Aktive Reduktion des Schallfeldes in einer Zylindrischen Kompositstruktur anhand Struktureller Fehlersensoren

Bernd-Christian Hölscher[1], Christian Hesse[2], Thomas Haase[3], Michael Sinapius[1]

[1] *Technische Universität Braunschweig, Institut für Adaptronik und Funktionsintegration, 38106 Braunschweig, Email: b.hoelscher@tu-braunschweig.de*

[2] *Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Systemarchitekturen in der Luftfahrt, 21129 Hamburg*

[3] *Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik, 38108 Braunschweig*

Einleitung

Aktive Systeme sind effektive Lösungen für tieffrequente Problemstellungen der Schwingungsdämpfung, sowohl zur Unterdrückung von Strukturschwingungen als auch für Probleme der Schallab- und -einstrahlung. Insbesondere für gekoppelte Systeme aus Struktur und Fluid, bei denen unter Verwendung struktureller Fehlersensoren eine globale Reduktion des Schallfeldes erreicht werden soll, ist die Implementierung derartiger Lösungen allerdings häufig sehr ineffizient. Bei der oft verwendeten Behandlung der Schallabstrahlung mittels Singulärwertzerlegung entstehen frequenzabhängige Schallstrahlungsmoden, woraus eine sehr hohe Modellordnung des benötigten Reglers resultiert [1].
Für Phänomene der Schalleinstrahlung in Innenräume erlauben die Fluidmoden jedoch die Formulierung frequenzunabhängiger Moden des gekoppelten Systems. Mit den frequenzabhängigen Schallstrahlungseffizienzen ermöglichen diese eine erhebliche Ordnungsreduktion des Reglers [2, 3].
Zur experimentellen Untersuchung eines solchen Ansatzes existiert am Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik des DLR in Annäherung an einen herkömmlichen Flugzeugrumpf ein zylindrischer Versuchsträger sowie ein daraus abgeleitetes FE-Modell, dargestellt in Abbildung 1.

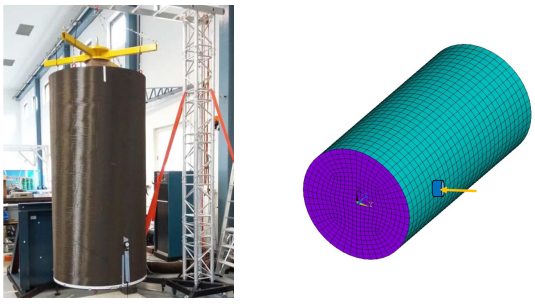

Abbildung 1: Versuchsträger aus CFK mit Aktuator (links) und FE-Modell mit Aktuator-Repräsentation (rechts)

Der Versuchsträger besteht aus einem quasi-isotropen Lagenaufbau aus CFK sowie stabilisierenden Ringen aus Aluminium an oberem und unterem Abschluss und hat eine Länge von 2 m sowie einen Durchmesser von 1 m. Als Aktuatoren zur Störgrößenunterdrückung sind Inertialerreger (Typ *Dayton Audio DAEX25VT-4*) vorgesehen. Die im Folgenden präsentierten Untersuchungen stellen eine numerische Vorstudie dar zur Auslegung des am Versuchsträger zu implementierenden Systems. Kern der Untersuchung ist dabei die Wahl geeigneter Aktuatorpositionen und Schallstrahlungsmoden sowie die Wechselwirkungen zwischen diesen beiden Parametern.

