

Computerunterstützte Dämpfungsidentifikation einer Rohkarosserie mit Anbauteilen auf Basis gemessener Frequenzgänge

Dr.-Ing. **F. Wagner**¹⁾, Dr.-Ing. **C. Schedlinski**¹⁾, Dipl.-Ing. **K. Bohnert**²⁾,
Dipl.-Ing. **M. Kaufmann**³⁾, Dr.-Ing. **M. Küsel**⁴⁾, Dipl.-Ing. **R. Lehmann**⁵⁾,
Dipl.-Ing. **C. Stein**⁶⁾

¹⁾ ICS Engineering GmbH, Langen

²⁾ Porsche AG, Weissach

³⁾ Audi AG, Ingolstadt

⁴⁾ Volkswagen AG, Wolfsburg

⁵⁾ DaimlerChrysler AG, Sindelfingen

⁶⁾ BMW AG, München

1.1 Kurzfassung

In dieser Veröffentlichung wird eine Methode zur computerunterstützten Identifikation von Dämpfungsparametern auf Basis gemessener Frequenzgänge vorgestellt. Dabei wird die Leistungsfähigkeit der Methode am Beispiel einer Rohkarosserie mit Anbauteilen gezeigt, welche im Rahmen des Arbeitskreises 6.1.19 "Strukturoptimierung Akustik" der deutschen Automobilindustrie untersucht wird.

1.2 Abstract

This paper describes a method for identifying damping parameters based on measured frequency response functions. The capability of this method is shown on a body in white with attachment parts which is currently investigated under the auspices of the work group 6.1.19 "structure optimization and acoustics" of the German car industry.

2 Einleitung

Die Berücksichtigung von Dämpfung in Finite Elemente Analysen kann über viskose Dämpfung, modale Dämpfung oder Strukturdämpfung erfolgen. Die Verwendung von viskoser Dämpfung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (1)$$

mit: \mathbf{D} = viskose Dämpfungsmatrix,

ist im allgemeinen nur schwer realisierbar, und Anwendungen beschränken sich meist auf lokale viskose Dämpfer (z. B. Stoßdämpfer), deren Parameter hinreichend genau bekannt sind. Die modale Dämpfung erlaubt dagegen eine einfache Implementierung sowie eine leichte Interpretation als viskose Dämpfung eines Einmassenschwingers.

$$\mathbf{M}_G \ddot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{D}_G \dot{\boldsymbol{\xi}} + \mathbf{K}_G \boldsymbol{\xi} = \mathbf{f}_G \quad (2)$$

mit:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{X}\boldsymbol{\xi} \quad (\boldsymbol{\xi} = \text{Vektor modaler Freiheitsgrade, } \mathbf{X} = \text{Modalmatrix}) \\ \mathbf{M}_G &= \mathbf{X}^T \mathbf{M} \mathbf{X} \quad (\text{modale Massenmatrix} = \text{diag}) \\ \mathbf{D}_G &= \mathbf{X}^T \mathbf{D} \mathbf{X} \quad (\text{modale Dämpfungsmatrix} \neq \text{diag}) \\ \mathbf{K}_G &= \mathbf{X}^T \mathbf{K} \mathbf{X} \quad (\text{modale Steifigkeitsmatrix} = \text{diag}) \\ \mathbf{f}_G &= \mathbf{X}^T \mathbf{f} \quad (\text{Vektor modaler Erregerkräfte}) \end{aligned}$$

Für komplexe Systeme ist allerdings in der Regel eine individuelle modale Dämpfung der Eigenfrequenzen/Eigenformen erforderlich, was die Anwendung und die Übertragbarkeit erschwert. In dieser Veröffentlichung wird daher ein Ansatz auf Basis von Strukturdämpfung vorgestellt, [1], der ebenfalls einfach implementiert werden kann.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + j\mathbf{G}\mathbf{K}\mathbf{u} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (3)$$

mit:

$$\begin{aligned} j &= \sqrt{-1} \\ \mathbf{G} &= \text{Strukturdämpfungskoeffizient} \end{aligned}$$

Strukturdämpfung führt zu ähnlichen Effekten wie Hysterese und beschreibt eine Energiedissipation proportional zu den Dehnungen. Für komplexe Systeme, wie z. B. Rohkarosserien mit Anbauteilen, sind i. a. individuelle Dämpfungswerte für einzelne Strukturbereiche/Bauteile anzusetzen (Bleche, Scheiben, Dichtungen etc.). Eine Übertragbarkeit auf abweichende Aufbauzustände wird hierdurch jedoch nicht eingeschränkt, sondern vielmehr erleichtert.

3 Prinzipuntersuchungen

Sowohl die Parameter für viskose Dämpfung nach (1) als auch für Strukturdämpfung nach (3) können mit Hilfe einer MSC.Nastran Optimierungsrechnung (Solution 200, [2]) identifiziert werden. Dabei werden die Abweichungen zwischen analytischen und gemessenen Frequenzgängen minimiert. Die modalen Dämpfungsparameter nach (2) können hingegen nicht

in der Optimierung berücksichtigt werden. Aufgrund der Übertragbarkeit auf abweichende Aufbauzustände wird im folgenden ein Dämpfungsansatz auf Basis von Strukturdämpfung gewählt. Hierzu wird ein Matlab Software-Interface entwickelt, welches lauffähige MSC.Nastran Optimierungsdateien erstellt. Das Interface muß hierzu den folgenden Anforderungen genügen

- Einbindung von Meßdaten (Sollgrößen)
 - Alternative Nutzung von Beschleunigungen, Geschwindigkeiten und Wegen
 - Simultane Verarbeitung mehrerer Referenzen (Anregungsorte)
- Einbindung bestehender FE-Modelle
- Berücksichtigung zugeordneter Freiheitsgrade aus Versuch und Analyse
- Berücksichtigung zugeordneter Eigenfrequenzen aus Versuch und Analyse.

