

Aktiver Helmholtzresonator zur Dämpfung von Hohlraumeigenschwingungen

H. SPANNHEIMER¹, R. FREYMAN¹, H. FASTL²

(¹ BMW AG, München; ² Lehrstuhl für Mensch-Maschine-Kommunikation, TU München)

1. EINLEITUNG

Die Anregung von Hohlraumeigenschwingungen beim Rollen auf unebenen Fahrbahnen führt im Innenraum von Kraftfahrzeugen zu erheblichen Schalldruckpegeln, die insbesondere bei Fahrzeugen der Oberklasse den akustischen Komfort deutlich mindern können. Aufgrund der tiefen Frequenzen, - die erste Hohlraumeigenfrequenz liegt typisch zwischen 50 und 90 Hz -, lassen sich herkömmliche Schalldämpfungs- und -dämpfungsmaßnahmen nur bei nicht vertretbaren Gewichts- und Volumennachteilen durchführen. Eine Alternative stellt die Verwendung eines Helmholtzresonators als akustischer Tilger von Hohlraumeigenschwingungen dar [1, 2]. Nachteilig erweist sich jedoch der dafür erforderliche große Volumenbedarf. Es wird gezeigt, wie durch die Anordnung eines aktiven Helmholtzresonators dieser große Platzbedarf wesentlich reduziert werden kann, ohne daß Einbußen in der akustischen Wirksamkeit auftreten.

2. DYNAMISCHE ANTWORT EINES HOHLRAUM-RESONATOR-SYSTEMS

Ausgangspunkt für die folgenden mathematischen Betrachtungen bildet die modale Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines in einen Hohlraum mit schallharten Wänden eingeschlossenen Gasvolumens [2], das durch eine schwingende Fläche A_a am Ort \mathbf{x}_a mit der Beschleunigung \ddot{x}_a angeregt wird. Für Frequenzen nahe der r -ten Eigenfrequenz genügt es für die Antwort des Hohlraums (Schalldruck p am Ort \mathbf{x} im Hohlraum) nur den von der r -ten Eigenschwingung herrührenden Beitrag zum Schalldruck in Betracht zu ziehen, da dieser die Hohlraumantwort dominiert. Berücksichtigt man einen am Ort \mathbf{x}_R an den Hohlraum angekoppelten Helmholtzresonator, dann erhält man für die dynamische Antwort dieses Hohlraum-Resonator-Systems:

$$\frac{p}{\ddot{x}_a} = C \cdot \frac{\kappa^2 - \eta^2 + i \cdot 2\eta\kappa\vartheta_R}{\eta^4 - \eta^2(1 + \kappa^2 + 4\kappa\vartheta_r\vartheta_R) + \kappa^2(1 - \eta^2\mu) - i \cdot 2[\eta^3(\vartheta_r + \kappa\vartheta_R) - \eta\kappa(\kappa\vartheta_r + \vartheta_R)]} \quad (1)$$

$$\text{mit dem Wirksamkeitsfaktor } \mu = \frac{E_R}{E_r} = 2 \cdot \frac{\Theta_r^2(\mathbf{x}_R)}{\Theta_r^2} \cdot \frac{V_R}{V_H} \quad (2)$$

Darin bedeuten:

$\eta = \omega / \omega_r$	dimensionsloser Frequenzfaktor,
$\kappa = \omega_R / \omega_r$	dimensionsloses Eigenkreisfrequenzverhältnis,
$\omega_r, \vartheta_r, K_r$	Eigenkreisfrequenz, modaler Dämpfungsfaktor, modale Steifigkeit der r -ten Eigenform,
$\Theta_r(\mathbf{x})$	Schalldruckverteilung der r -ten Eigenform ($\hat{\Theta}_r$, Max. Druckamplitude),
ω_R, ϑ_R	Eigenkreisfrequenz und dimensionsloses Dämpfungsmaß des Resonators,
\mathbf{x}_R	Ort des Resonators im Hohlraum,
V_R, V_H	Volumen des Resonators bzw. des Hohlraums,
E_R, E_r	Energie im Resonator bzw. Energie der r -ten Eigenschwingung
und $C = \frac{A_a \cdot \Theta_r(\mathbf{x}_a) \cdot \Theta_r(\mathbf{x})}{K_r \cdot \omega_r^2}$	

