

SEA Simulation einer Flugzeugseitenwand und Korrelation zu Testdaten

Alexander Peiffer¹, Zhiyi Wang¹

¹ Airbus Group Innovations, 81663 München, E-Mail: alexander.peiffer@airbus.com

Einleitung

Im unteren bis mittleren Frequenzbereich wurden 2012 Vergleiche zwischen Tests und Finite Elemente Modellen (FEM) sowie hybrid FEM/SEA Simulationen vorgestellt. Als Ergebnisfunktion diente dabei das Schalldämmmaß der Seitenwand. Während die Ergebnisse der Modelle im jeweiligen Gültigkeitsbereich gut übereinstimmen traten Diskrepanzen zur Messung auf. Die Seitenwand wurde während der Versuche mit über 184 Druck-, Kraft- und Beschleunigungssensoren ausgestattet. Die Analyse dieser einzelnen Antwortfunktionen lässt einen detaillierten Vergleich zwischen den Modellen und dem Test zu. Dadurch können die vorhandenen Modelle wesentlich genauer mit der Messung verglichen werden. Zusätzlich wurde für den hochfrequenten Bereich ein Statistisches Energie Analyse (SEA) Modell erstellt welches in die detaillierte Modellanpassung mit einbezogen wurde. Die Vergleiche zeigen, dass die Simulation komplexer Doppelwandstrukturen mit akustischen Isolationsmaterialien die Grenzen der aktuellen Verfahren und Werkzeuge aufzeigen und einfache Korrekturen erfordern, die einen Vergleich von Test und Simulation überhaupt erst ermöglichen.

Motivation

SEA Modelle sind Stand der Technik in der Innenlärmprognose von Fahrzeugen und Flugzeugen. Die Anpassung der Modelle an Tests erfolgt dabei anhand globaler Größen, wie zum Beispiel der gemittelte Innenlärmpegel oder das Schalldämmmaß (engl. Transmission Loss). Ein klassisches Verfahren zur messtechnischen Überprüfung von SEA Modellen ist die Experimentelle SEA, welche einen sehr hohen Aufwand erfordert, da die Messung der Frequenzantwort an mehreren Antwort- und Anregungspositionen pro Subsystem durchgeführt werden muss. Ein praktischer Kompromiss zwischen beiden Optionen ist, nur die Antwort für typische Anregungen an mehreren Positionen pro Subsystem zu messen, sprich nur die gemittelte Systemantwort auf den Subsystemen zu vergleichen.

Das Problem dabei ist, dass indirekte Pfade wie zum Beispiel das Massegesetz oder der Doppelwandpfad bei der Berechnung der physikalischen Größen nicht berücksichtigt werden. So gilt für die mittlere Geschwindigkeit im Subsystem n :

$$v_{\text{direkt}}^{(n)} = \sqrt{\frac{E}{M}}$$

Wobei E die mittlere Energie und M die Masse des Subsystems ist. In praktisch relevanten SEA Modellen, insbesondere wenn Schalltransmission durch Platten auftritt

gibt es nicht zu vernachlässigende Beiträge durch sogenannte indirekte Pfade. Hierbei werden keine Moden im Subsystem angeregt, sondern es werden nicht-resonante Moden erzwungen angeregt. Das prominenteste Beispiel dafür ist das Massegesetz der Schalltransmission. Will man die Korrelation von Test und Simulation am SEA Modell bewerten, dann müssen diese nicht-resonanten oder indirekten Pfade in die Berechnung der physikalischen Größen mit einbezogen werden.

A300 Seitenwand

Wie in [1] und [2] dargestellt wurden FEM, SEA, sowie hybride FEM/SEA Modelle erstellt und an einer Teststruktur im Labor zahlreiche Tests mit Diffusfeld und Kraftanregungen durchgeführt. Die Seitenwand wurde dem vorderen Bereich eines Airbus A300 entnommen, der zum Frachter umgebaut wurde. Die Seitenwand ist mit allen typischen Kabinenverkleidungen wie Fenster Doppelspant Paneel (Window lining), Kabinen Fenster und dem DADO Paneel ausgestattet. Letztere sind die flachen Paneele unterhalb der Fenster, die sich im Falle eine Dekompression öffnen können. Die Zwischenräume sind mit Glaswolle gefüllt.

