

Numerische Untersuchung zur aktiven Lärmkompensation in kleinen Räumen

Fabrice Teuma Tsafack¹, T. Kletschkowski¹, D. Sachau¹

¹ Institut für Mechatronik, Helmut-Schmidt-Universität, 22043 Hamburg, E-Mail: teuma@hsu-hh.de

Einleitung

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse numerischer Untersuchungen zur aktiven Lärmkompensation in kleinen Räumen diskutiert. Als Anwendungsbeispiel dient das Cabin Crew Rest Compartment (CCRC) eines Langstreckenflugzeuges mit Strahltrieb. Die im CCRC zu erwartenden breitbandigen Störungen können nicht eindeutig referenziert werden. Dies schließt den Einsatz einer adaptiven Vorwärtsführung aus. Die Anwendung eines Reglers ist möglich, erfordert jedoch eine co-lokale Platzierung von Aktuatoren und Sensoren, wodurch, im Allgemeinen, der Regelungserfolg mit zunehmender Entfernung zur Sensorposition abfällt. Fehlermikrophone und Gegenschalllautsprecher können jedoch nur im Lining des CCRC installiert werden. Um dennoch eine ausgedehnte Ruhezone im Kopfbereich zu erzeugen, können adaptive Regler auf Basis virtueller [1] Mikrophone eingesetzt werden. Der hier diskutierte alternative Lösungsansatz basiert auf der optimalen Platzierung von Fehlersensoren und Gegenschalllautsprechern sowie der optimalen Gewichtung von Fehlersignalen und Lautsprecheransteuerungen. Die in [2] für monofrequente Anregungen vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass eine robuste aktive Schallreduktion mit einem derartigen Vorgehen erreicht werden kann.

Konzeptstudie zur aktiven Lärmkompensation

Modellbildung

Abbildung 1 zeigt den Nachbau eines CCRC. Für die Konzeptstudie wurde ein vibro-akustisches Finite Elemente (FE) Modell mit insgesamt 47629 Freiheitsgraden erstellt, siehe Abbildung 2, das für die numerischen Untersuchungen in ein Freifeld eingebettet wurde. Elastische Strukturen wurden mit linearen Plattenelementen (dreiecksförmig) diskretisiert. Zur Berechnung des Schalldruckes im CCRC wurden Tetraederelemente mit quadratischen Formfunktionen verwendet.

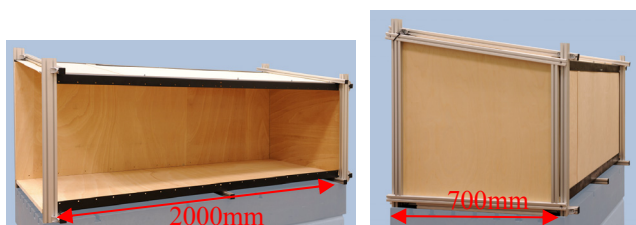


Abbildung 1: Mock-up eines Cabin Crew Rest Compartments bestehend aus einem Rahmen zur Aufnahme von Tischlerplatten (Boden, Stirnseite, Rückseite) und dünnem Fliegersperrholz. Die Frontseite ist unverschlossen.

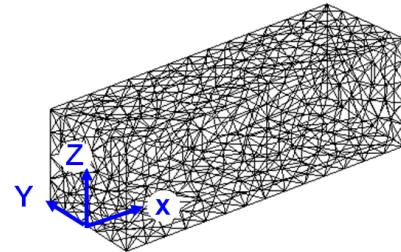


Abbildung 2: Finite Elemente Modell des Cabin Crew Rest Compartments. Punktschallquelle (hier nicht gezeigt) befindet sich im umgebenen Freifeld an der Position $[x = 2,35\text{m}, y = 0,75\text{m}, z = 0,36\text{m}]$. Vibro-akustische Kopplung erfolgt an der elastischen Deckfläche (xy -Ebene für $z = 0,7\text{m}$) und der elastischen Rückseite (yz -Ebene für $y = 0,36\text{m}$). Kopplung zwischen Schalldruck im umgebenen Freifeld und Schalldruck im Compartment erfolgt am Einstieg bei $x = 2\text{m}$. Alle übrigen Flächen sind schallhart modelliert.

