

AVC, ASAC oder ANC? Über ein einfaches Ersatz-Modell zum Vergleich aktiver Maßnahmen zur Lärminderung in der Flugzeugkabine

Thomas Kletschkowski¹, Delf Sachau¹

¹ Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Professur für Mechatronik, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, E-Mail Kletsch@hsuuh.de

Einleitung

Aktive Maßnahmen zur Lärminderung können hinsichtlich der verwendeten Sensorik und Aktorik klassifiziert werden. Wird die kinetische Energie einer schallabstrahlenden Struktur mit Hilfe strukturellen Sensoren (z. B.: Beschleunigungsaufnehmer) bestimmt und durch geeignet angesteuerte strukturelle Aktoren (z. B.: elektro-dynamische Schwingungserreger) minimiert, spricht man von Active Vibration Control (AVC) [2]. Wird hingegen die abgestrahlte Schallleistung unter Verwendung akustischer Sensoren (meist Mikrophone) ermittelt und mit Hilfe struktureller Aktoren minimiert, spricht man von Active Structural Acoustic Control (ASAC) [1]. Maßnahmen, die sowohl akustische Sensoren als auch akustische Aktoren (z. B.: elektro-dynamische Lautsprecher) verwenden, sind als Active Noise Control (ANC) [5] bekannt. Welches Konzept zu bevorzugen ist, hängt von der jeweiligen Problemstellung ab.

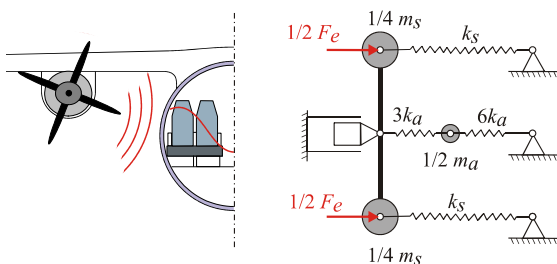


Abbildung 1: Links: Propellerflugzeug mit Antrieb als Lärmquelle (nach [3]). Rechts: Vereinfachtes Ersatz-Modell zur Abbildung der Vibro-Akustik bei Anregung des zweiten Quermodes in der Flugzeugkabine [4].

Die vorliegende Arbeit bezieht sich auf die aktive Lärminderung in der Flugzeugkabine eines Propellerflugzeuges und schlägt ein einfaches Ersatz-Modell zur Abbildung der Vibro-Akustik bei Anregung des zweiten akustischen Quermodes vor [4].

Dieses berücksichtigt die Symmetrie des Problems und besteht, siehe Abbildung 1, aus diskreten Massen und Federn, mit deren Hilfe die elastischen Eigenschaften und die Trägheitseffekte von Struktur (m_s -Strukturmasse, k_s -Struktursteifigkeit) und Luftvolumen (m_a -Luftmasse, k_a -Steifigkeit des Luftvolumens) abgebildet werden.

Der auf die Struktur einwirkende externe Schalldruck wird durch diskrete Lasten $F_e/2$ repräsentiert, die zu gleichen Teilen an den zur Darstellung der Struktur verwendeten Punktmassen angreifen.

Analyse und Vergleich aktiver Maßnahmen

Das vorgeschlagene Ersatz-Modell gestattet den qualitativen Vergleich der mit Hilfe von AVC, ASAC oder ANC erreichbaren Reduktion der potentiellen akustischen Energie im gesamten eingeschlossenen Luftvolumen sowie den qualitativen Vergleich des benötigten Stellaufwandes.

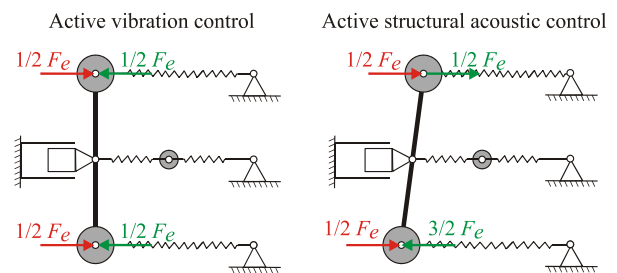


Abbildung 2: Globale aktive Lärminderung mittels AVC (links) und ASAC (rechts) [4].

