

# Vibroakustisches Verhalten einer Kastenstruktur bei hohen Frequenzen

Björn Knöfel, Ennes Sarradj

TU Dresden, Institut für Akustik und Sprachkommunikation

Email: [bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de](mailto:bjoern.knoefel@ias.et.tu-dresden.de), [Ennes.Sarradj@akustikforschung.de](mailto:Ennes.Sarradj@akustikforschung.de)

## Einleitung

Der folgende Beitrag behandelt die Ausbreitung von Festkörperschwingungen einer aus sechs Aluminiumplatten bestehenden Kastenstruktur. Gemessene Daten werden rechnerisch ermittelten Werten gegenübergestellt, wobei das Berechnungsverfahren der Statistischen Energieanalyse (SEA) zum Einsatz kommt. Ziel der Untersuchungen ist es, Aussagen über die Leistungsfähigkeit der SEA zu treffen.

## Statistische Energieanalyse

Ein SEA-Modell wird gebildet, indem die zu untersuchende Struktur in einzelne Komponenten, so genannte Subsysteme aufgeteilt wird. Dieser Ansatz ermöglicht es, energiespeichernde Elemente als Ganzes zu betrachten. Die Ausbreitung der Schwingungen wird mit Hilfe von Energie- bzw. Leistungsflüssen betrachtet.

$$P_{ii} = \eta_i \omega W_i \quad (1)$$

$$P_{ij} = \eta_{ij} \omega n_i \left( \frac{W_i}{n_i} - \frac{W_j}{n_j} \right) \quad (2)$$

$$\eta_{ji} n_j = \eta_{ij} n_i \quad (3)$$

Die Verlustleistung  $P_{ii}$  im Subsystem  $i$  ist nach (1) über den Dämpfungsverlustfaktor  $\eta_i$ , der die innere Dämpfung des Subsystems  $i$  beschreibt, mit der Energie  $W_i$  verbunden. Gleichung (2) stellt einen Zusammenhang zwischen der Leistung  $P_{ij}$ , die vom Subsystem  $i$  in das Subsystem  $j$  fließt und den modalen Energien her ( $n_i$  Modendichte im Subsystem  $i$ ), während (3) die wechselseitigen Kopplungsverlustfaktoren  $\eta_{ij}$  und  $\eta_{ji}$  ins Verhältnis setzt.

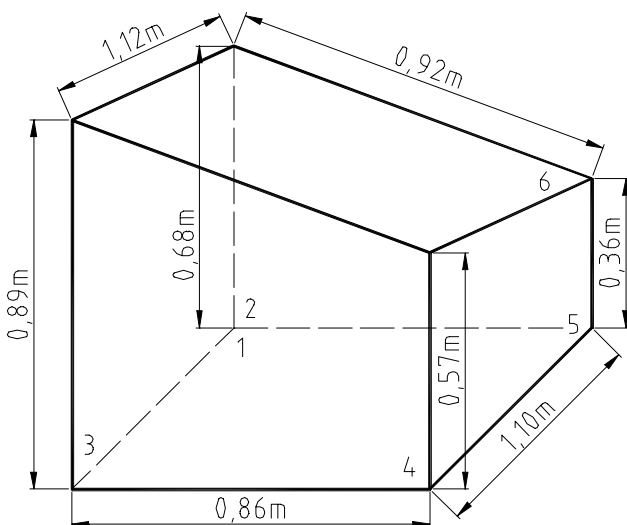


Abb. 1: Untersuchte Kastenstruktur

## Konstruktion der Kastenstruktur

Bei der Konstruktion der Kastenstruktur waren verschiedene Bedingungen zu beachten. Einerseits sollte die Box unter Laborbedingungen handhabbar sein, was vor allem Größe und Gewicht der Kastenstruktur begrenzen, andererseits sollten die Plattenabmaße groß sein, um eine hohe Modendichte zu erreichen. Ausgehend von den Erkenntnissen einer Literaturrecherche über bereits untersuchte Strukturen ([1]-[4]) wurde eine quaderförmige Box konstruiert, deren Deckfläche schräg „abgeschnitten“ ist (Abb.1). Die Wahl dieser unregelmäßigen Form erfolgte, damit die Moden verschiedener Platten gegeneinander verschoben werden und ein diffuses Schwingungsfeld angenommen werden kann. Als Material kam Aluminium zum Einsatz, wobei die Plattendicke 2 mm betrug. Die Platten wurden mit Stahlwinkeln im Inneren der Kastenstruktur verschraubt, wobei der Schraubenabstand 10 cm betrug.