Das in Abbildung 2 dargestellte FE Modell wurde zur Berechnung des Primärschallfeldes sowie zur Bestimmung komplexer Übertragungszahlen im Frequenzbereich $50\text{Hz} < f < 230\text{Hz}$ verwendet.

Regelungskonzept

Das analysierte Gegenschallsystem besteht aufgrund der co-lokalen Anordnung aus N Lautsprecher-Sensoren Paaren. An den Sensorpositionen wird sowohl der Schalldruck als auch die Schallschnelle vermessen. Die Schalldrücke werden in der $N \times 1$ Spaltenmatrix $\mathbf{e}_d = \mathbf{G}_d \mathbf{u} + \mathbf{d}$ zusammengefasst. Die $N \times 1$ Spaltenmatrix \mathbf{d} enthält den Primärschall, \mathbf{G}_d ist die $N \times N$ Matrix der komplexen Übertragungszahlen. Die $N \times 1$ Spaltenmatrix \mathbf{u} enthält die Ansteuerungen der Sekundärquellen. Analog dazu berechnet sich die $N \times 1$ Spaltenmatrix der Schallschnelle zu $\mathbf{e}_v = \mathbf{G}_v \mathbf{u} + \mathbf{v}$. Der Schalldruck an N_m Monitormikrophen im Kopfbereich berechnet sich zu $\mathbf{e}_m = \mathbf{G}_m \mathbf{u} + \mathbf{d}_m$. Dessen Reduktion erfordert die Minimierung des Kostenwertes

$$J_m = \mathbf{e}_m^H \mathbf{e}_m. \quad (1)$$

Um dieses Ziel zu erreichen, wurden Anzahl und Position der N Lautsprecher-Sensor Paare mittels eines sequentiellen Verfahrens [3] optimiert. Für jede Konfiguration wurden aus der Kostenfunktion des Reglers

$$J_{Rv} = \mathbf{e}_d^H \boldsymbol{\alpha} \mathbf{e}_d + \mathbf{e}_v^H (\mathbf{I} - \boldsymbol{\alpha}) \mathbf{e}_v \quad (2)$$

in Abhängigkeit der reellwertigen Matrix $\alpha = \text{diag}(\alpha_{ii})$ optimale Ansteuerungen $\mathbf{u}^{opt}(\alpha)$ berechnet. Die N Gleichung (1) minimierenden Gewichte α_{ii} wurden mit Hilfe eines genetischen Optimierungsverfahrens [4] bestimmt.

Die sequentielle Optimierung startete mit der besten aus neunundneunzig möglichen Lautsprecher-Sensor Positionen. Aus den verbleibenden achtundneunzig Positionen wurde das Lautsprecher-Sensor Paar hinzugefügt, das zusammen mit dem im ersten Optimierungsschritt bestimmten Lautsprecher-Sensor Paar die größtmögliche Reduktion von J_m ermöglichte. Das schrittweise Hinzufügen von Lautsprecher-Sensor Paaren wurde fortgesetzt, bis keine weitere Reduktion des Kostenwertes J_m erreicht wurde.

Vorstellung und Diskussion der Ergebnisse

Mit Hilfe der oben beschriebenen Optimierung konnten achtzehn optimale Lautsprecher-Sensor Positionen, siehe Abbildung 3, und achtzehn optimale Wichtungsfaktoren, siehe Tabelle 1, ermittelt werden.

Tabelle 1: Gewichte der Kostenfunktion des Reglers

$\alpha_1 \dots \alpha_6$	0	1	0,36	0,07	0,99	1
$\alpha_7 \dots \alpha_{12}$	0,02	0,81	0,10	0,08	0,15	1
$\alpha_{13} \dots \alpha_{18}$	0,21	0,98	0,98	1	0,98	1

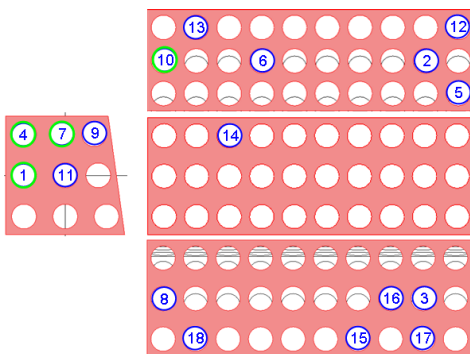


Abbildung 3: Optimale Positionen für Lautsprecher-Sensor Paare. Blau umrandet: Schalldruck stärker gewichtet als Schallschnelle, Grün umrandet: Schallschnelle stärker gewichtet als Schalldruck.