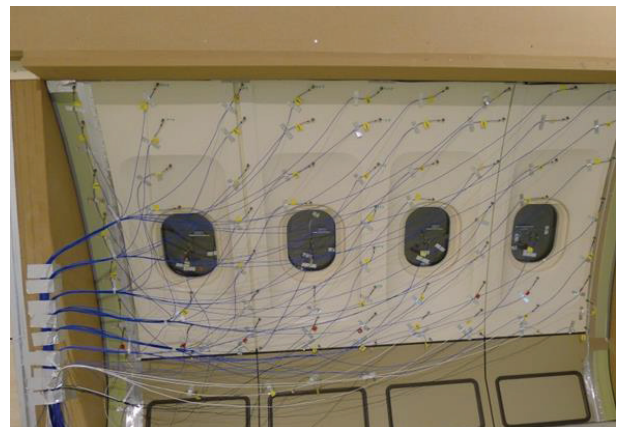


Abbildung 1: Laboraufbau der A300 Seitenwand, Innenverkleidung und Metallstruktur sind mit zahlreichen Beschleunigungsaufnehmern sowie mit Mikrofonen in den Zwischenräumen versehen

SEA Modell

Das SEA Modell basiert auf den Modellen aus [1]. Die Fluidkavitäten der Doppelwandzwischenräume sind 3D SEA Subsysteme. Das Fluid der Kavitäten ist dabei als ‚Equivalentes Fluid‘ modelliert wie in [3] beschrieben. Da das Modell den höheren Frequenzbereich adressiert sind alle Subsysteme durch die Spanten getrennt. Die Innenverkleidung (Lining) wird durch 2D Subsysteme modelliert. Im Gegensatz zum Modell in [1] ist die Primärstruktur hier als SEA-System ausgeführt. In Abb. 4 ist

das SEA Modell der Doppelwand, sowie der Einbau in das Doppelkammersystem der Messräume dargestellt.

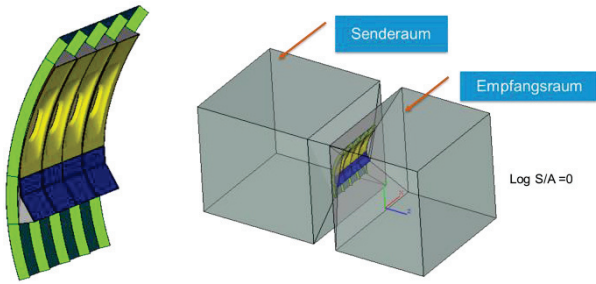


Abbildung 2: SEA Modell der Seitenwand sowie Einbausituation zwischen zwei Hallräumen.

Abb. 3 zeigt die Primärstruktur, insbesondere die Blechstärke der Seitenwand und der Spanten. Für die SEA Plattensysteme werden mittlere Blechstärken angenommen, wie in der Abb. 3 dargestellt. Die längsversteifte Struktur wird durch das Modell der „ribbed Plate“ simuliert [4]. In Abb. 4 ist die Einteilung der Subsysteme zu erkennen. Die Auswahl der Aufteilung folgt keiner SEA Logik, da die Software VAOne™ Plattensysteme erfordert die vollständig durch Kavitäten benetzt sind. Daher erzwingt die Geometrie der Kavitäten die räumliche Aufteilung der Plattensysteme. Dabei ist es durchaus möglich, dass genau diese Aufteilung nicht sinnvoll ist, wenn zum Beispiel die Kopplung zwischen den Platten zu stark ist.

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation findet hier nur für die Kraftanregung statt. In Abb. 4 ist zu erkennen, dass die Kraftanregung an einer für die SEA denkbar ungünstigen Stelle stattfindet; direkt an der Kopplung. Eine klassische Impedanzabschätzung für Plattensysteme ist an der Kopplungsschnittstelle von sechs Subsystemen nicht sinnvoll, daher wird die ermittelte Leistung aus der Messung auf vier Plattensysteme verteilt. In die Frames wird keine Leistung eingebracht, da in dieser Richtung nur Longitudinalwellen angeregt werden können, deren Modale Dichte nicht ausreichend hoch ist.

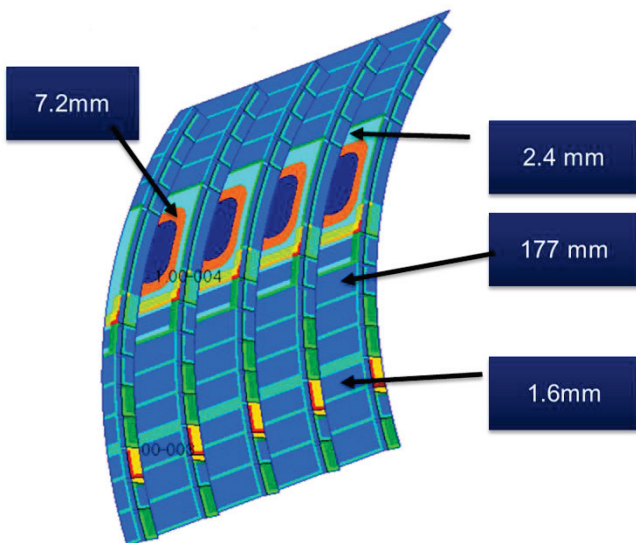


Abbildung 3: Plattenstärken der Rumpfstruktur und Stringerabstand, dargestellt am FE Modell.