Die Zuordnung der Analysedaten zu den Testdaten erfolgt mit Hilfe der ICS.sysval Software [3] über den sogenannten MAC-Wert der Eigenvektoren

$$\text{MAC} := \frac{(\mathbf{x}_T^T \mathbf{x})^2}{(\mathbf{x}_T^T \mathbf{x}_T)(\mathbf{x}^T \mathbf{x})}, \quad (4)$$

der ein Maß für die lineare Abhängigkeit zweier Vektoren \mathbf{x}_T , \mathbf{x} darstellt. Ein MAC-Wert von Eins bedeutet, daß die zwei Vektoren kollinear sind; ein MAC-Wert von Null bedeutet, daß die beiden Vektoren orthogonal sind. Während der eigentlichen Optimierung werden die Strukturdämpfungsparameter so modifiziert, daß die Abweichungen der Resonanzüberhöhungen zugeordneter Eigenfrequenzen minimiert werden.

Das prinzipielle Vorgehen bei der Identifikation soll im folgenden anhand des in Bild 1 dargestellten FE-Modells gezeigt werden, um die Leistungsfähigkeit beziehungsweise die Grenzen der Anwendung aufzuzeigen. Das Modell besteht aus zwei Schalenbereichen unterschiedlicher Dicke und einer aufgesetzten Balkenstruktur. Dieses Modell wird zum einen als Meßmodell bzw. als anzupassendes FE-Modell verwendet. Zur Berechnung der Frequenzgänge wird die Struktur an der in Bild 1 gekennzeichneten Stelle normal zur Schalenebene angeregt.

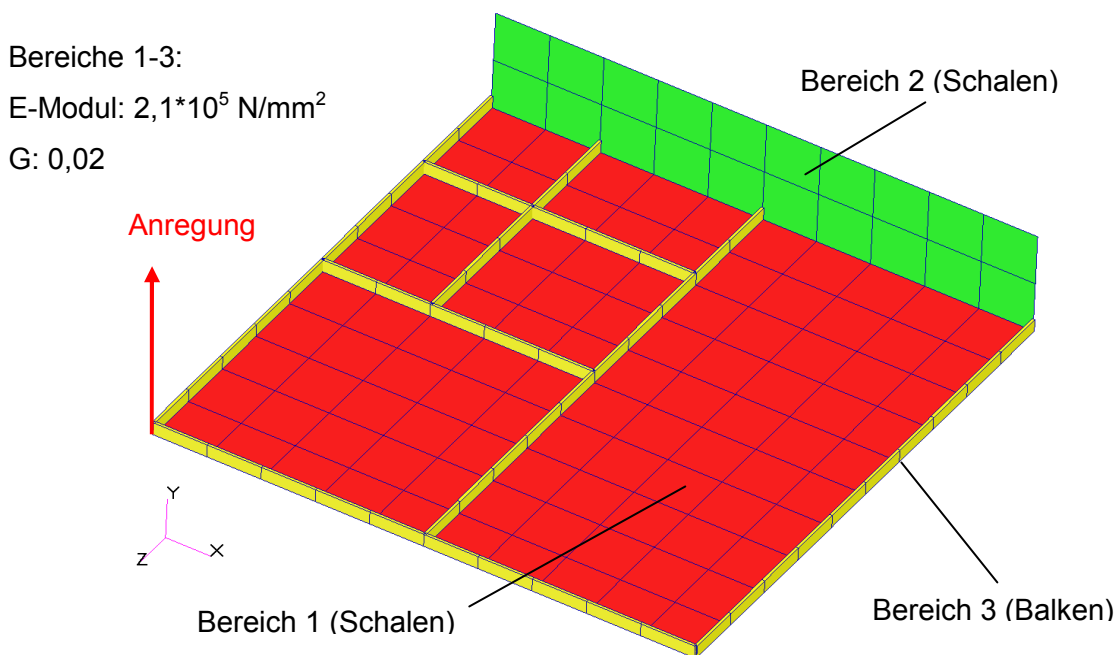


Bild 1: FE-Modell für Prinzipuntersuchungen

Modell Nummer 0 in Tabelle 1 beschreibt ein FE-Modell, dessen Dämpfungsparameter identifiziert werden sollen. Die angegebenen Dämpfungswerte dienen als Startwerte für die Optimierung. Da bei realen Strukturen Abweichungen zwischen Rechnung und Messung auftreten können, werden zwei unterschiedliche FE-Modelle zur Simulation der Meßdaten verwendet. Bei Modell 1 stimmt die ungedämpfte analytische Struktur exakt mit der Meßstruktur überein (konsistentes Meßmodell). Abweichungen bestehen nur in den Anfangswerten für die Strukturdämpfung und der Fehler zwischen "Versuch" und Analyse ist vollständig durch einen geeigneten Parametersatz darstellbar. Bei Meßmodell 2 hingegen kommt zusätzlich zu den Abweichungen zwischen den Strukturdämpfungen noch eine Abweichung der Steifigkeiten hinzu. Hierdurch wird die Identifikation inkonsistent, da der Unterschied in den Steifigkeiten nicht durch die Parametrisierung (der Dämpfung) erfaßt wird.