Modellbildung des Versuchsträgers

Das in Abbildung 1, rechts, dargestellte Modell des Versuchsträgers besteht aus ANSYS-Shell281-Elementen zur Abbildung der Struktur sowie ANSYS-Fluid220-Elementen zur Abbildung der eingeschlossenen Luft. Oberer und unterer Abschluss des Zylinders werden als schallhart angenommen. Die niedrigste Eigenfrequenz des Fluids liegt bei 85,8 Hz [3], die Grenze zwischen tiefem und hohem Frequenzbereich bei 320 Hz [4, S. 112], basierend auf dem Modal Overlap Factor [5]. Als zu untersuchender Frequenzbereich wird daher der Bereich zwischen 70 Hz und 320 Hz gewählt.
Die Struktur wird mit 48 Elementen in Umfangs- sowie 30 Elementen in axialer Richtung vernetzt, das Fluid mit 108 Elementen im Zylinderquerschnitt sowie ebenfalls 30 in axialer Richtung. Mit maximal 11 Wellenlängen der Struktur in Umfangsrichtung im betrachteten Frequenzbereich ergibt sich somit eine Auflösung von mehr als 8 Knoten je Wellenlänge. Die übrigen relevanten Wellenzahlen sind wesentlich kleiner, die Vernetzung ergibt sich aus dem Bestreben, ein Kantenlängenverhältnis der Elemente nahe 1 zu erreichen. Die versteifenden Aluminiumringe an den Abschlüssen werden durch die Randbedingung einer gelenkigen Lagerung angenähert. Die angenommenen Struktur- und Fluideigenschaften sind identisch mit denen in [3].

Schallstrahlungsmoden

Die Schallstrahlungsmoden der Innenraumeinstrahlung einer schwingenden Struktur ergeben sich aus der Projektion der Moden des eingeschlossenen Fluids auf diese schwingende Struktur [2]. Exemplarisch sind (0,0,0)- und (0,0,1)-Eigenform des Fluids in Abbildung 2 dargestellt.

Beide Eigenformen sind bezüglich ihrer Projektion auf die Struktur identisch und können somit zur (0,0)-Schallstrahlungsmode zusammengefasst werden. Exemplarisch sind in Abbildung 3 einige Schallstrahlungsmoden dargestellt.

Diese Schallstrahlungsmoden sind orthogonal bezüglich

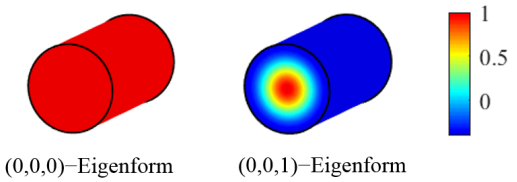

Abbildung 2: Eigenformen identischer Strukturprojektion

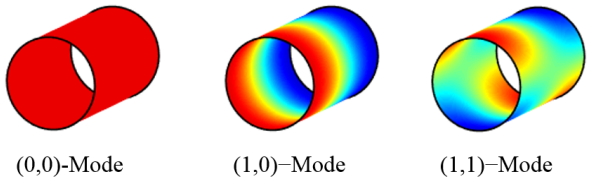

Abbildung 3: Beispielhafte Schallstrahlungsmoden

der akustischen potentiellen Energie im Innenraum und frequenzunabhängig. Gemeinsam mit den zugehörigen, frequenzabhängigen Einstrahlungseffizienzen, die sich aus der Überlagerung der beteiligten akustischen Eigenformen ergeben, ermöglichen Schallstrahlungsmoden eine effiziente Beschreibung des Einstrahlungsverhaltens der schwingenden Struktur [2, 3].

Aktuatormodellierung

Zur Modellierung des Inertialerregers wird dieser entsprechend Abbildung 4 als Einmassenschwinger, gekoppelt mit einem elektrischen System betrachtet [6].

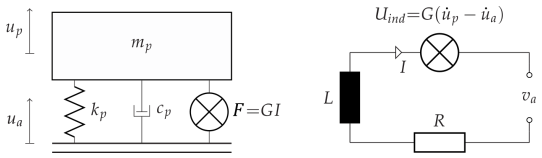

Abbildung 4: Modell des mechanischen (links) und des elektrischen (rechts) Subsystems des Inertialerregers

Mit Masse m_p, Steifigkeit k_p Dämpfungskoeffizient c_p und Anregungskraft F des Einmassenschwingers, Induktivität L, Widerstand R Induktionsspannung U_{ind} und Klemmenspannung v_a des Stromkreises sowie den Auslenkungen von Masse und Anbindungspunkt u_p und u_a, der Stromstärke I und dem Kopplungsfaktor G ergeben sich zur Beschreibung des Systems folgende Differentialgleichungen:

$$\begin{aligned} m_p\ddot{u}_p(t) = &- c_p\left[\dot{u}_p(t)-\dot{u}_a(t)\right] \\ &- k_p\left[u_p(t)-u_a(t)\right] + GI(t) \end{aligned} \tag{1}$$

$$v_a(t) = RI(t) + L\dot{I}(t) + G\left[\dot{u}_p(t)-\dot{u}_a(t)\right] \tag{2}$$