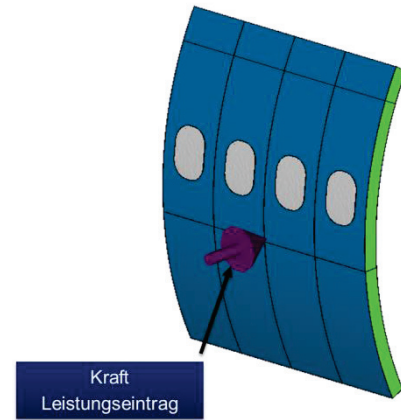


Abbildung 4: Subsystemeinteilung und Position der Krafteinleitung.

Doppelwandssysteme führen viele Grundregeln der SEA ad absurdum. Im Sinne einer reinen SEA dürfen nur direkte Nachbarn Energie austauschen (grüne Pfeile in Abb.5). Aber schon das sogenannte Massegesetz der Fluidschall-Übertragung bricht diese Regel (rote Pfeile). Für die Simulation ungünstig ist dabei, dass das Designziel des Ingenieurs gerade die Unterbindung der resonanten, direkten Pfade ist. Ergo, eine gut abgestimmte Innenverkleidung bricht quasi automatisch die Regeln der SEA. Hinzu kommt, dass im mittleren Frequenzbereich weitere wichtige und indirekte Pfade beitragen; die Doppelwandpfade (blaue Pfeile). Diese Pfade werden berechnet mittels der Transferimpedanzmethode [3] unter Verwendung von biegeweichen Masselagen und entsprechenden Fluidschichten. All diese nicht-resonanten Pfade tragen in der Messung durchaus zum dynamischen Ergebnis der Subsysteme bei. Im SEA Modell werden diese zwar in der SEA Matrix berücksichtigt, aber zur Berechnung der physikalischen Ergebnisse wie Geschwindigkeit oder Schalldruck der Subsysteme tragen sie nicht bei.

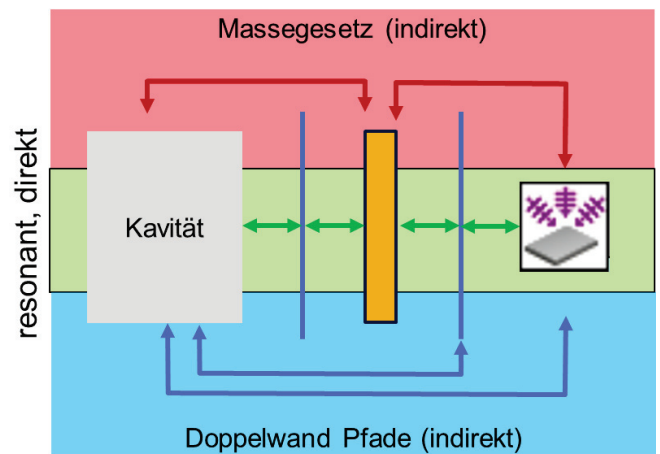


Abbildung 5: Kopplungspfade der Doppelwand.

Indirekte Pfade und Korrektur der SEA

In diesem Bericht liegt der Schwerpunkt auf dem nicht-resonanten Anteil aus dem Massegesetz. Durch die Kraftanregung und die Auswahl des Frequenzbereichs ist der Doppelwandpfad zu vernachlässigen. Die mittlere Geschwindigkeit der Plattensysteme setzt sich zusammen aus dem direkten und indirekten Anteil:

$$v_{total}^{(n)} = v_{direkt}^{(n)} + v_{indirekt}^{(n)} = \sqrt{\frac{E}{m'A}} + v_{indirekt}^{(n)} \quad (1)$$

Der indirekte Anteil lässt sich unter Anwendung der Transfermatrixmethode für biegeeweiche Platten bestimmen. Er hängt ab von der flächenspezifischen Masse m' , der Fläche A und dem Schalldruck des diffusen Schallfeldes der benetzenden Kavitäten:

$$v_{indirekt}^{(n)} = \frac{2 \sum_m p^{(m)}}{m' \omega} \quad (2)$$

Mit dieser Gleichung und unter Verwendung der Schalldruckergebnisse lassen sich die korrigierten physikalischen Ergebnisse berechnen.