Tabelle 1: Versuchsdatensätze für Prinzipuntersuchungen

Nr.	Bereich 1		Bereich 2		Bereich 3		Bemerkung
	E ¹	G ²	E ¹	G ²	E ¹	G ²	
0	2,1	2	2,1	2	2,1	2	FE-Modell
1	2,1	1	2,1	3	2,1	4	konsistentes Meßmodell
2	2,31	1	2,52	3	1,68	4	inkonsistentes Meßmodell

3.1 Versuch 1: Konsistente Identifikation

Im folgenden wird zunächst auf die Identifikationsergebnisse für das konsistente Meßmodell eingegangen. Hierzu werden mehrere Optimierungsläufe miteinander verglichen, wobei gemäß Tabelle 2 eine unterschiedliche Anzahl an berücksichtigten Eigenformen, Nebenlinien (d. h. zusätzliche Frequenzlinien links und rechts der zugeordneten Resonanzstellen) bzw. Freiheitsgraden verwendet werden.

Tabelle 2: Ergebnisse der konsistenten Identifikation

Nr.	Anzahl EF	Anzahl Nebenlinien	Anzahl Freiheitsgrade	G x 10 ⁻²		
				Bereich 1	Bereich 2	Bereich 3
Soll	-	-	-	1,00	3,00	4,00
1	1	0	1	2,00	2,00	2,00
2	5	0	1	1,46	2,18	3,89
3	5	1	1	1,72	1,81	3,79
4	5	0	5	1,01	2,98	4,00
5	5	1	5	1,02	2,97	4,00
6	1	0	30	2,00	2,00	2,00
7	5	0	30	1,70	1,78	3,80
8	5	1	30	0,99	3,02	4,00
9	12	0	30	1,01	2,96	4,01
10	12	1	30	1,02	2,94	4,01

Man erkennt, daß schon im konsistenten Fall für die Identifikation der drei Parameter relativ viel Meßinformation bereitgestellt werden muß, um ein akzeptables Identifikationsergebnis zu erhalten.

¹ E: E-Modul [10⁵ N/mm²]

² G: Strukturdämpfungskoeffizient [10⁻²]

3.2 Versuch 2: Inkonsistente Identifikation

Während im Fall der konsistenten Identifikation die Zuordnung zwischen Rechnung und "Messung" trivial ist, müssen für die inkonsistente Identifikation zunächst Eigenfrequenzen und Eigenformen korreliert werden. Tabelle 3 zeigt die zugehörigen Frequenz- und Eigenformunterschiede. Die Berechnung der MAC-Werte erfolgt unter Verwendung von (4).

Tabelle 3: Korrelation zwischen "Versuch 2" und Analyse

Nr.	Versuch	Analyse	Versuch [Hz]	Analyse [Hz]	Abweichung [%]	MAC [%]
1	7	7	16,93	16,28	-3,82	99,98
2	8	8	45,35	47,80	5,40	98,46
3	9	9	55,47	57,03	2,83	98,51
4	10	10	70,01	72,07	2,94	99,78
5	11	11	96,79	96,84	0,06	98,55
6	14	14	138,31	138,09	-0,16	94,55
7	15	15	144,12	140,06	-2,82	94,40
8	16	16	168,88	165,83	-1,81	98,69
9	17	17	205,45	206,16	0,35	92,51
10	18	18	213,25	210,25	-1,40	88,83
11	19	19	223,69	221,24	-1,10	90,19
12	20	20	236,59	238,55	0,83	94,69
13	21	21	253,39	250,70	-1,06	91,70
14	22	22	271,65	271,42	-0,09	97,01
15	23	23	306,86	311,24	1,43	79,71
16	24	24	315,49	317,57	0,66	72,74

Zur Darstellung der Abhängigkeit der Eigenvektoren untereinander ist in Bild 2 die entsprechende MAC-Matrix abgebildet.