Der Abbau der Schalldrucküberhöhung in der Hohlraumeigenschwingung durch einen Helmholtzresonator wird wesentlich von dem Wirksamkeitsfaktor μ bestimmt (Abb. 1), wobei Dämpfung und Eigenfrequenz des Resonators jeweils optimal auf die Kennwerte der Hohlraumeigenschwingung und auf den Wirksamkeitsfaktor abzustimmen sind. Gute Wirksamkeit erfordert nach Gleichung (2) neben der Anbringung des Resonators im Schalldruckmaximum ein großes Resonatorvolumen. Z.B. benötigt man für eine Schallpegelreduktion in einer Hohlraumeigenschwingung mit einem Dämpf-

fungsmaß von 9 % um ca. 8 dB ein Resonatorvolumen, das 1/10 des Hohlraumvolumens beträgt (Abb. 1, $\mu = 0,2$). Da dieses Volumen in einem Kraftfahrzeug nicht zur Verfügung steht, wurde eine alternative Lösung entwickelt.

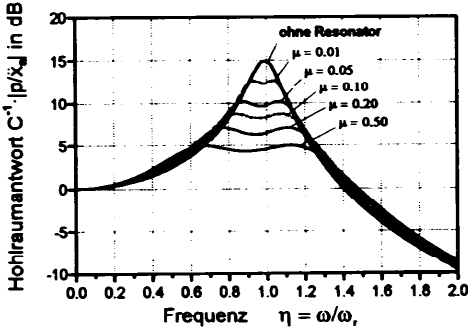


Abb. 1: Dynamische Antwort eines Hohlraum-Resonator-Systems.

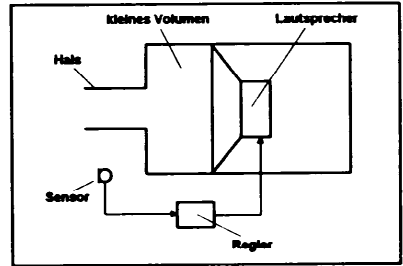


Abb. 2: Aufbau des aktiven Helmholtzresonators.

3. DER AKTIVE HELMHOLTZRESONATOR

Der Grundgedanke des aktiven Helmholtzresonators besteht darin, das bei einem passiven Helmholtzresonator erforderliche große Volumen durch eine aktive Anordnung zu simulieren. Man verwendet den Hals eines großvolumigen passiven Helmholtzresonators, bei dem sich durch den Einsatz von Dämpfungsmaterialien und durch Verändern der Geometrie die Dämpfung und die schwingende Luftmasse festlegen läßt. Anstatt des großen Volumens koppelt man ein kleines, durch einen Lautsprecher abgeschlossenes Volumen an (Abb. 2). Ein weiteres kleines Volumen dichtet den Lautsprecher nach außen schalldicht ab. Über einen Regelkreis steuert man den Lautsprecher so an, daß der aktive Helmholtzresonator dieselbe Nachgiebigkeit aufweist, wie ein großvolumiger passiver Helmholtzresonator, d.h. die Luftmasse im Hals soll sich beim Einfallen einer Schallwelle bewegen, als sei sie mit einem großen Volumen verbunden. Dazu muß das kleine Volumen mit Lautsprecher die effektive Steifigkeit des großen Volumens nachbilden (Regelung der Steifigkeit).

Für den Aufbau des Regelkreises hat sich folgende Anordnung als zweckmäßig erwiesen (Abb. 2): Ein elektroakustischer Sensor detektiert den Schalldruck vor dem Resonator in der Nähe des Halses. Seine Ausgangsspannung wird nach Filterung in einem Regler über einen Verstärker dem Lautsprecher zugeführt.

Entwickelt man ein mechanisches Ersatzschaltbild des gesamten Systems und setzt die daraus für den aktiven Helmholtzresonator errechnete Nachgiebigkeit mit der des gewünschten passiven Helmholtzresonators gleich, kann die erforderliche Übertragungsfunktion des Reglers abgeleitet werden. Die Übertragungsfunktion vom Druck vor dem Resonator (p_a) zur Spannung am Lautsprecher (U_{LS}) muß Gleichung (3) genügen, einer Filtrvorschrift mit zwei Polen und zwei Nullstellen:

$$\frac{U_{LS}}{p_a} = \frac{C_1 \cdot s^2 + C_2 \cdot s + C_3}{C_4 \cdot s^2 + C_5 \cdot s + C_6} \quad (3)$$

mit: $C_1 \dots C_6$ Parameter, abhängig von Lautsprecherkennwerten, Abmessungen des Aufbaus und von den Daten des effektiven Helmholtzresonators,
 s komplexe Kreisfrequenzvariable $i\omega$.

