimmung zwischen berechneter und gemessener Amplitude und Phase.

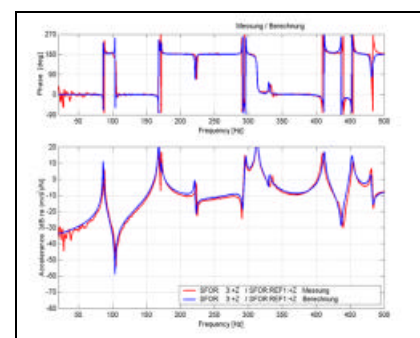


Abbildung 3: Exemplarischer Vergleich berechnete und gemessene Übertragungsfunktion (Phase, Amplitude).

Synthesen

Zur Untersuchung der Frage, ob der Einfluss einer Modifikation am Fahrschemel auf das Übertragungsverhalten der gekoppelten Struktur vorhergesagt werden kann, wird der Fahrschemel durch eine Querstrebe versteift. Ferner wird neben der elastischen Kopplung der Substrukturen auch eine starre Kopplung realisiert, indem die Fahrschemelbüchsen durch starre Elemente ersetzt werden.

Verifizierung

Zur Verifizierung der mit der FBS-Methode ermittelten Gesamtübertragungsfunktionen werden diese mit den an den gekoppelten Strukturen gemessenen Übertragungsfunktionen verglichen. Es werden jeweils vier Mikrofonpositionen betrachtet und der Mittelwert der entsprechenden Übertragungsfunktionen ermittelt.

Die Abb.4 zeigt die Synthesen der Gesamtübertragungsfunktionen unter Verwendung der experimentellen und analytischen Fahrschemelbeschreibung zusammen mit den am gekoppelten System direkt gemessenen Übertragungsfunktionen für die elastische Kopplung. Im gesamten Frequenzbereich bis 500 Hz ist eine gute Übereinstimmung festzustellen. Beide Beschreibungsmöglichkeiten des Fahrschemels ermöglichen eine Vorhersage des Übertragungsverhaltens des Gesamtsystems.

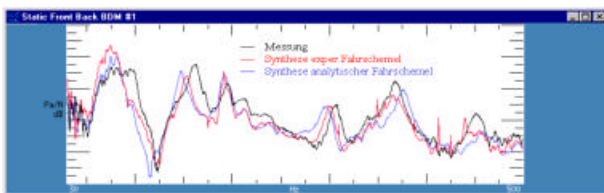


Abbildung 4: Modifizierter Fahrschemel, vgl. Messung, Synthese exper. u. analytischer Fahrschemel, elastische Kopplung.

In Abb. 5 sind die am elastisch gekoppelten Gesamtsystem gemessenen Übertragungsfunktionen für den modifizierten und unmodifizierten Fahrschemel abgebildet. Die entsprechenden Übertragungsfunktionen, die unter Verwendung der analytischen Beschreibung des Fahrschemels ermittelt sind, zeigt die Abb. 6.



Abbildung 5: Messungen elast. Kopplung, Vergleich modifizierter und unmodifizierter Fahrschemel



Abbildung 6: Synthesen elastische Kopplung, Vergleich modifizierter und unmodifizierter Fahrschemel.

Der Vergleich der beiden Abbildungen zeigt, dass nahezu über den gesamten Frequenzbereich die Synthese mit der analytischen Be-

schreibung des Fahrschemels die Tendenz der Modifikation richtig vorhersagt.

Im Fall der starren Kopplung gewinnen die nicht berücksichtigten rotatorischen Freiheitsgrade an Bedeutung. Die Vernachlässigung dieser Freiheitsgrade führen im vorliegenden Fall zu deutlich schlechteren Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den synthetisierten Gesamtübertragungsfunktionen. Da es sehr schwierig ist, die entsprechenden Übertragungsfunktionen experimentell zu ermitteln, werden diese in der Regel nicht bestimmt. Die analytische Beschreibung stellt diese Übertragungsfunktionen zur Verfügung. Bei der Kopplung zweier analytischer Modelle ist daher die Berücksichtigung der rotatorischen Freiheitsgrade möglich, im vorliegenden hybriden Ansatz jedoch nicht.

Zur Beurteilung der Frage, ob die Qualität der Synthesen für die starre Kopplung im vorliegenden Fall zu einer Tendenzaussage bezüglich des Einflusses der Kopplungsart ausreicht, sind in Abb. 7 die gemessenen und in Abb. 8 die synthetisierten Übertragungsfunktionen jeweils für die starre und elastische Kopplung aufgetragen.

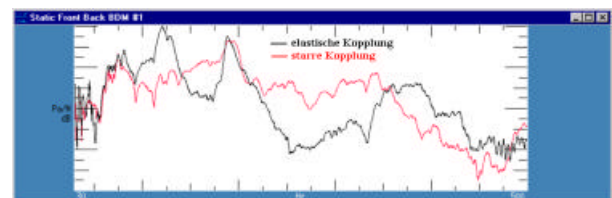


Abbildung 7: Messung, Vgl. starre und elastische Kopplung.

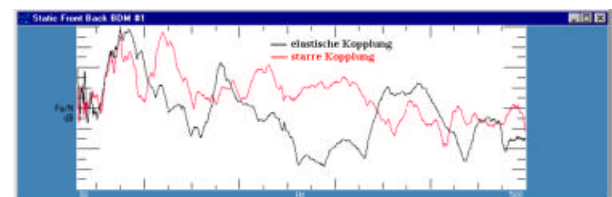


Abbildung 8: Synthese, Vgl. starre und elastische Kopplung (analytischer Fahrschemel).

Über weite Frequenzbereiche ist bei Synthese und Messung eine gleichartige Veränderung der Gesamtübertragungsfunktion zu erkennen. Eine Einschätzung des Einflusses der Kopplung ist möglich.

Zusammenfassung

Die mit der FBS-Methode für das gekoppelte System ermittelten Gesamtübertragungsfunktionen stimmen gut mit den am gekoppelten System direkt gemessen überein. Die experimentelle und analytische Beschreibung liefern dabei gleichwertige Ergebnisse. Am Beispiel einer Modifikation am Fahrschemel wurde gezeigt, dass der Einfluss dieser Modifikation bei Anwendung der FBS-Methode gut wiedergegeben wird. Eine Einschätzung des Einflusses der Kopplungsart (starr/elastisch) ist möglich.

Als nächster Schritt ist die Verknüpfung der FBS-Methode mit einer Optimierung zu realisieren. Das akustische Übertragungsverhalten eines Systems könnte so bezüglich der Steifigkeiten der Koppellemente optimiert werden.

¹ hier: Fahrzeug ohne Motor, Fahrschemel und Vorderachse

² Modal Assurance Criterion, Maß für Übereinstimmung von Schwingungsformen