

## Modellierung von Antidröhnbelägen in der FEM

Michael Herzog<sup>1</sup>, Marinus Luegmair<sup>2</sup>

<sup>1</sup> P+Z Engineering GmbH, 80807 München, Deutschland, Email: m.herzog@puz.de

<sup>2</sup> Akustik Center of Competence, P+Z Engineering GmbH, 80807 München, Deutschland, Email: m.luegmair@puz.de

### Einleitung

Komfort und Akustik spielen in modernen Fahrzeugen und anderen Produkten eine immer bedeutendere Rolle. Insbesondere in Premiumfahrzeugen wird ein möglichst niedriges Geräuschniveau in der Fahrgastzelle von den Kunden erwartet. Gleichzeitig werden die Fahrzeugkarosserien immer leichter und die Strukturen flexibler, was dazu führt, dass diese stärker schwingen. Diese Schwingungen verursachen auch schon bei niedrigen Frequenzen eine störende Schallabstrahlung, die vom Kunden als Dröhnen wahrgenommen wird.

Die Motivation dieser Arbeit ist es, Antidröhnbeläge (ADB) in der Simulation realitätsnah abzubilden und die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitswirkung der Beläge simulativ möglichst gut zu berücksichtigen. Dadurch kann frühzeitig in der Entwicklung festgestellt werden, wo gezielt Antidröhnbeläge, auch Dämpfungsbeläge oder Entdröhnungsbeläge genannt, eingesetzt werden müssen bzw. wo der Einsatz dieser am wirkungsvollsten ist.

Eine weitere Motivation dieser Arbeit besteht darin, die Modellierung so zu gestalten, dass sie in der Simulation möglichst performant läuft. Ein Nachteil bestehender Modellierungen ist zum Teil der erheblich längere Zeitaufwand, den die Rechnung in Anspruch nimmt. Um möglichst schnell eine Auskunft über die eingesetzten Dämpfungsmaßnahmen geben zu können, ist es deshalb sehr wichtig den Berechnungsaufwand gering zu halten.

### Theoretische Grundlagen

Da Dröhnen ein subjektiv empfundenes Geräusch ist, muss versucht werden dieses anhand von physikalischen Größen zu definieren. Dies ist in [1] anhand einer Tabelle anschaulich dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass Dröhnen eine niederfrequente Schallabstrahlung bis 200 Hz darstellt und vorwiegend durch eine Anregung der Straße verursacht wird. Wie eingangs erwähnt, findet die Schallabstrahlung überwiegend durch dünne Blechfelder statt, die aufgrund unzureichender Steifigkeit schwingen.

In diesem Manuskript wird der sogenannte Einschichtbelag behandelt. Dieser ist, wie der Name schon sagt, aus einer homogenen elastischen Schicht (Bitumen, Hochpolymere etc.) aufgebaut, die üblicherweise durch eine dünne Klebeschicht auf der Struktur aufgebracht wird. Der Belag wird bei Anregung durch BiegeWellen hauptsächlich auf Dehnung beansprucht, wobei dieser seine beste Wirkungsweise zeigt.

Um die Wirksamkeit des Dämpfungsbelags angeben zu können, dient der Verlustfaktor als guter Indikator. Je

größer dieser für den Verbund ist, desto stärker wird dieser gedämpft. Dieser lässt sich nach [3] mittels

$$\eta_{ges.} = \eta_2 \frac{E_2 d_2 a^2}{B} \quad (1)$$

berechnen.

Aus dieser Formel lässt sich erkennen, dass der Verlustfaktor  $\eta_{ges.}$  des Verbundes direkt proportional zu dem Verlustfaktor des Belags  $\eta_2$ , dessen E-Modul  $E_2$  und Dicke  $d_2$  ist. Zusätzlich hat der Abstand  $a$  der beiden neutralen Fasern von Belag und Struktur einen quadratischen Einfluss. Die Biegesteifigkeit  $B$  des Verbundes sollte möglichst gering sein, damit ein hoher Verlustfaktor erreicht wird. Dies ist in der Regel bei den Stellen an den Antidröhnbeläge aufgebracht werden der Fall, da die Biegesteifigkeit des Verbundes hauptsächlich vom dem Blech abhängt und somit an diesen Stellen gering ist.