Die in Tabelle 1 angegebenen Ergebnisse verdeutlichen, dass an den Positionen 1, 4, 7, 10, die sich alle am Kopfende des CCRC befinden, fast ausschließlich die Schallschnelle als Fehlersignal in die Regelung eingeht. An den Positionen 2, 6, 12, 18 ist das Fehlersignal hingegen durch den Schalldruck dominiert.

Durch die kombinierte Druck-Schnelle-Regelung wird der Regelungserfolg im Kopfbereich des CCRC vergleichmäßigt und ist nicht auf die Position des Monitormikrophons begrenzt ist, siehe Abbildung 4.

Der am Monitormikrophon im Frequenzbereich von $50\text{Hz} < f < 230\text{Hz}$ erzielte Regelungserfolg ist in Abbildung 5 dargestellt. Im gesamten Frequenzband wurde ein Regelungserfolg von 24dB berechnet.

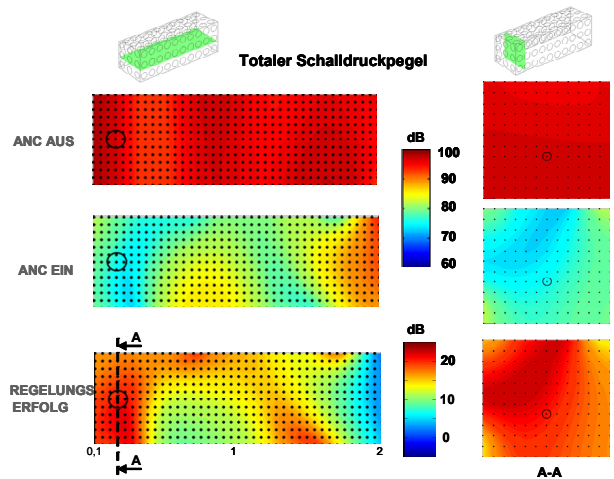


Abbildung 4: Darstellung des Regelungserfolges

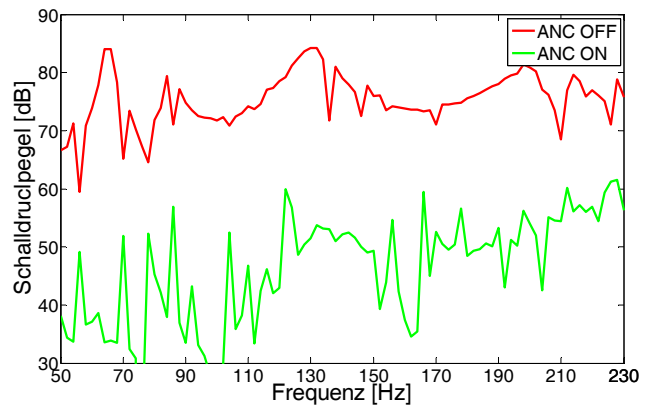


Abbildung 5: Frequenzgang an einem Monitormikrophon (Position $x = 0,25\text{m}$, $y = 0\text{m}$, $z = 0,25\text{m}$) im unregulierten (rot) und geregelten Zustand (grün). Frequenzauflösung beträgt 2 Hz.

Zusammenfassung

Die numerische Konzeptstudie aktiven Lärmkompensation zeigt, dass mit Hilfe einer kombinierten Druck-Schnelle Regelung eine ausgedehnte Ruhezone im Bereich eines Kontrollvolumens berechnet werden kann, wenn sowohl optimale Positionen für die Lautsprecher-Sensor Paare als auch eine optimale Gewichtung zwischen Schalldruck- und Schallschnelle am jeweiligen Sensor berücksichtigt wird. Allerdings ist eine große Anzahl von Komponenten erforderlich, um signifikante Pegelreduktionen im Ergebnis der Berechnungen zu erhalten.

Literatur

[1] Pawelczyk, M.: Adaptive noise control algorithms for active headrest system, in: Control Engineering Practice, 12(9), S. 1101-1112, 2004

[2] Kochan, K.: Dissertation: Robuste aktive Schallreduktion in Flugzeugen. Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg, 2009

[3] Elliot, S.: Signal Processing for active control. Academic Press, London, 2001

[4] MathWorks, Inc.: Matlab Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox User's Guide, Version 2.3 (R2008a)