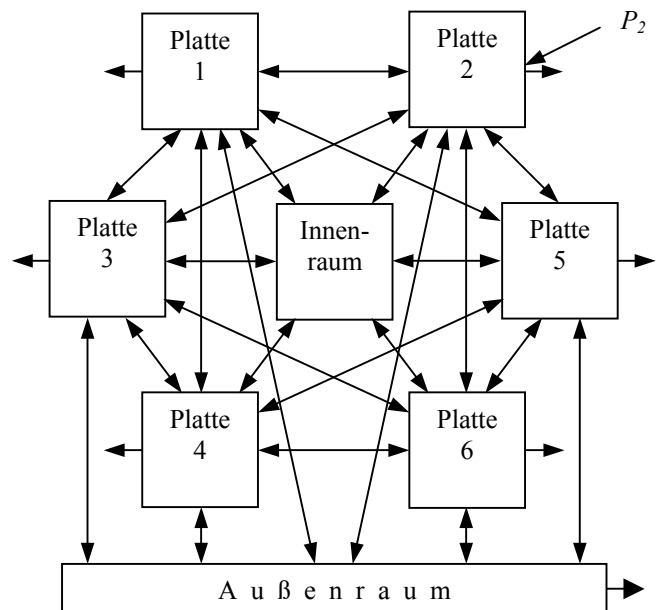


Abb. 2: Schematische Darstellung für die acht gekoppelten Systeme der Kastenstruktur.  $P_2$  beschreibt die Leistung, mit der System zwei angeregt wird. Die Pfeile mit einer Spitze stellen die Verlustleistungen  $P_{ii}$  dar, die Pfeile mit zwei Spitzen sind die Leistungsflüsse  $P_{ij}$  ( $i \neq j$ ), die zwischen den Systemen fließen. Ein Leistungsfluss zwischen Subsystemen, die nicht direkt miteinander verkoppelt sind (beispielsweise Platte zwei und Platte vier) wird bei der SEA nicht berücksichtigt.

## Dämpfung

Zur Berechnung der Energien der Subsysteme sind nach Gleichung (1) und (2) unter anderem die Dämpfungsverlustfaktoren  $\eta_i$  notwendig. Für die Platten wurden diese aus der gemessenen Körperschall-Nachhallzeit  $T_i$  und der Terzband-Mittenfrequenz  $f_i$  nach Gleichung (4) bestimmt.

$$\eta_i = \frac{2,2}{f_i T_i} \quad (4)$$

Die frequenzabhängigen Dämpfungsverlustfaktoren  $\eta_i$  der Aluminiumplatten bewegten sich um den Wert von  $10^{-3}$ . Für die Anwendung der SEA hingegen ist eine größere Dämpfung erforderlich [2], [3]. Zur Erhöhung von  $\eta$  wurden Dämpfungsbeläge auf die Teilflächen jeder Platte geklebt. Erneute Messungen der Nachhallzeiten ergaben Dämpfungsverlustfaktoren  $\eta_i$  von rund  $10^{-2}$ .

## Schallübertragung

Während bei der Berechnung des Schallübertragungsverhaltens zusätzlich zu den Biege-Wellen auch Longitudinal- und Transversalwellen berücksichtigt worden sind, erfolgte bei der Messung eine Beschränkung auf Biege-Wellen.

Nach der Bestimmung der Modendichten  $n_i$  aller Subsysteme aus den jeweiligen Materialdaten und Abmaßen, wurde die eingespeiste Leistung  $P$  aus der gemessenen Kraft  $F$  und der Beschleunigung  $a$  am Anregungsort ermittelt [5]. Mit Kenntnis der Leistung  $P$ , der Modendichten  $n_i$  sowie aller Dämpfungsverlustfaktoren  $\eta_i$  und Kopplungsverlustfaktoren  $\eta_{ij}$  der Subsysteme konnten die Erwartungswerte für die mittleren Energien mit den Grundgleichungen der SEA (1) – (3) und daraus die Schallschnellen  $v_i$  der Subsysteme berechnet werden. Dieses Gleichungssystem wurde mit dem Programm FreeSEA [7] gelöst. Die Berechnung erfolgte in Terzbändern von  $f_{m1} = 125$  Hz bis  $f_{m19} = 8000$  Hz.

Zur Messung des Schallübertragungsverhaltens wurde „Rosa Rauschen“ über einen Verstärker auf einen Shaker vom Typ B&K 4810 gegeben, der auf einem Stativ befestigt war und eine Platte der Box zu Biegeschwingungen anregte. Während die Sendeplatte angeregt wurde, bestimmten sechs B&K Beschleunigungsaufnehmer 4503 die Schwingungen an verschiedenen Punkten einer weiteren Platte der Kastenstruktur. Auf diese Weise wurde nacheinander das Schwingungsverhalten aller Platten bezüglich der Sendeplatte ermittelt. Die Auswertung erfolgte mit dem Programm LabVIEW. Zusätzlich wurde der Schalldruck  $L_p$  im Inneren der Kastenstruktur bestimmt. Dabei sind sechs  $\frac{1}{2}$ “ Mikrofone an zufällig ausgewählten Orten in der Box mit einem dünnen Drahtgitter befestigt worden, um das Schallfeld so wenig wie möglich zu beeinflussen.