Um die in dieser Arbeit ermittelten Simulationsergebnisse zu validieren, wurde ein Referenzversuch mit einer Stahlplatte durchgeführt. Diese wurde entsprechend einer Frei-Frei-Bedingung elastisch aufgehängt. Mittels einer experimentellen Modalanalyse wurden die Übertragungsfunktionen von verschiedenen Punkten der Platte zu dem Sensor ermittelt. Dabei wurden die Beschleunigungswerte ermittelt, die anschließend mit denen der Simulation verglichen werden. Die Platte wurde sowohl mit, als auch ohne Dämpfungsbelag gemessen.

### Modellierungsvarianten

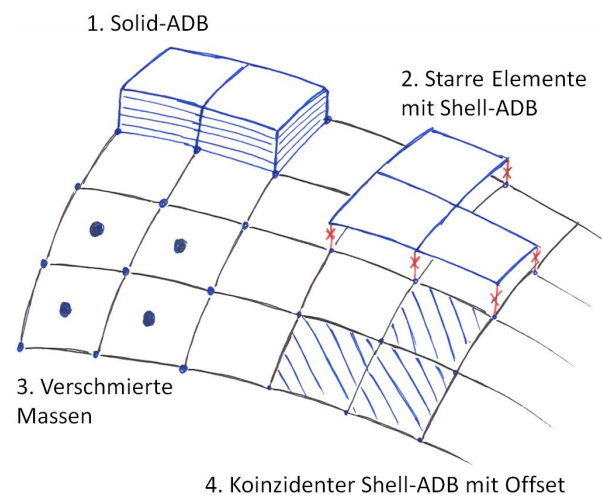


Abbildung 1: Modellierungsvarianten

In [4] wurden mehrere verschiedene Modellierungsvarianten untersucht, von denen hier Vier vorgestellt werden (siehe Abbildung 1). Alle diese Varianten haben gemeinsam, dass die Stahlplatte aus dem Versuch mit Shell-Elementen abgebildet wurde. Auf dieser Basis wurde dann die Entdröhschicht in der jeweiligen Variante aufgebaut. Als Dämpfungsmechanismus wurde die sogenannte strukturelle Dämpfung oder auch Strukturdämpfung verwendet, die in der Simulation den Effekt des „linearen Energieverlustes eines Materials“ abbildet. Die Dämpfungskraft  $f_s$  lässt sich nach [2] mit

$$f_s = i G k u \quad (2)$$

ausdrücken, wobei der Strukturdämpfungskoeffizient  $G$ , der Steifigkeitswert  $k$  und die Verschiebung  $u$  direkt proportional zur Dämpfungskraft ist. Die imaginäre Einheit  $i$  erzeugt eine Phasenverschiebung bei der Antwort der Kraft, was letztendlich zu einer linearen Annäherung an die elliptische Hystereseschleife führt. Diese beschreibt die physikalischen Dämpfungseffekte von viskoelastischen Materialien sehr gut.

Bei Variante 1 handelt es sich um eine mehrlagige „Solid-Element-Schicht“ des Entdröhnungsbelages. Die Anzahl der Schichten richtet sich dabei nach der Dicke des Belags.

Bei Variante 2 wurde die Belagschicht mit Shell-Elementen abgebildet und die zwei gegenüberliegenden Knoten mit starren Elementen verbunden. Die Entfernung der zwei Knoten ist der bereits beschriebene Abstand  $a$ .

Bei der 3. Variante wurden Punktmassen, entsprechend dem Gewicht des AD-Belags, auf die Shell-Elemente verschmiert.

Die letzte Variante 4 besteht aus einer weiteren Schicht von Shell-Elementen, die koinzident auf den Shell-Elementen des Stahlblechs liegen. Der in der Realität existierende Abstand der beiden Schichten und der damit wirksame Steiner-Anteil wurde über einen Offset berücksichtigt, der im Element direkt angegeben wird. Dieser Offset entspricht wieder dem Abstand  $a$ .