Es ist unmittelbar einsichtig, dass eine globale aktive Lärminderung sowohl durch AVC als auch durch ASAC erreicht werden kann. Im ersten Fall, vergleiche Abbildung 2 (links), führt die vollständige Kompensation der Anregung zum vollständigen Auslöschen der Strukturschwingungen. Folglich entfällt die Anregung des eingeschlossenen Luftvolumens und dessen potentielle Energie ist minimiert. Im zweiten Fall werden Strukturschwingungen zugelassen, allerdings derart, dass die Schallabstrahlung in das eingeschlossene Luftvolumen minimiert wird. Übertragen auf das vereinfachte Ersatz-Modell bedeutet dies, dass die an den Strukturmassen aufzubringenden Kompensationskräfte in Kombination mit der externen Anregung eine Drehbewegung um den linken Befestigungspunkt der linken Luftfeder erzeugen müssen, vergleiche Abbildung 2 (rechts).

Diese einfachen Überlegungen zeigen, dass sowohl AVC als auch ASAC geeignet sind, die potentielle akustische Energie global zu reduzieren. Der „Preis“ sind allerdings Stellkräfte, die in ihrer Größe der externen Anregung entsprechen.

Eine Alternative bietet die globale aktive Lärminderung mittels ANC. Übertragen auf das hier vorgeschlagene Ersatz-Modell bedeutet dies, das Aufzwingen einer Lagerverschiebung u_l , vergleiche Abbildung 3. Diese repräsentiert die Bewegung einer Lautsprechermembran, die unmittelbar auf die (im Gegensatz zur Struktur) „weiche“ Luftfeder übertragen wird. Um diese Maßnahme mit den zuvor diskutierten Ansätzen vergleichen zu können, ist es notwendig, die globale akustische potentielle Energie in Abhängigkeit von u_l zu berechnen.

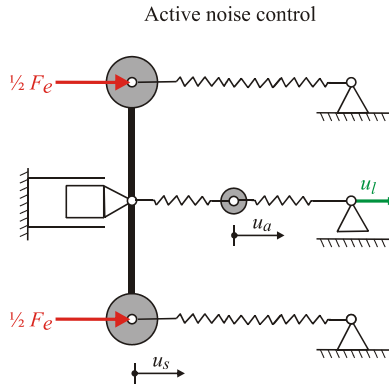


Abbildung 3: ANC repräsentiert durch das Aufzwingen eines Lagerweges u_l [4].

$$\begin{aligned} m_s \ddot{u}_s + (4k_s + 6k_a)u_s - 6k_a u_a &= 2F_e \\ m_a \ddot{u}_a - 6k_a u_s + 18k_a u_a &= 12k_a u_l \end{aligned} \quad (1)$$

Die das vereinfachte Ersatz-Modell nach Abbildung 4 beschreibenden Bewegungsdifferentialgleichungen sind in (1) angegeben.

$$\begin{aligned} F_e(t) &= \text{Re}[\hat{F}_e e^{j\omega t}], \quad u_l(t) = \text{Re}[\hat{U}_l e^{j\omega t}], \\ u_s(t) &= \text{Re}[\hat{U}_s e^{j\omega t}], \quad u_a(t) = \text{Re}[\hat{U}_a e^{j\omega t}] \end{aligned} \quad (2)$$