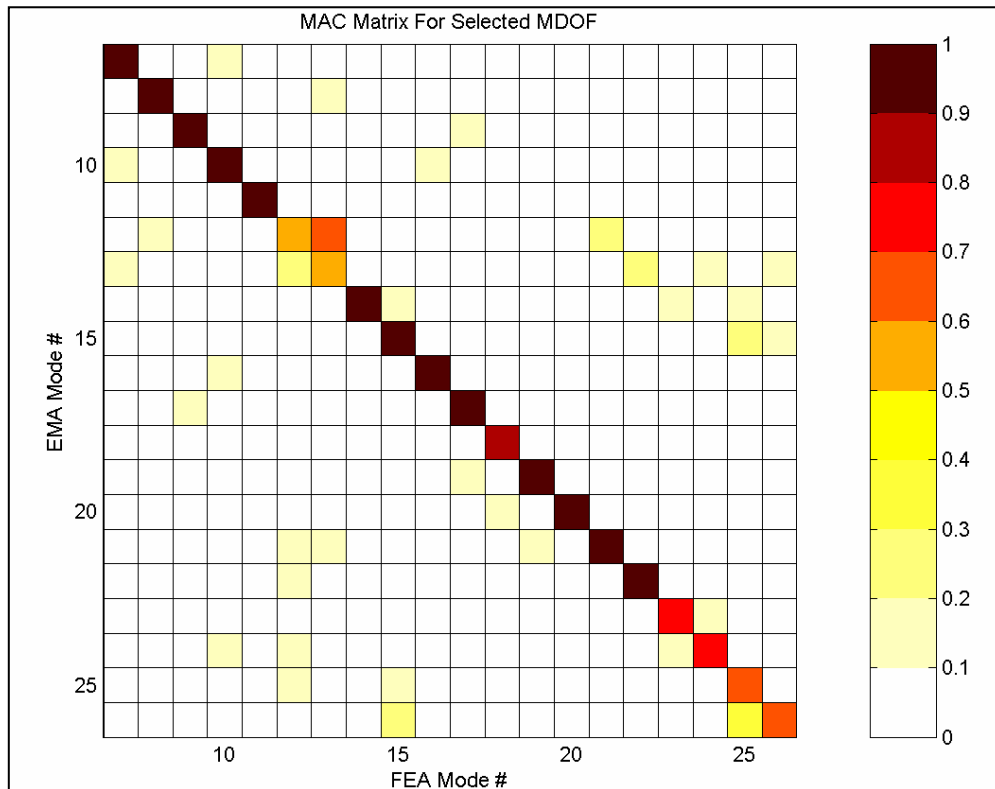


Bild 2: MAC-Matrix zwischen "Versuch" 2 und Analyse

Bild 3 zeigt zusätzlich als Frequenzgangdarstellung die für die Dämpfungsidentifikation zugeordneten Frequenzen (MAC > 70 %). Hier sind für einen repräsentativen Freiheitsgrad die Amplitudengänge aus konsistentem und inkonsistentem "Versuch" aufgetragen. Darüber hinaus sind die zugeordneten Frequenzen gemäß Tabelle 3 markiert. Man erkennt, daß trotz gleicher nominaler Strukturdämpfung (Parameter G in Tabelle 1) durch die geänderten Steifigkeiten auch Amplitudenunterschiede auftreten. Es ist also damit zu rechnen, daß sich die Inkonsistenz mehr oder weniger stark auf das Identifikationsergebnis auswirken wird.

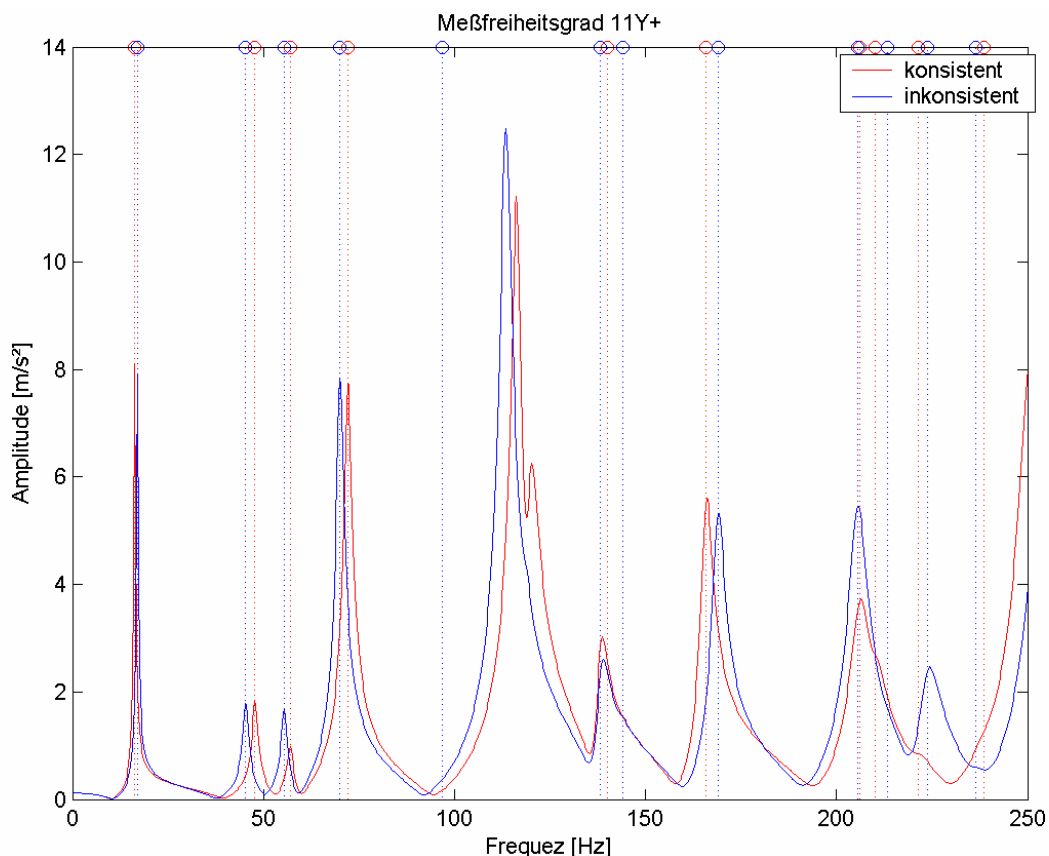


Bild 3: zugeordnete Frequenzen

Die Ergebnisse der inkonsistenten Identifikation sind der Tabelle 4 zu entnehmen. Man erkennt, daß eine Eindeutigkeit der Identifikationsergebnisse hier noch schwerer zu erreichen ist.