Ergebnisse

In den folgenden Abbildungen sind die Pegel der mittleren Geschwindigkeit dargestellt für alle Plattensystem, mit Ausnahme der Fenster, die nicht als SEA Systeme erfasst werden können, da die Fensterkavität zu klein ist um einen indirekten Anteil zur erzeugen. Abb. 6-8 zeigen die SEA Ergebnisse ohne und mit Korrektur, sowie das Testergebnis bei 1kHz. Man erkennt dass die direkt angeregte Primärstruktur auch ohne Korrektur gut mit der Messung übereinstimmt, die Werte der Innenverkleidung sind erst nach der Korrektur vergleichbar. Ein ähnliches Ergebnis ist in den Abb. 9-11 zu erkennen.

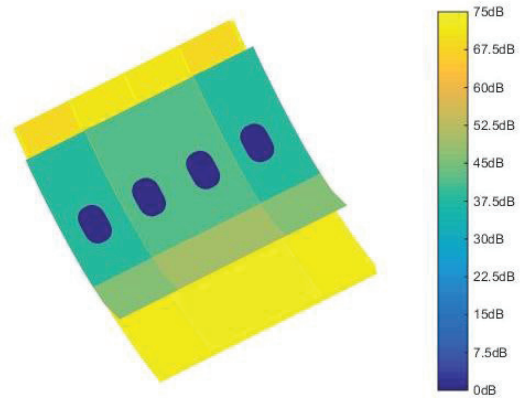


Abbildung 7: SEA mit Korrektur Schnellepegel 1000 Hz

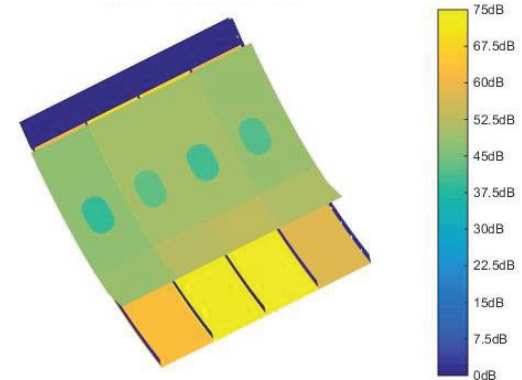


Abbildung 8: Test Schnellepegel bei 1000 Hz

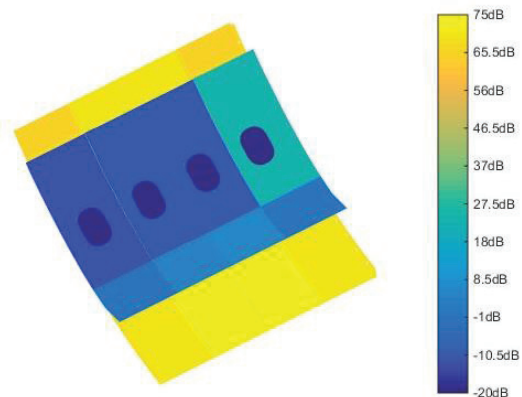


Abbildung 9: SEA ohne Korrektur Schnellepegel 2000 Hz

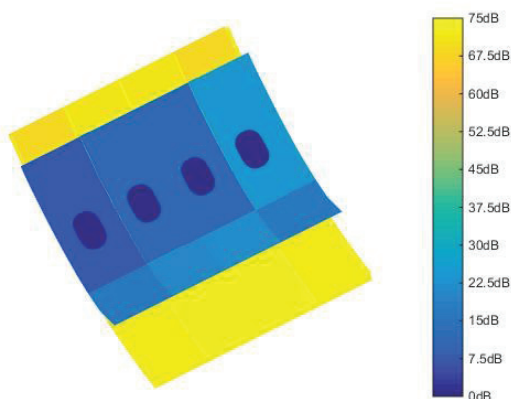


Abbildung 6: SEA ohne Korrektur Schnellepegel 1000 Hz

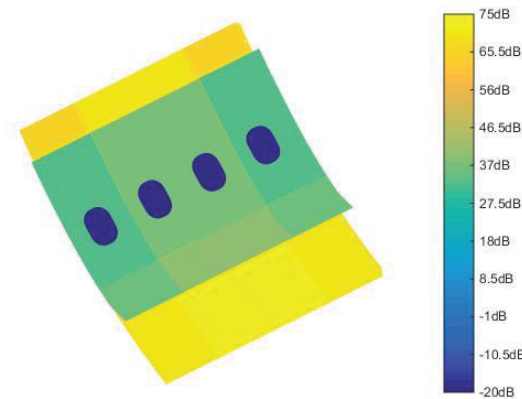


Abbildung 10: SEA mit Korrektur Schnellepegel 2000 Hz

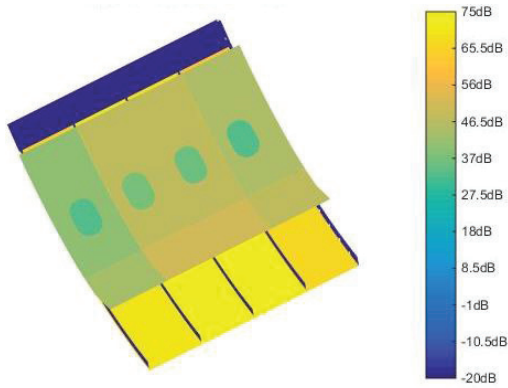


Abbildung 11: Test Schnellepegel bei 2000 Hz

Für die Kavitäten ist die Situation anders. Hier stimmen Simulation und Messung schon für den resonanten Anteil überein. In Abb. 12 und 13 erkennt man eine gute Übereinstimmung. Die Kavitäten weisen ausreichen Moden auf um einen guten Vergleich zu erlauben, mit Ausnahme der kleinen Fensterkavitäten. Hier würde die Berücksichtigung des Doppelwandpfades helfen, da diese kleinen Kavitäten keine Systeme im SEA Sinne sind und das physikalische Ergebnis ausschließlich vom indirekten Pfad bestimmt wird.