Zur Bestimmung der Parameter wird der zu identifizierende Inertialerreger über einen Kraftsensor auf einem Schwingfundament befestigt, $u_a(t)$ also eliminiert. Weiterhin werden Schnelle $\dot{u}_p(t)$ und Stromstärke $I(t)$ gemessen. Anhand der Übertragungsfunktion von Schnelle zu Kraft wird zunächst die schwingende Masse m_p bestimmt. Die übrigen Parameter werden dann mittels Kurvenanpassung anhand der Übertragungsfunktionen von Klemmenspannung $v_a(t)$ zu $I(t)$ und $v_a(t)$ zu $\ddot{u}_p(t)$ ermittelt und sind in Tabelle 1 angegeben. Modellierte

Tabelle 1: Parameter des Aktuatormodells

m_p [kg]	k_p [kN/m]	c_p [N/ms]	R [Ω]	L [mH]	G [N/A]
0,08	6,39	0,65	8,49	0,96	5,76

und gemessene Übertragungsfunktion von $v_a(t)$ zu $\ddot{u}_p(t)$ sind in Abbildung 5 dargestellt und zeigen eine gute Übereinstimmung.

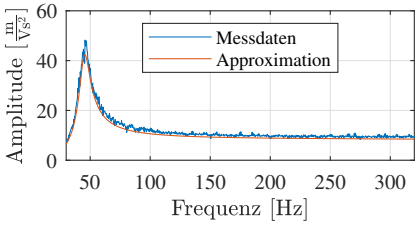

Abbildung 5: Übertragungsfunktion zwischen Eingangsspannung $v_a(t)$ und Beschleunigung $\ddot{u}_p(t)$

Die so identifizierten Parameter ermöglichen eine virtuelle Applikation eines Inertialerregers auf dem Versuchsträger an einer beliebigen Stelle mittels Erweiterung des ursprünglichen Gleichungssystems des FE-Modells.

Controllerauslegung

Ziel der Controllerauslegung für gegebene Primäranregung und Aktuatorposition ist die maximale Reduktion der akustischen potentiellen Energie im Innenraum durch geeignete Ansteuerung des Aktuators. Anhand des vollständig gekoppelten FE-Modells werden zunächst mit einem Frequenzinkrement von 2 Hz die Strukturschnellen infolge von Stör- und Aktuatoranregung berechnet. Die berechneten Strukturschnellen werden dann mit Hilfe der Schallstrahlungsmoden bzgl. der akustischen potentiellen Energie (APE) im Innenraum ausgewertet. Hierzu werden alle Moden mit axialen Indizes von 0-10 und Umfangs-Indizes von 0-15 berücksichtigt (vgl. Abbildung 3), was für das betrachtete System ausreichend ist [3]. Mittels Optimalsteuerung wird dann ein Filter zur Aktuatoransteuerung ausgelegt mit der Minimierung der über der Frequenz integrierten APE als Zielgröße. Wird dieses Vorgehen für mehrere Aktuatorpositionen durchgeführt ergibt sich eine Optimierungsfläche für die Aktuatorposition bzgl. der APE.

Verifikation und Modale Beteiligung

Zur Verifizierung der Auslegungsrechnung wird in Abbildung 6 zunächst ein System mit einem Aktuator und einer Störkraft betrachtet, da hier die Übereinstimmung von Störkraft- und optimaler Aktuatorposition zu erwarten sind.