Tabelle 4: Ergebnisse der inkonsistenten Identifikation

Nr.	Anzahl EF	Anzahl Nebenlinien	Anzahl Freiheitsgrade	G x 10 ⁻²		
				Bereich 1	Bereich 2	Bereich 3
Soll	-	-	-	1,00	3,00	4,00
8	5	1	30	0,84	3,17	3,84
10	12	1	30	2,24	0,4	3,84

Insgesamt sollte daher auf folgende Punkte geachtet werden:

- möglichst hohe MAC-Zuordnung zwischen Versuch und Analyse
- möglichst geringe Frequenzabweichung zwischen Versuch und Analyse
- möglichst viele Versuchsdaten (Anzahl Meßfreiheitsgrade + Frequenzen)

4 Beispiel: Rohkarosserie

Die vorgestellte Identifizierungsmethode wurde erfolgreich an der in Bild 4 dargestellten Rohkarosserie mit Anbauteilen durchgeführt, die im Rahmen des Arbeitskreises 6.1.19 "Strukturoptimierung Akustik" der deutschen Automobilindustrie untersucht wird. Das FE-Modell besteht aus einem Strukturmodell und einem Fluidmodell der eingeschlossenen Luft, welches in Bild 4 nicht explizit dargestellt ist. Das Gesamtmodell besteht aus ca. 215.000 Knoten und 250.000 Elementen.

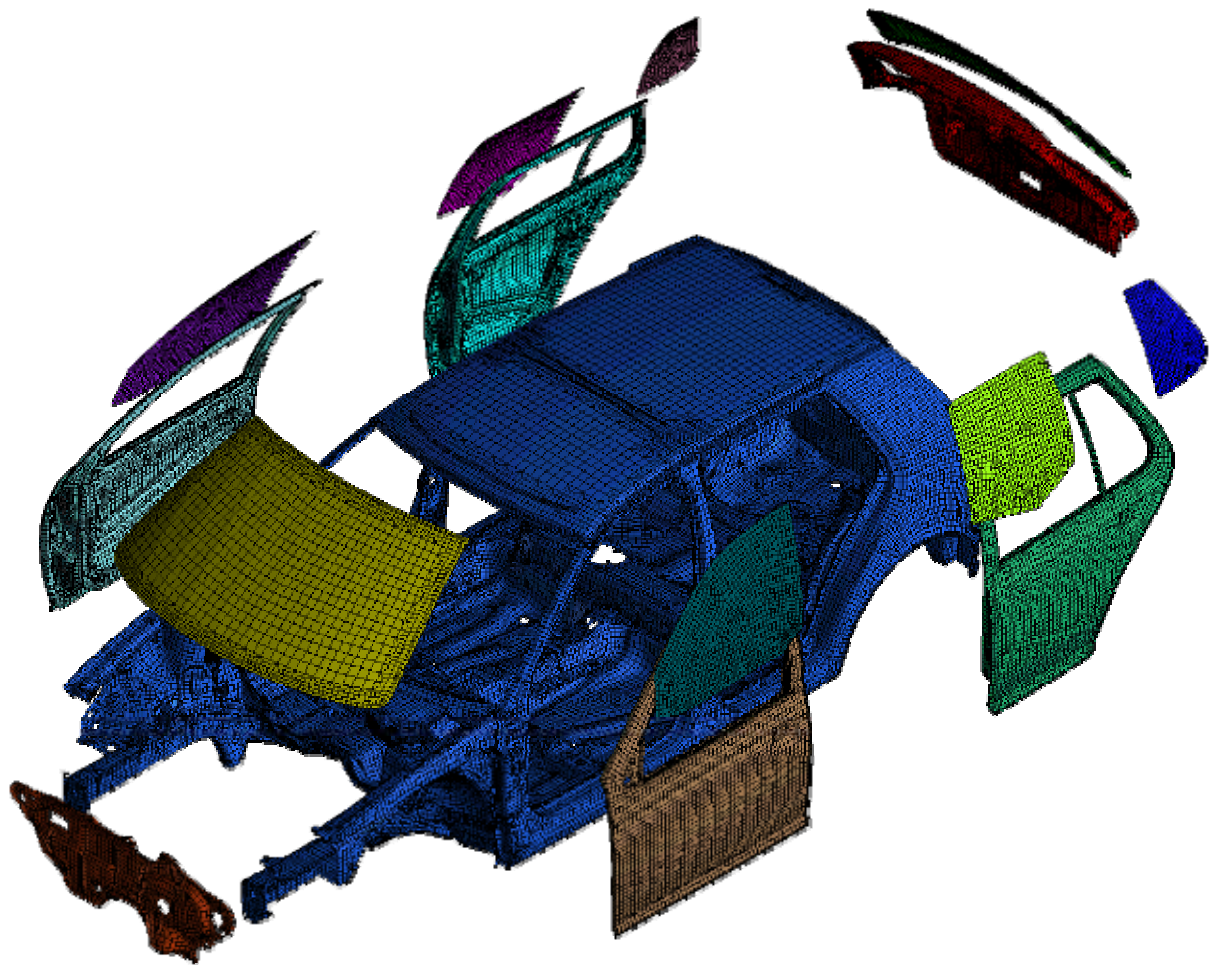


Bild 4: Finite Elemente Modell der Rohkarosserie mit Anbauteilen

Wie die Ergebnisse der inkonsistenten Identifikation gezeigt haben, ist aufgrund der Abhängigkeit der Strukturdämpfung von Geometrie und Materialeigenschaften (Steifigkeitsmatrix) eine hohe Güte der FE-Modelle zu fordern. Aus diesem Grund wurden die FE-Modelle sämtlicher Komponenten sowie verschiedener Ausbaustufen der Rohkarosserie zuvor mit expe-

rimentellen Modaldaten korreliert und – wo erforderlich – computerunterstützt angepaßt ([4], [5]).