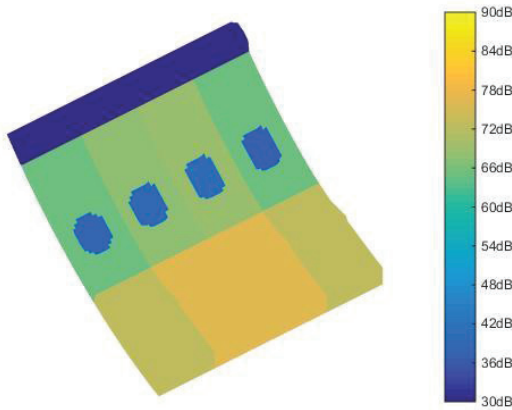


Abbildung 12: SEA ohne Korrektur Schallpegel 1000 Hz

ProtegA DW 27-Feb-2015 17:13:38
subcase:1 none f=1000Hz

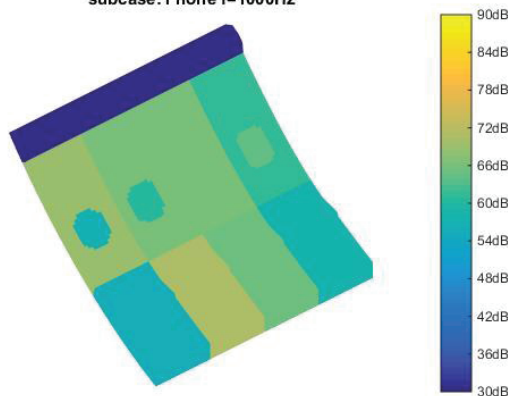


Abbildung 13: Test Schallpegel bei 1000 Hz

Schlussfolgerung und Ausblick

Die Berücksichtigung indirekter, nicht -resonanter Pfade bei der Berechnung der gemittelten Subsystemantworten macht einen Vergleich zwischen Test und SEA Simulation erst möglich. Diese Energie-basierte Korrelation ist Voraussetzung für eine automatische Modellanpassung.

Für die Experimentelle SEA ergeben sich ähnliche Konsequenzen; hier muss im Messergebnis bestimmt werden bis zu welchem Anteil die Antwort resonanter oder nicht-resonanter Natur ist. Das bedeutet für Systeme mit Fluidschalltransfer, dass die Schalldrücke der benachbarten Fluidkavitäten ebenfalls erfasst werden müssen.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Peiffer, C. Moeser, A. Röder, "Transmission loss modelling of double wall structures using hybrid simulation," in Fortschritte der Akustik, Merano, 2013, pp. 1161–1162.
- [2] C. Moeser, A. Röder, L- Mayer: PROTEG-A, Produktionsoptimierte Kabinentechnologie – Akustik, Abschlussbericht LuFo-IV, FKZ 20K0905N, Technischer Bericht Airbus Group Innovations TX3-2014-136
- [3] A. Peiffer, S. Tewes, S. Brühl, "SEA Modellierung von Doppelwandstrukturen," in Fortschritte der Akustik, Stuttgart, 2007.
- [4] ESI GmbH, User Manual VAOne, www.esi-group.com