Die Position der Störkraft ist wie erwartet identisch mit der optimalen Aktuatorposition (hier in Verlängerung der Störkraft dargestellt) und die Optimierungsfläche

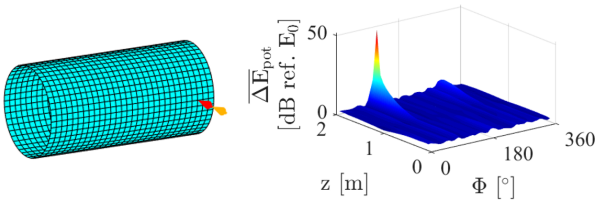

Abbildung 6: System mit einer Störkraft
links: Störkraft- (rot) und opt. Aktuatorposition (orange); rechts: Optimierungsfläche bzgl. Umfangs- (Φ) und axialer Koordinate (z) mit dem Bezugswert $E_0 = 10^{-12}$ J

weist ein ausgeprägtes Maximum auf.
Zur Abschätzung der Beteiligung der einzelnen Schallstrahlungsmoden an der APE werden in [3] Beteiligungskoeffizienten $\sigma_{l,m}$ vorgeschlagen,

$$\sigma_{l,m} = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} |\nu_{l,m}(\omega)|^2 \, d\omega, \text{mit} \tag{3}$$

$$\nu_{l,m}(\omega) = \int_0^{2\pi} \int_0^{l_z} \nu(\Phi, z, \omega) \, u_{l,m}(\Phi, z) \, dz d\Phi. \tag{4}$$

Hierbei sind l und m die Ordnungszahlen der Schallstrahlungsmoden $u_{l,m}$ in axialer bzw. Umfangsrichtung, vgl. Abbildung 3 und den frequenzabhängigen Strukturbeiträgen $\nu_{l,m}(\omega)$. $\nu(\Phi, z, \omega)$ bezeichnet die frequenz- und ortsabhängigen Strukturschnellen. Die Beteiligungskoeffizienten für die Störkraft sind in Abbildung 7 dargestellt.

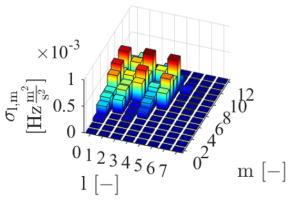

Abbildung 7: Beteiligungskoeffizienten $\sigma_{l,m}$ der Störkraft

Offensichtlich tragen nicht alle berücksichtigten Moden auch signifikant zur APE bei. Die Beteiligungskoeffizienten ermöglichen somit eine Modenauswahl für die Filterauslegung.

Optimale Aktuatorposition

Im Folgenden wird ein System mit zwei Störkräften und einem Aktuator betrachtet. Die Störkräfte weisen über den gesamten betrachteten Frequenzbereich die gleiche Amplitude und eine konstante Phasenbeziehung von 90 ° auf, Abbildung 8.

Die optimale Aktuatorposition ist für die betrachtete Konfiguration identisch mit der der Störkraft, welche geringfügig näher an der Strukturmitte platziert ist. Offenbar dominiert diese Störkraft, da sie weiter vom Strukturrand und somit der Lagerung entfernt ist. Der Vergleich der APE-Verläufe mit und ohne Controller für die optimale Aktuatorposition zeigt eine breitbandige Reduktion der APE, angegeben ist der über den betrachteten Frequenzbereich aufintegrierte und gemittelte Wert.

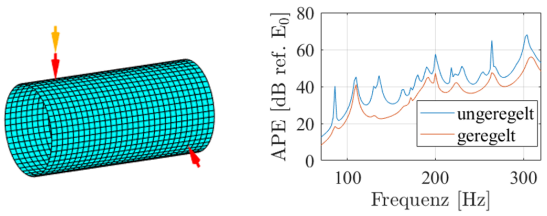

Abbildung 8: System mit zwei Störkräften
links: Störkräfte- (rot) und opt. Aktuatorposition (orange); rechts: Reduktion der APE, $\overline{\Delta E}_{pot} = 7,18$ dB

Reduktion der Modellordnung

Zur Auslegung des Controllers in Abbildung 8 wird der vollständige Satz von 176 Schallstrahlungsmoden verwendet (s.o.). Für die Implementierung am Versuchsträger würde das ein System mit entsprechend vielen Kanälen und insbesondere Sensoren, bspw. Beschleunigungsaufnehmern, erfordern. Anhand von Abbildung 7 ist allerdings ersichtlich, dass ggf. nur ein deutlich reduzierter Satz Schallstrahlungsmoden signifikant zur APE beiträgt. Im Folgenden werden daher die Auswirkungen einer gezielten Vernachlässigung von Schallstrahlungsmoden auf Performance und optimale Aktuatorposition des Systems betrachtet.