4.1 Identifikation der Dämpfungsparameter

Unter Verwendung des im vorherigen Abschnitt beschriebenen Software-Interfaces kann durch komponentenweises Vorgehen eine Klassifizierung von Dämpfungswerten für die folgenden Bauteile identifiziert werden

- Scheiben (Front-, Heck- und Türscheiben)
- Komponenten (Türen, Heckklappe, Montageplatte, Rohkarosserie)
- Kleber (Frontscheibe, Heckscheibe, Spriegel, Türen)
- Fensterdichtungen (vorne, hinten)
- Türdichtungen (vorne).

Um die Robustheit der Identifikation zu gewährleisten, werden ähnlich den Untersuchungen in Tabelle 2 und 4 mehrere Parametersätze untersucht. Zusätzlich werden auch noch die Startwerte für die Dämpfungsparameter variiert, die näherungsweise aus den vorhandenen Modaldaten bestimmt werden können. Da die Identifikation gleichartiger Komponenten wie beispielsweise Heck- und Seitenscheiben bzw. Kleber zu abweichenden Dämpfungsparametern führen kann, werden für die praktische Anwendung in einem solchen Fall Mittelwerte der Optimierungsergebnisse verwendet.

4.2 Schwingungsmessungen

An der in Bild 5 abgebildeten geschlossenen Rohkarosserie werden im Rahmen des Arbeitskreises 6.1.19 "Strukturoptimierung Akustik" der deutschen Automobilindustrie eine Vielzahl von Schwingungsmessungen durchgeführt. Die Anregung erfolgt sowohl über einen Impulshammer als auch über eine Schallquelle, die im Inneren der Karosserie plaziert wird. Für den Vergleich zwischen Rechnung und Messung werden im vorliegenden Fall jedoch nur die Ergebnisse der Hammeranregung verwendet.



Bild 5: Versuchskarosserie mit Anbauteilen

Da eine zuverlässige Orientierung der Aufnehmer auf der Rohkarosserie nicht trivial ist, werden nur Meßfreiheitsgrade normal zu den Blechteilen verwendet. Dies ermöglicht eine Versuchsführung mit wanderndem Impulshammer und festen Beschleunigungsaufnehmern (Referenzen). Dies hat den Vorteil, daß keine "mass-loading"-Effekte, bedingt durch eine sich ändernde Massenbelegung durch wandernde Aufnehmer, auftreten können. Diese "mass-loading"-Effekte können speziell bei großen, dünnen Flächen leicht Entstehen und führen insbesondere zu Frequenzverschiebungen der Resonanzspitzen, was wiederum eine Auswertung erschwert oder gar unmöglich macht. Bild 6 zeigt ein Drahtmodell der Rohkarosserie überlagert mit den Meß- bzw. Erregerpositionen.

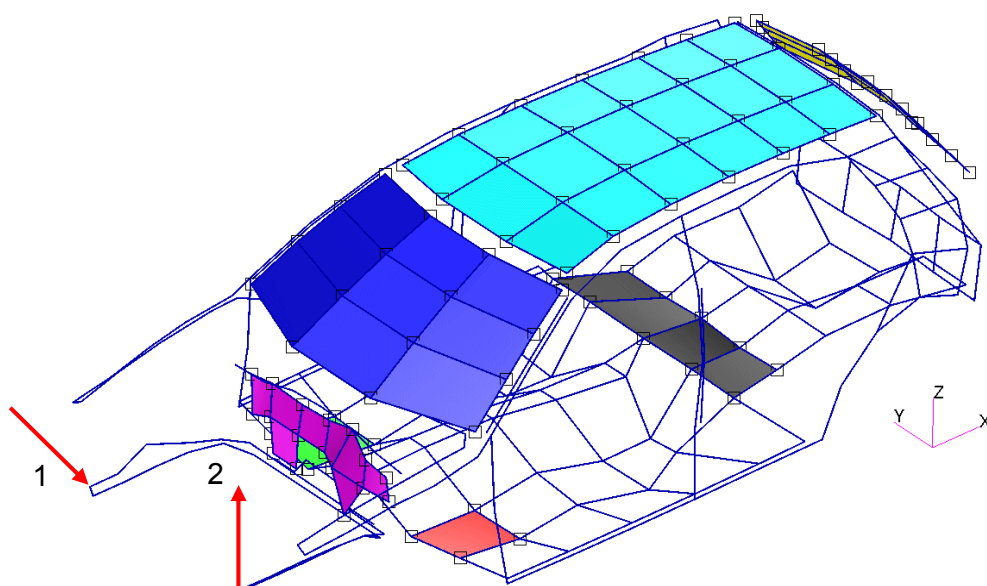
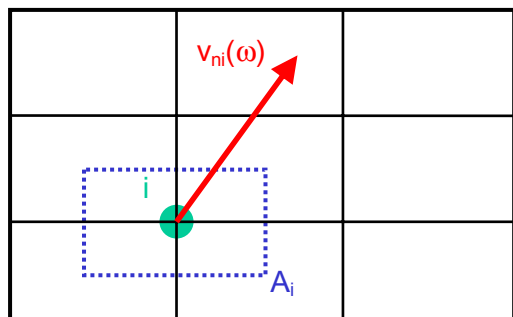