Alle Varianten wurden bis zu einer Frequenz von 400 Hz ausgewertet. Im Folgenden sollen die einzelnen Varianten kurz vorgestellt werden und abschließend hinsichtlich Realitätsnähe, Modellierungsaufwand, Rechenzeit und Modellübersicht bewertet werden.

### Solid-ADB

Wie in Abbildung 2 zu sehen, trifft diese Modellierung die Eigenmoden aus dem Versuch gut, allerdings sind die Frequenzantworten im Bereich der Eigenfrequenzen etwas überhöht. Dies liegt daran, dass der Steiner-Anteil der Shell-Elemente der Stahlplatte nicht korrekt berücksichtigt wird, da hier der Abstand  $a$  kleiner als derjenige in Realität ist. Der Modellierungsaufwand ist verhältnismäßig gering, da auf einer Shell-Fläche die Volumenele-

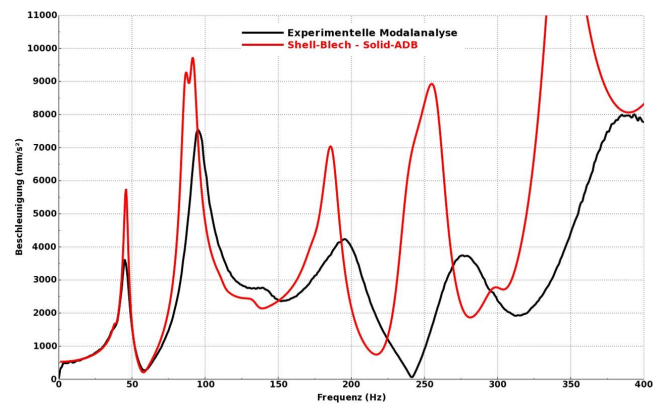


Abbildung 2: Variante 1: Solid-ADB

mente direkt aufmodelliert werden können. Eine nachträgliche Dickenänderung der Modellierung kann allerdings nur durch Löschen der Elemente und einer erneuten Erzeugung dieser erfolgen, da keine Änderung über eine Eigenschaftskarte möglich ist. Reine Materialparameteränderungen sind jedoch jederzeit über die Materialkarte möglich. Die Rechenzeit ist im Vergleich zu den anderen Varianten verhältnismäßig hoch. Es lässt sich jedoch sagen, dass die Modellierung bei modernen Rechnern eine verhältnismäßig geringe Erhöhung der Gesamtrechenzeit bedeutet. Die Shell-Solid Kombination ist im Modell für den Anwender optisch gut erkennbar, da sich die Volumenelemente gut von den Shell-Elementen abheben.

### Starre Elemente mit Shell-ADB

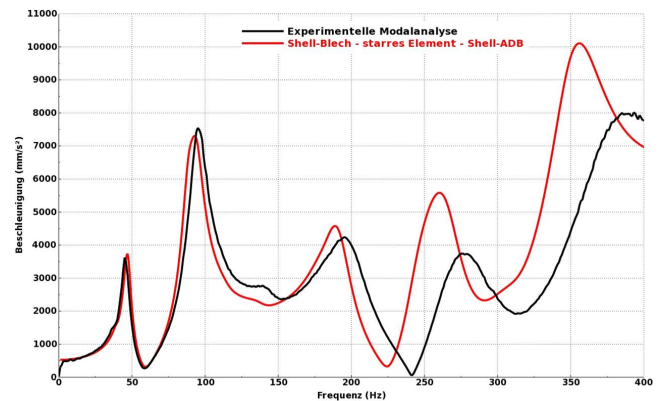


Abbildung 3: Variante 2: Starre Elemente mit Shell-ADB

Die Ergebnisse der Frequenzantworten und der Eigenmoden entspricht im Frequenzbereich bis 200 Hz sehr gut dem Experiment (siehe Abbildung 3). Damit stellt diese Variante eine gute Möglichkeit dar, Antidröhnbeläge abzubilden. Der Aufwand dieser Modellierung ist etwas höher, da zunächst die zu modellierende Fläche um dem jeweiligen Abstand  $a$  per Offset angehoben werden muss. Danach erfolgt per manueller Eingabe der Suchradius indem zwei Knoten verbunden werden. Hier kommt es gerade bei gekrümmten Flächen vor, dass manuell überprüft werden muss, ob die automatische Verknüpfung sauber erfolgt ist. Gegebenenfalls muss eine Korrektur erfolgen. Zudem ist diese Modellierung wenig flexibel bezüglich ei-

ner nachträglichen Geometrieänderung. Die Rechenzeit ist bei dieser Modellierung jedoch verhältnismäßig gering und der Anwender kann durch die zusätzliche Shell-Fläche und den starren Elementen gut erkennen, wo die Modellierungen im FE-Modell angewandt wurde.