Performance

Zunächst wird die Performance bei Berücksichtigung der Schallstrahlungsmoden mit den 60 (Abbildung 9) bzw. 30 (Abbildung 10) höchsten Beteiligungskoeffizienten $\sigma_{l,m}$ untersucht.

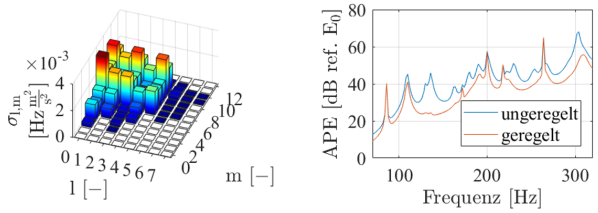

Abbildung 9: Performance mit 60 Moden
links: Berücksichtigte Schallstrahlungsmoden
rechts: Reduktion der APE , $\overline{\Delta E}_{pot} = 6,11$ dB

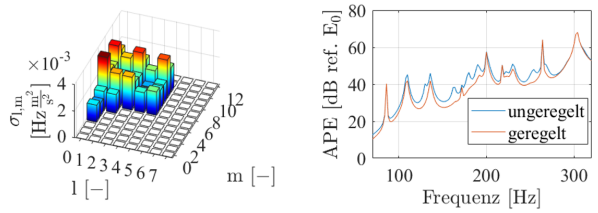

Abbildung 10: Performance mit 30 Moden
links: Berücksichtigte Schallstrahlungsmoden
rechts: Reduktion der APE , $\overline{\Delta E}_{pot} = 2,79$ dB

Die Beschränkung auf 60 Schallstrahlungsmoden führt zu einem leichten, die Beschränkung auf 30 Schallstrahlungsmoden zu einem deutlichen Performance-Verlust gegenüber dem vollständigen Controller, vgl. Abbildung 8. Beim Vergleich von Abbildung 8, rechts, und Abbildung 9, rechts, fallen die Einbrüche bei bspw. 86 Hz,

200 Hz oder 264 Hz auf. Diese entsprechen den Resonanzfrequenzen der akustischen (1,0,0)-, (0,1,0)- und (2,1,0)-Eigenformen. Die zugehörigen Schallstrahlungsformen $u_{1,0}$, $u_{0,1}$ und $u_{2,1}$ werden jedoch anhand des gewählten Kriteriums nach Abbildung 9 nicht berücksichtigt.
In Abbildung 11 ist die Performance mit ebenfalls 60 berücksichtigten Schallstrahlungsmoden dargestellt. Die Modenauswahl erfolgt jedoch nicht wie zuvor über die Beteiligungskoeffizienten, sondern anhand der Modenordnung. Es werden alle Schallstrahlungsmoden $u_{l,m}$ mit den Indizes $l \leq 4$, $m \leq 11$ berücksichtigt.

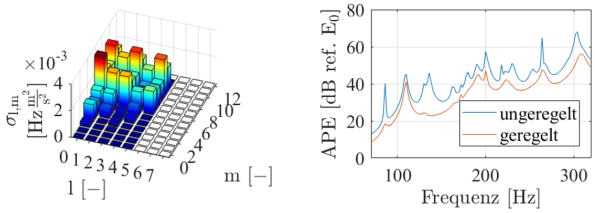

Abbildung 11: Performance mit 60 Moden
links: Berücksichtigte Schallstrahlungsmoden
rechts: Reduktion der APE , $\overline{\Delta E}_{pot} = 7,05\,\mathrm{dB}$

Der Vergleich mit Abbildung 8 zeigt einen lediglich geringfügigen Performanceverlust bei erheblicher Ordnungsreduktion. Die Vernachlässigung der Moden niedriger Ordnung ist also nur bedingt zulässig. Ein möglicher Grund für die Unterschätzung des Beitrags dieser Moden zur APE durch die Beteiligungskoeffizienten ist die Vernachlässigung der Schallstrahlungseffizienzen in Gleichung 4. Dies kann zu einer Überschätzung des Beitrags Moden höherer Ordnung führen, deren zugehörige akustische Eigenformen im betrachteten Frequenzbereich ggf. nur statisch beteiligt sind.