## Ergebnisse

Die Vorhersage mit dem Berechnungsverfahren der Statistischen Energieanalyse erfolgte in drei Bereichen mit unterschiedlicher Genauigkeit.

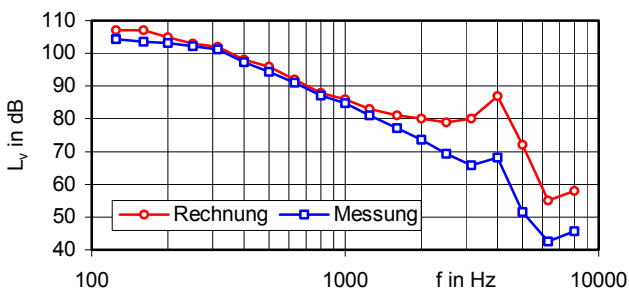


Abb. 3: Schallschnellepegel  $L_v$ , Platte sechs (Platte drei angeregt)

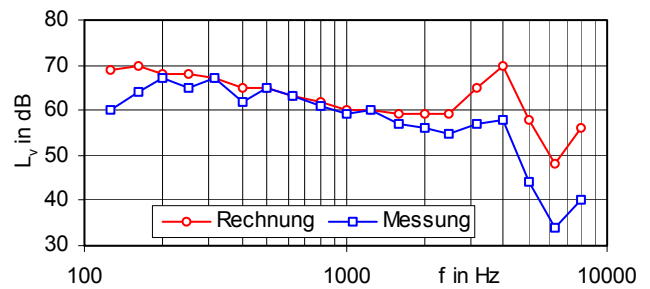


Abb. 4: Schalldruckpegel  $L_p$  im Inneren der Kastenstruktur (Platte drei angeregt)

Bei tiefen Frequenzen (Schallschnellepegel  $L_v(f)$ :  $f < 250$  Hz, Schalldruckpegel  $L_p(f)$ :  $f < 500$  Hz) sind die Modendichten der Subsysteme gering gewesen. Dort entstanden Abweichungen vor allem bei der Vorhersage des Schalldruckpegels im Innenraum der Kastenstruktur, da die Voraussetzungen für ein diffuses Schallfeld kaum gegeben waren. Bei hohen Frequenzen ( $L_v(f)$ :  $f > 1250$  Hz,  $L_p(f)$ :  $f > 1250$  Hz) stimmte das der SEA hier zu Grunde gelegte Modell nicht mehr mit der realen Struktur überein. Die Punkt-Linien-Verbindung zwischen den Winkeln und den Platten verursachte bei kleinen Biege-Wellenlängen ein getrenntes Schwingen aller an einer Verbindung beteiligten Elemente (Platte – Winkel – Platte), während das verwendete SEA-Rechenmodell von einer starren Kopplung (Platte – Platte) ausging. Der bei der Messung auftretende erhöhte Energieverlust sorgte für niedrigere Werte als die SEA berechnet hat. Im Bereich mittlerer Frequenzen ( $L_v(f)$ :  $250$  Hz  $< f < 1250$  Hz,  $L_p(f)$ :  $500$  Hz  $< f < 1250$  Hz) gab es eine gute bis sehr gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung. Hier waren alle wesentlichen Voraussetzungen an die SEA erfüllt.

Es hat sich gezeigt, dass die SEA gut geeignet ist, das Schwingungsverhalten der Kastenstruktur vorherzusagen, wenn die reale Struktur genau modelliert wird. Je besser die Bedingungen an die SEA eingehalten werden, umso zuverlässigere Vorabrechnungen des Schwingungsverhaltens sind möglich. Dabei deuten sich Grenzen an, wenn eine bereits vorhandene Struktur untersucht werden soll, deren Beschaffenheit (Form, Maße usw.) schlecht mit den Anforderungen an die SEA übereinstimmt.

## Literatur

- [1] DE LANGHE, K., SAS, P.: Statistical analysis of the power injection method. Journal of the Acoustical Society of America 100(1), 1996, S.294-303
- [2] KHUMBAH, F., HERON, K., PAYNE, A.: Validation of predictive SEA using large-scale structures. DERA, U.K. Proceedings NOVEN 2000, Lyon
- [3] CUSCHIERI, J.M.: SEA Modeling and prediction of the velocity and pressure response for the acoustic cavity. Proceedings Noise-Con 97, S. 457-462
- [4] KAMATA, M., YAMAZAKI, T., KUROSAWA, K., OHNO, S.: New procedure of vibration analysis using statistical energy analysis: case of box-like structure. Fifth International Congress On Sound And Vibration, December 15-18, 1997, Adelaide, Australia
- [5] CREMER, L., HECKL, M.: Körperschall. 2.Aufl. Springer-Verlag Berlin, 1996
- [6] LYON, R., DEJONG, R.: Theory and Application of Statistical Energy Analysis. 2<sup>nd</sup> Edition, Butterworth-Heinemann, Boston, 1995
- [7] FreeSEA, Software [online]. Erhältlich im Internet unter: <http://www.freesea.de>