**Verschierte Massen**

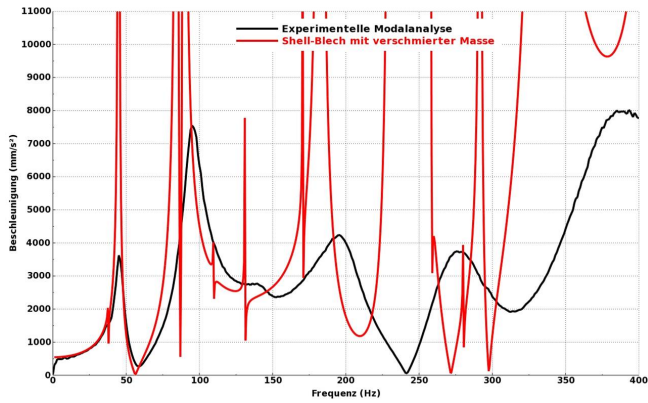


Abbildung 4: Variante 3: Verschierte Massen

Die Modellierung stimmt zwar bei Betrachtung der Eigenfrequenzen gut überein (siehe Abbildung 4), allerdings fällt auf, dass die Frequenzantworten extrem überhöht sind und die einer Platte ohne Belag entsprechen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die verschmierte Masse die Eigenfrequenzen in die richtigen Bereiche „drückt“. Jedoch hat diese keinen Einfluss auf die Steifigkeit und Dämpfung, wobei Letzteres zu den überhöhten Beschleunigungsamplituden führt. Der Modellierungsaufwand ist sehr gering, weil lediglich die Fläche angewählt werden muss, auf der die Masse verschmiert werden soll. Eine nachträgliche Änderung ist sehr einfach durch Löschen oder Erzeugen der Elemente an den gewünschten Stellen möglich. Die Rechenzeit ist gering, da keine zusätzlichen Freiheitsgrade erzeugt werden. Die Modellierung ist für den Anwender optisch gut zu erkennen, da diese z.B. durch „kleine Kugeln“ dargestellt wird.

**Koinzidenter Shell-ADB mit Offset**

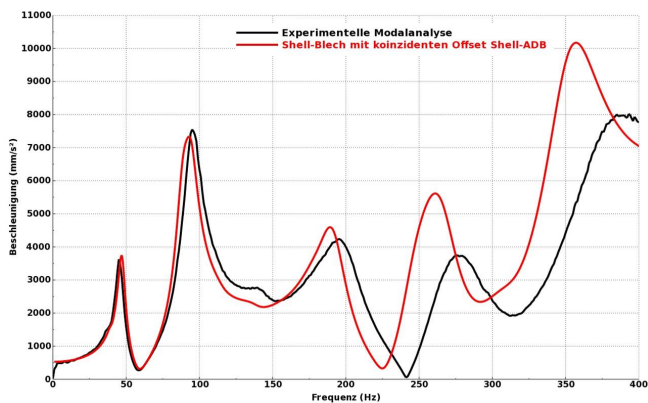


Abbildung 5: Variante 4: Koinzidenter Shell-ADB mit Offset

Wie in Abbildung 5 zu erkennen ist, stimmen die Frequenzantworten sehr gut mit denen aus der experimentel-