Bild 6: Meßmodell mit Erregerpositionen und den Messpunkten

Insgesamt wird mit zwei Referenzen gearbeitet, die jeweils im vorderen Längsträgerbereich angebracht sind. Die Meßfreiheitsgrade (Schlagpositionen) befinden sich auf der Montageplatte, der Front- und Heckscheibe, dem Fahrzeugdach, der Rückbank sowie auf den vorderen Bodenblechen.

In der Fahrzeugakustik ist es gängige Praxis, als Maß für die Schallabstrahlung einer Fläche sogenannte ERP-Werte (Equivalent Radiated Powers) zu verwenden. Der ERP-Wert ist ein Maß für die normal zu einer Oberfläche emittierte Schalleistung. Der ERP-Wert für eine in Bild 7 skizzierte Fläche berechnet sich zu

$$\text{ERP}(\omega) = \sum_i A_i v_{ni} v_{ni}^* \quad (5)$$



mit i = Knotennummer
 A_i = zugeordnete Fläche
 v_{ni} = Oberflächenschnelle
 $*$ = konjugiert komplex

Bild 7: ERP-Berechnung auf einer definierten Fläche

Die Meßfreiheitsgrade auf der Karosserie nach Bild 6 werden so gewählt, daß sich geometrisch einfache Flächen ergeben, für die leicht ERP-Werte nach (5) berechnet werden können. Die gewählte Anregung mittels Impulshammer bzw. Messung normal zur Blechoberfläche hat den großen Vorteil, daß die Oberflächenschnellen durch einfache Integration direkt aus den gemessenen Beschleunigungen ermittelt werden können. Um die Korrelation mit Rechenergebnissen zu erleichtern, werden abweichend zu (5) nicht die absoluten Geschwindigkeiten verwendet, sondern auf eine Einheitskraft bezogene Geschwindigkeitsfrequenzgänge.

4.3 Vergleich Rechnung und Messung

Ein Ziel des Arbeitskreises 6.1.19 ist es, die Vorhersagequalität von FE-Modellen in der Fahrzeugakustik zu verbessern. Aus diesem Grund wird im folgenden das Potential individueller Strukturdämpfungen anhand der in Bild 4 dargestellten Rohkarosserie unter Berücksichtigung des eingeschlossenen Luftvolumens gezeigt. Hierzu wird der Fahrzeuginnenraum mit einem Fluidmodell ausgestattet und an den Grenzen zwischen Struktur und Fluid die Geschwindigkeiten normal zur Oberfläche (Schnellen) und die Drücke miteinander gekoppelt. Des weiteren sind auf bestimmten Bereichen der Bodenbleche Bitumenmatten aufgeklebt, deren frequenzabhängige Materialeigenschaften näherungsweise durch konstante Materialparameter berücksichtigt werden.

Um die Vergleichbarkeit mit den Messungen zu gewährleisten, werden die Berechnungen ebenfalls für die Freiheitsgrade nach Bild 6 durchgeführt. Bedingt durch die Modelldimensionen und die hohe Anzahl an Eigenfrequenzen im untersuchten Frequenzbereich von 0 bis 200 Hz werden die Frequenzgangberechnungen über eine automatisierte Superelementmethode (ACMS = "automated component mode synthesis") vorgenommen, was eine drastische Reduktion der Rechenzeit und des Speicherbedarfs ermöglicht.

Bild 8 zeigt exemplarisch die gemessenen ERPs der Rückbank bei Anregung an Position 2 (siehe Bild 6) sowie die simulierten ERPs einmal unter Verwendung der identifizierten individuellen Strukturdämpfungen und einmal unter Verwendung einer konstanten modalen Dämpfung von 1%.