Sind neben den Parametern des effektiv gewünschten Resonators die Daten des Lautsprechers und

die geometrischen Verhältnisse des Aufbaus bekannt, dann lassen sich die Koeffizienten $C_1 \dots C_6$ und damit die Übertragungsfunktion des Reglers bestimmen.

Einen typischen Frequenzgang dieses Reglers zeigt Abb. 3. Er weist im Frequenzbereich der effektiven Resonanzfrequenz ω_R des aktiven Helmholtzresonators einen fallenden Phasenverlauf und maximale Amplitude auf. Bei Frequenzen nahe der Lautsprecherresonanz verzeichnet man minimale Amplitude und einen ansteigenden Phasengang. Der Regler kompensiert hier das Resonanzübertragungsverhalten des Lautsprechers.

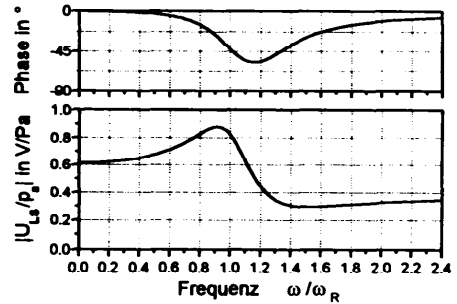


Abb. 3: Frequenzgang des Reglers.

4. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Nach dem oben beschriebenen Prinzip wurde ein aktiver Helmholtzresonator aufgebaut und seine Wirksamkeit zur Dämpfung von Hohlraumeigenschwingungen überprüft. Der Regler wurde in Analogtechnik realisiert. Als Sensor fand ein Elektretmikrofon Verwendung und ein elektrodynamischer Lautsprecher diente als Stellglied.

Um das Resonanzverhalten des aktiven Helmholtzresonators im Frequenzbereich der effektiven Resonanzfrequenz nachzuweisen, wurde die Druckübertragungsfunktion vom Druck vor dem Resonatorhals (p_a) zum Druck im Resonator (p_i) gemessen und mit der für einen passiven großvolumigen Helmholtzresonator berechneten verglichen. Abb. 4 zeigt, daß sich mit einem kleinen aktiven Helmholtzresonator das gewünschte Übertragungsverhalten eines großvolumigen Helmholtzresonators sehr gut nachbilden läßt.

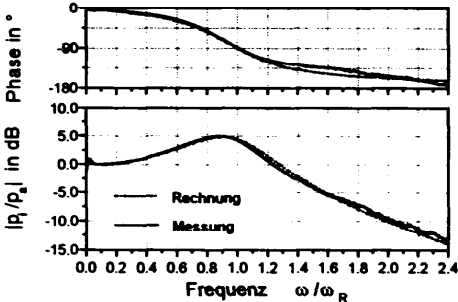


Abb. 4: Druckübertragungsverhalten des aktiven Helmholtzresonators.

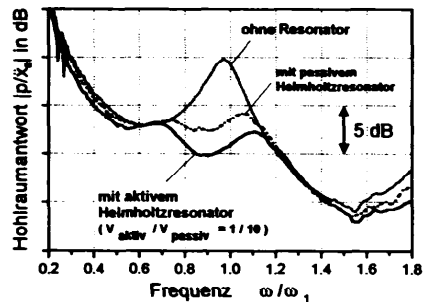


Abb. 5: Wirkung des aktiven Helmholtzresonators an einem Modellhohlraum.

Die Wirkung des aktiven Helmholtzresonators zur Dämpfung von Hohlraumeigenschwingungen wurde sowohl an einem geometrisch einfachen Modellhohlraum als auch an einem Fahrzeug untersucht.