len Untersuchung überein, da hier der Abstand  $a$  berücksichtigt wird. Somit stellt diese Modellierung eine gute Möglichkeit dar, um Antiröhnbeläge realistisch abzubilden. Der Aufwand der Modellierung ist sehr niedrig. Es muss jedoch darauf geachtet werden, dass der Abstand manuell an die jeweilige Blechstärke angepasst werden muss. Dies erzeugt einen gewissen Zusatzaufwand. Zudem muss der Anwender überprüfen, ob alle Elemente in dieselbe Richtung (Z-Offset) bezüglich des Blechs „verschoben“ wurden. Eine nachträgliche Änderung der Dicke des Belags ist über die Eingabe des Z-Offsets möglich. Ebenso können die Materialparameter über die Materialkarte jederzeit geändert werden. Dadurch, dass auch bei dieser Modellierung keine zusätzlichen Freiheitsgrade erzeugt werden, ist die Rechenzeit sehr gering. Allerdings besteht bei dieser Variante die Gefahr, dass die Modellierung für den Anwender schwer erkennbar ist, solange keine tatsächliche Dickendarstellung der Shell-Elemente aktiviert ist.

**Zusammenfassung und Übersicht**

Das maßgebliche Kriterium für eine ausreichende Abbildung eines Antiröhnbelags ist die Realitätsnähe. Alle anderen Kriterien folgen, wie in Abbildung 6 gezeigt, geordnet nach der Priorität von links nach rechts.

	Realitätsnähe	Rechenzeit [s]	Modellierungsaufwand	Modellübersicht
	0	116	+	+
	+	13	-	+
	-	8	+	+
	+	9	+	-

Abbildung 6: Übersicht Modellierungsvarianten

Somit kommen für eine realitätsnahe und performante Modellierung nur Variante 2 und 4 in Frage. Modellierung 2 hat einen höheren Modellierungsaufwand, weshalb diese Variante nur bei kleinen Projekten zu bevorzugen ist. Modellierung 4 hat lediglich den Nachteil, dass der Anwender gegebenenfalls mehr Zeit für eine Überprüfung der Modellierung in Kauf nehmen muss, da die Modellübersicht nicht ganz so gut ist, wie bei den anderen Varianten. Dieser Nachteil kann jedoch durch Verwendung einer Laminatmodellierung eliminiert werden, da diese dieselben Eigenschaften der "koinzidenten Shell-ADB mit Offset" besitzt. Daher kann abschließend gesagt werden, dass die Modellierung 4 auch als bevorzugte Variante empfohlen werden kann. Für den folgenden Abgleich an einem FEM-Fahrzeugmodell wird daher ebenfalls die Modellierung 4 verwendet

Weiterhin ist anzumerken, dass bei allen Varianten ab einer Frequenz von ca. 200 Hz eine Verschiebung der Eigenmoden in den niederfrequenten Bereich stattfindet.



Zudem werden die Frequenzantworten zunehmend überhöht dargestellt. Diese beiden Effekte sind sehr wahrscheinlich der linearen Berechnung der Dämpfung zuzuschreiben. Da das Dröhnen im Fahrzeug nur bis zu einer Frequenz von ca. 200 Hz von Bedeutung ist, haben höhere Frequenzen für diese Arbeit allerdings weniger Relevanz.

## Anwendung im FE-Modell

Um die Wirkungsweise der Modellierung der Antidröhnbeläge in einem realen Simulationsmodell anzuwenden, wurde auf das frei erhältliche Toyota Yaris FE-Modell zurückgegriffen [5]. An diesem wurde eine komplette Belegung von Dämpfungsmatten an der Rohkarosserie vorgenommen. Diese Belegung erfolgte mithilfe zweier Kriterien. Zum einen wurden Bereiche bedämpft, die hohe Amplituden aufweisen und somit zu einer hohen Schallabstrahlung führen, zum anderen wurden Bereiche bedämpft, die hohe Dehnungen aufweisen und damit den Belag in seinem besten Wirkungsbereich arbeiten lassen (siehe Abbildung 7).