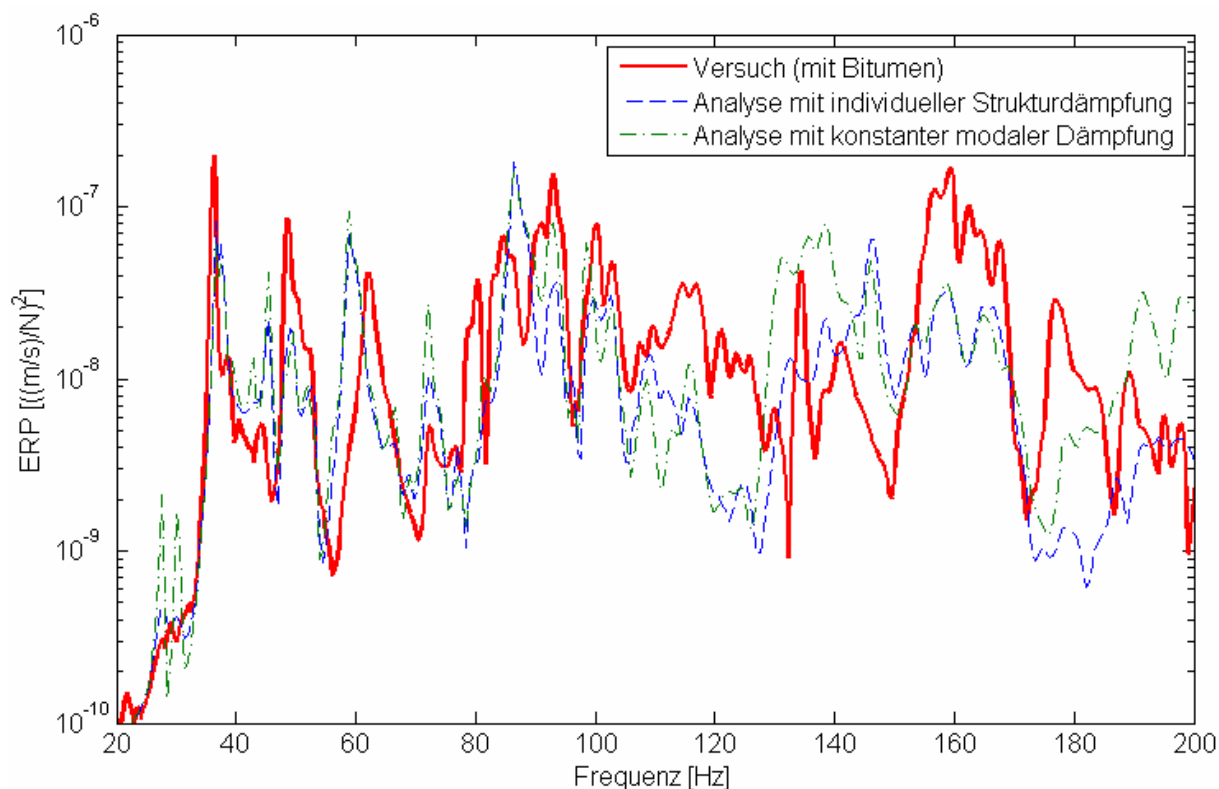


Bild 8: Vergleich der ERPs der Rückbank bei Anregung an Position 2

Ein genereller Vergleich zwischen Simulation und Versuch läßt an einigen Stellen Abweichungen in den ERPs erkennen, die aufgrund der Komplexität des Systems unvermeidbar sind. Insgesamt zeigen Rechnung und Messung in weiten Bereichen jedoch eine sehr gute Übereinstimmung. Betrachtet man die Simulationsergebnisse untereinander liegt das Modell mit individuellen Strukturdämpfungen gerade im unteren Frequenzbereich näher an der Messung als das Modell mit konstanter modaler Dämpfung. Ein Grund für die größer werdenden Abweichungen im oberen Frequenzbereich liegt in der nachlassenden Güte des FE-Modells. Des weiteren hängen die Material- bzw. Dämpfungsparameter der Bitumenmatten stark nichtlinear von der Frequenz ab. Eine Berücksichtigung dieser Nichtlinearitäten ist mit deutlich höherem Rechenaufwand möglich, wurde bei der Simulation mit individuellen Strukturdämpfungen jedoch nicht angewendet.

Neben der Identifikation von Strukturdämpfungen ist in MSC.Nastran auch die Verwendung von lokalen viskosen Dämpfern in der Optimierung möglich. Als Modellierungsalternative für die Türdichtungen, werden diese auch über viskose Dämpferketten dargestellt und die zugehörigen Dämpfungsparameter identifiziert. Die Verwendung dieser Modellierungsalternative liefert ähnliche Simulationsergebnisse.

5 Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wird eine Methode zur computerunterstützten Identifikation von Dämpfungsparametern auf Basis gemessener Frequenzgänge vorgestellt. Für die Modellierung wird ein Ansatz auf Basis von Strukturdämpfung gewählt, was eine Übertragbarkeit der Dämpfungsparameter auf abweichende Aufbauzustände erleichtert. Des Weiteren kann der Einfluß lokal dämpfender Bauteile in der Vorauslegung leicht analysiert werden. Nach einer generellen Vorstellung des Identifikationsverfahrens wird das Potential der Verwendung individueller Strukturdämpfungen am Beispiel einer Rohkarosserie mit Anbauteilen gezeigt, welche im Rahmen des Arbeitskreises 6.1.19 "Strukturoptimierung Akustik" der deutschen Automobilindustrie untersucht wird. Aufgrund der Abhängigkeit der Strukturdämpfung von Geometrie und Materialeigenschaften liefert die Simulation mit individuellen Strukturdämpfungen dort die besten Ergebnisse, wo das FE-Modell eine hohe Übereinstimmung mit experimentellen Modaldaten aufweist.

6 Literatur

- [1] MSC.Nastran™: Advanced Dynamic Analysis User's Guide, Version 70
- [2] MSC.Nastran™: Design Sensitivity and Optimization User's Guide, Version 2004
- [3] Schedlinski C.: ICS.sysval Software; www.ics-engineering.com; ICS Langen; 2007
- [4] Link, M., et al.: Parameter Identification and Validation of Large Order Finite Element Models for Industrial Type Structures; Proceedings of the Third European Conference on Structural Control, 3ECSC, 12-15 July, Vienna University of Technology, Austria
- [5] Wagner F., et al.: Experimentelle Modalanalyse und computerunterstützte Modell Anpassung einer Rohkarosserie; VDI Berichte 1825; VDI Schwingungstagung 2004; Wiesloch bei Heidelberg, 25.-26. Mai 2004