Aktuatorposition

In Abbildung 12 ist die optimale Aktuatorposition für das Systeme mit 60 berücksichtigten Moden nach Abbildung 9 dargestellt.

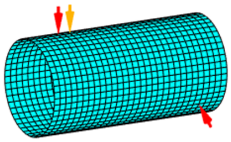

Abbildung 12: Optimale Aktuatorposition (orange) für 60 Moden nach Abb. 9

Die optimale Aktuatorposition ist für den reduzierten Modensatz nicht mehr identisch mit derjenigen für den vollen Modensatz, vgl. Abbildung 8. Die optimale Aktuatorposition ist somit offensichtlich zusätzlich zur Lage der Störkräfte auch von den berücksichtigten Schallstrahlungsmoden abhängig.

Zusammenfassung und Ausblick

Der gewählte Ansatz der Beschreibung durch Schallstrahlungsmoden ermöglicht unter Verwendung der Optimalsteuerungstheorie eine breitbandige Reduktion der akustischen potentiellen Energie im Inneren des Versuchsträgers. Die optimale Position des Aktuators zur Störgrößenunterdrückung ist dabei sowohl eine Funktion der Position der Störkräfte als auch des gewählten Satzes an Schallstrahlungsmoden. Das untersuchte Kriterium zur Modenauswahl anhand der Beteiligungskoeffizienten ist ein guter Indikator bzgl. der Beteiligung der einzelnen Moden an der akustischen Zielgröße, bedarf jedoch noch einer Erweiterung zur Berücksichtigung von Moden niedriger Ordnung.
Neben der Erweiterung dieses Kriteriums erscheint es sinnvoll, das vorgestellt Auslegungsverfahren um etwaige Signallaufzeiten zu erweitern, da für diese ein erheblicher Einfluss auf die Systemperformance zu erwarten ist [7]. Ein so erweitertes Modell ermöglicht dann, in Kombination mit einer vibroakustischen Vermessung des Versuchsträgers, Abbildung 1, die Auslegung und experimentelle Untersuchung eines solchen Ansatzes am Versuchsträger.

Danksagung

Diese Arbeit wurde durch die DFG im Rahmen des Projektes „Aktive Schalleinstrahlungsminderung in Innenräume“ gefördert.

Literatur

[1] Sinapius, M.; Misol, M.: Aktive Schallbeeinflussung. In: Sinapius, M.: Adaptronik. Prinzipe - Funktionswerkstoffe - Funktionselemente - Zielfelder mit Forschungsbeispielen. Springer, Berlin Heidelberg, 2018

[2] Hesse, C.; Vivar Perez, J.; Sinapius, M.: Frequency-Independent Radiation Modes of Interior Sound Radiation. An Analytical Study. Journal of Sound and Vibration 392 (2017), 31–40.

[3] Hesse, C.(2018): Active Control of Composite Fuselage Type Structures with Enclosed Acoustic Cavity. Journal of Fluids and Structures 81 (2018), 565–573.

[4] Biedermann, J.: Energiebasierte Korrelation von strukturdynamischen Messungen mit numerischen Modellen für Strukturen mit hoher modaler Dichte. Dissertation. Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 2016

[5] Fahy, F. J.; Mohammed, A. D.: A Study of Uncertainty in Applications of SEA to Coupled Beam and Plate Systems, Part I: Computational Experiments. Journal of Sound and Vibration 158 (1) (1992), 45–67

[6] Griffin, S.; Lane, S. A.; Hansen, C.; Cazzolato, B.: Active Structural-Acoustic Control of a Rocket Fairing Using Proof-Mass Actuators. In: Journal of Spacecraft and Rockets 38 (2) (2001), 219–225

[7] Haase T.: Optimal Placement of Sensors and Actuators for Feedforward Noise and Vibration Control. In: Ahmed, N. (Hg.): Advances in Noise Analysis, Mitigation and Control (2016), 51-74