Ändern sich alle Verschiebungen und Kräfte gemäß (2) harmonisch, folgt unter Verwendung der in (3) eingeführten Abkürzungen

$$\omega_{0a}^2 := \frac{k_a}{m_a}, \quad \eta_a^2 := \frac{1}{18} \frac{\omega^2}{\omega_{0a}^2}, \quad m = \frac{m_s}{m_a}, \quad k = \frac{k_s}{m_a}, \quad (3)$$

$$\omega_{0s}^2 := \frac{k_s}{m_s}, \quad \eta_s^2 := \frac{\omega^2}{\omega_{0s}^2} = 18 \cdot \frac{m}{k} \cdot \eta_a^2$$

das zur Bestimmung der unbekanntenen Verschiebungsamplituden geeignete inhomogene lineare Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} 6 + 4k - 18m\eta_a^2 & -6 \\ -6 & 18k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{U}_s \\ \hat{U}_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2\hat{F}_e/k_a \\ 12\hat{U}_l \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Dessen Lösung ermöglicht die Berechnung der globalen potentiellen akustischen Energie

$$E_{pot,a} = 3k_a |\hat{U}_a - \hat{U}_l|^2 + \frac{3}{2} k_a |\hat{U}_s - \hat{U}_a|^2, \quad (5)$$

die durch

$$\hat{U}_l^{opt} = \frac{1}{k_a} \cdot \frac{2k - (3 + 4k + 9m)\eta_a^2 + 18m\eta_a^4}{4k^2 + a_2\eta_a^2 + a_4\eta_a^4 + a_6\eta_a^6 + a_8\eta_a^8} \cdot \hat{F}_e \quad (6)$$

mit

$$\begin{aligned} a_2 &= -4(3 + 2k + 9m) \\ a_4 &= 3(9 + 12k + 4k^2 + 18m + 24km + 27m^2) \\ a_6 &= -54m(3 + 2k + 3m) \\ a_8 &= 243m^2 \end{aligned} \quad (7)$$

minimiert wird. Der Pegel der globalen akustischen potentiellen Energie wird nach (8) berechnet

$$LE = 120 \log_{10} \left(k_a E_{pot,a} / \hat{F}_e^2 \right), \quad (8)$$

wohingegen

$$RA = 20 \log_{10} \left(12k_a \hat{U}_l^{glob,opt} / \hat{F}_e \right) \quad (9)$$

das Verhältnis (engl.: Relative Actuation (RA)) der zur globalen Lärminderung mittels ANC aufzubringenden Stellkraft zur externen Anregung beschreibt.

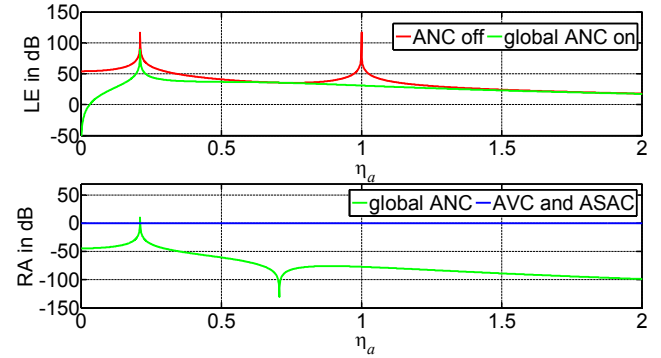


Abbildung 4: Darstellung der globalen akustischen potentiellen Energie (oben) und Vergleich des Stellaufwandes (unten).

Abbildung 4 enthält die Darstellung der globalen akustischen potentiellen Energie (oben) und den Vergleich der relativen Stellkräfte (unten) für $m = 5000$ und $k = 1000$. Sie verdeutlicht, dass die globale NR mittel ANC in der akustische Resonanz ($\eta_a = 1$) lediglich einen Stellaufwand erfordert, der 77dB kleiner ist, als die externe Anregung.

Literatur

- [1] Fahy F. und Gardonio P. Sound and structural vibration. Elsevier, Amsterdam (2007)
- [2] Fuller C. C., Elliott S. J. und Nelson P. A.: Active control of vibration. Academic Press Limited, London, (1996)
- [3] Johansson S.: Active control of propeller-induced noise in aircraft. Algorithms & Methods. PhD-Thesis, BTH Ronneby, Sweden (2000)
- [4] Kletschkowski, T.: Adaptive Feed-Forward Control of Low Frequency Interior Noise. Habilitation (2011), im Druck
- [5] Nelson P. A. und Elliott S. J.: Active control of sound. Academic Press Limited, London (1992)