Abb. 5 stellt für den Modellhohlraum die Wirkung eines aktiven und eines passiven Helmholtzresonators als akustische Tilger von Hohlraumeigenschwingungen dar. Sowohl der aktive als auch der passive Helmholtzresonator wurden hinsichtlich Dämpfung und Eigenfrequenz sorgfältig auf die Hohlraumeigenschwingung abgestimmt. Die dynamische Antwort des mit einem Lautsprecher

breitbandig angeregten Modellhohlraums ohne Resonator weist eine erhebliche Schalldrucküberhöhung bei der Frequenz ω_1 der ersten Hohlraumeigenschwingung auf. Sie kann durch den aktiven Resonator fast vollständig abgebaut werden. Der konventionelle Helmholtzresonator mit 10mal größerem Volumen genügt nicht, um die gleiche Schalldruckminderung zu erzielen, obwohl sein Volumen bereits 1/10 des Hohlraumvolumens beträgt.

Die Messungen im Fahrzeug bestätigen dieses Ergebnis: Abb. 6 zeigt den Abbau des Rollgeräusches in der ersten Hohlraumeigenschwingung bei Fahrt auf rauher Fahrbahn.

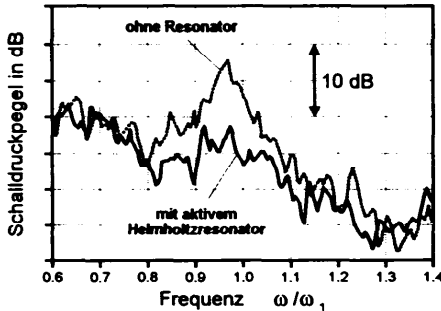


Abb. 6: Wirkung des aktiven Helmholtzresonators in einem Fahrzeug (ω_1 - 1. Hohlraumeigenkreisfrequenz).

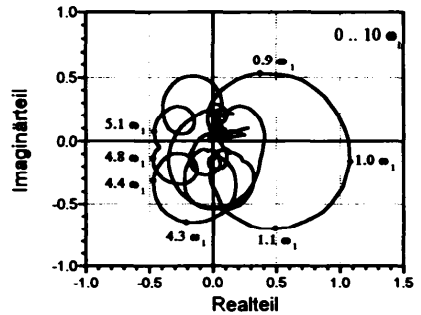


Abb. 7: Nyquist-Stabilitätsortskurve des offenen Regelkreises.

Ein wesentliches Kriterium bei aktiven Systemen ist das Stabilitätsverhalten des Regelkreises. Der vom Lautsprecher im Resonator abgestrahlte Schall koppelt über den Hohlraum zum Mikrofon zurück. Da insbesondere bei Anwendungen in Kraftfahrzeugen diese Sekundärstrecke starken Veränderungen ausgesetzt ist (z.B. Türen/Fenster auf/zu, etc.), muß die Regelkreisstabilität genau geprüft werden. Dazu bestimmt man die Nyquist-Stabilitätsortskurve des aufgetrennten Regelkreises. Die für den aktiven Helmholtzresonator experimentell am Modellhohlraum ermittelte Stabilitätsortskurve (Abb. 7) dokumentiert ein ausgesprochen stabiles Regelkreisverhalten. Man entnimmt einen Amplitudenrand von etwa 2,3. Den Wirkungsbereich des Systems bei der Frequenz ω_1 der ersten Hohlraumeigenschwingung erkennt man in der rechten Halbebene mit positivem Realteil. Die Amplitude ist hier doppelt so groß, wie bei den für die Stabilität maßgebenden Punkten mit negativem Realteil bei der 5-fachen Resonanzfrequenz in der linken Halbebene.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Bei dem hier vorgestellten aktiven Helmholtzresonator ersetzt ein durch einen geschlossenen Regelkreis angesteuerter Lautsprecher das große Volumen eines passiven Helmholtzresonators. Dieses System verfügt bei sehr guter Regelkreisstabilität über das gleiche Übertragungsverhalten und die gleiche Wirkung als Tilger von Hohlraumeigenschwingungen wie ein um ein Vielfaches größerer passiver Helmholtzresonator. Die Wirksamkeit und das Übertragungsverhalten konnten in Versuchen bestätigt werden.

6. LITERATUR

- [1] Freymann, R.: Passive and Active Damping Augmentation Systems in the Fields of Structural Dynamics and Acoustics. American Institute of Aeronautics and Astronautics AIAA-CP 891, 1989, S. 348-361.
- [2] Freymann, R., Beer, R.: Über das dynamische Verhalten von Hohlraumsschwingungen. Fortschritte der Akustik - DAGA 90, DPG-GmbH, Bad Honnef, 1990, S. 819-822.