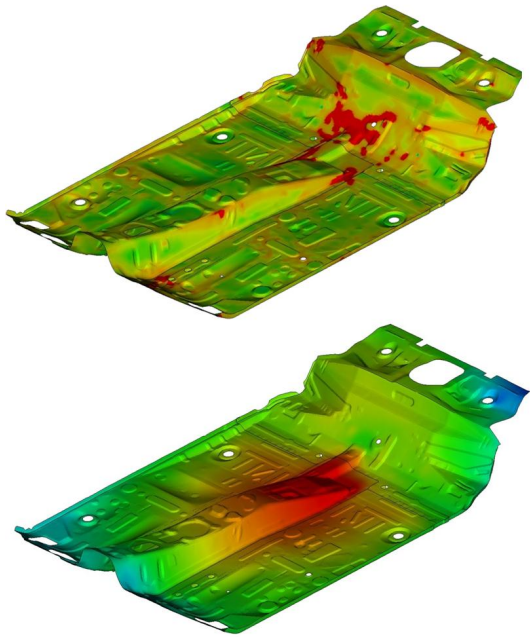


Abbildung 7: Oben: Dehnung Unten: Verschiebung

Anschließend wurde eine Gesamt-ERP-Bewertung [6] der Rohkarosserie mit und ohne AD-Belegung durchgeführt (siehe Abbildung 8). Dabei ist zu erkennen, dass im Frequenzbereich bis 75 Hz, indem sich ausschließlich globale Moden befinden, die Dämpfungsmatten nur einen sehr geringen Einfluss haben. Ab 75 Hz treten dann lokale Moden wie beispielsweise das „Pumpen“ des Bodenblechs auf, wobei die Antidröhnbeläge ihre größte Wirkung zeigen. Dies ist in Abbildung durch die verringerten Amplituden des ERP-Wertes zu erkennen.

## Zusammenfassung und Ausblick

Antidröhnbeläge haben einen entscheidenden Einfluss auf die Schallabstrahlung im niederfrequenten Bereich bis

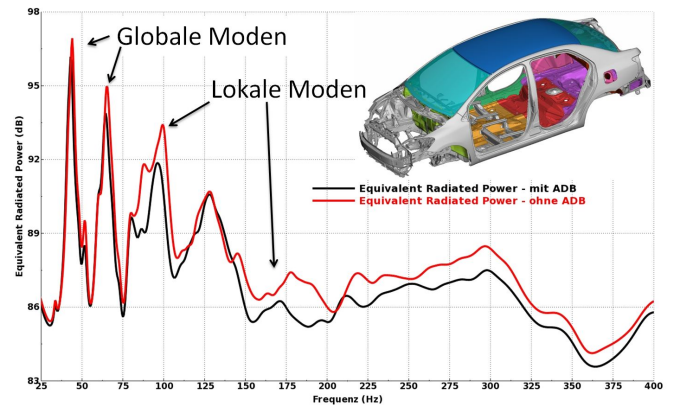


Abbildung 8: ERP-Vergleich am Toyota Yaris

200 Hz. Simulativ lassen sich diese mittels linearem Solver ebenfalls bis zu diesem Frequenzbereich zuverlässig abbilden. Es wurde gezeigt, dass die empfohlene Abbildung der Beläge in der Finite-Elemente-Methode „koinzidenter Shell-ADB mit Offset“ ist. Die beste Wirkungsweise zeigen die Dämpfungsmatten auf Blechflächen, die hohe Amplituden oder Dehnungen aufweisen.

Zukünftig können weitere Untersuchungen an mehrschichtigen Belägen durchgeführt werden, die ebenfalls immer mehr zum Einsatz kommen.

## Danksagung

Der Dank der Autoren gilt allen Kollegen aus dem Akustik Center of Competence und der Abteilung NVH von P+Z Engineering, die mit ihren Anregungen zum Entstehen dieser Veröffentlichung beigetragen haben.

## Literatur

- [1] Genuit, K.: Sound-Engineering im Automobilbereich. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2010
- [2] MSC.Software Corporation: MD Nastran 2011 & MSC Nastran 2011 Dynamic Analysis User's Guide. März 2011
- [3] Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall - Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1967
- [4] Herzog, M.: Untersuchung von Finite-Elemente-Modellierungen zur Abbildung von Antidröhnbelägen. Hochschule für angewandte Wissenschaften Würzburg-Schweinfurt, 2014
- [5] ARRK|P+Z Engineering. Weiterentwicklung des Modells des National Crash Analysis Center (NCAC) der George Washington University unter Vertrag mit der FHWA und NHTSA der US DOT. URL: <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html/>
- [6] Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2009