Zum Einsatz von Helmholtz-Resonatoren zur Schallreduzierung im Klimakanalsystem von Schienenfahrzeugen

Haike Brick, Karl-Richard Kirchner

E-Mail:Haike.Brick@de.transport.bombardier.com, Karl-Richard.Kirchner@de.transport.bombardier.com
Bombardier Transportation, 16761 Hennigsdorf

Einleitung

Soll für vorhandene Klimaanlagen mit stark begrenztem Bauraum nachträglich der Schalleintrag in das Fahrzeuginnere reduziert werden, dann bietet sich der Einsatz von schalltechnisch kompakten Helmholtz-Resonatoren an. Der im vorliegenden Fall sehr begrenzte konkrete Bauraum und die präzise vorgegebenen Einsatz-Positionen machen spezielle, ungewöhnliche Formen der Helmholtz-Resonatoren erforderlich. Zunächst wurde im Bereich ebener Wellenausbreitung durch ein Vierpol-Modell mit generisch, einfach geformten Helmholtz-Resonatoren geprüft, ob die Einsatzpositionen und der verfügbare Bauraum die erforderliche Schallreduzierung im gewünschten Frequenzbereich prinzipiell ermöglichen. Die Wirksamkeit wird mit Einfügungsdämmung (Insertion loss) quantifiziert. Ein einfallendes diffuses bzw. ebenes Wellenfeld stellt die akustische Anregung dar. Die Wirksamkeit der detaillierten Konstruktion der Helmholtz-Resonatoren wird mit BEM simuliert, exemplarisch gebaut und messtechnisch validiert. Für die Messung der Einfügungsdämmung wird der Klimakanal in Kombination mit einzelnen Helmholtz-Resonatoren zwischen Hallraum (Senderaum) und einem reflexionsarmen Raum (Empfangsraum) eingebaut. Die Einfügungsdämmung wird mittels Intensitätsmesstechnik aus der Differenz der Schallleistung am Kanalausgang für verschiedene Konfigurationen ermittelt.

Ausgangssituation

Szenario: Durch schalltechnische Untersuchungen wurden Schallleistungspegel an der Ansaugöffnung eines Klimakanalsystems deutlich, die die akustischen Eigenschaften des Schienenfahrzeuges im Innenraum verschlechtern. Daher sollte eine technisch effektive und kostengünstige Schallreduktion auf dem Ausbreitungspfad so durchgeführt werden, so dass die geforderten akustischen Werte ohne Einschränkung der aerodynamischen Anforderungen eingehalten werden. Im vorliegenden Fall wird der gemessene Schallleistungspegel am Kanalausgang durch die Terzen 160 – 250 Hz dominiert. Die schalltechnischen Möglichkeiten zur Lösung des Problems werden durch drei weitere Vorgaben eingeschränkt: erstens müssen sämtliche Minderungsmaßnahmen aus Platzgründen am ‚Ende' des Kanalsystems (d.h. entfernt von der Schallquelle) durchgeführt werden, zweitens werden sowohl die exakten Positionen als auch die verfügbaren räumlichen Dimensionen vorgegeben und drittens ist die Verwendung von üblichen porösen Absorptionsmaterialien (Fasern und Schäume) unerwünscht.

Die Drehzahlen der wesentlichen Geräuschquellen (zwei unterschiedliche Radialventilatoren) können im Betrieb variieren. Eine schmalbandige Frequenzanalyse der Schallquellen steht nicht zur Verfügung. Im Kanal wird von einer mittleren Temperatur zwischen 15-20 °C ausgegangen. Im kleinsten und längsten Rohrquerschnitt beträgt die Strömungsgeschwindigkeit entgegengesetzt zur Schallausbreitungsrichtung maximal 12 m/s, d.h. v < 0.1 Mach. Der Druckverlust des Kanalsystems darf durch die Schallreduktionselemente nicht erhöht werden.

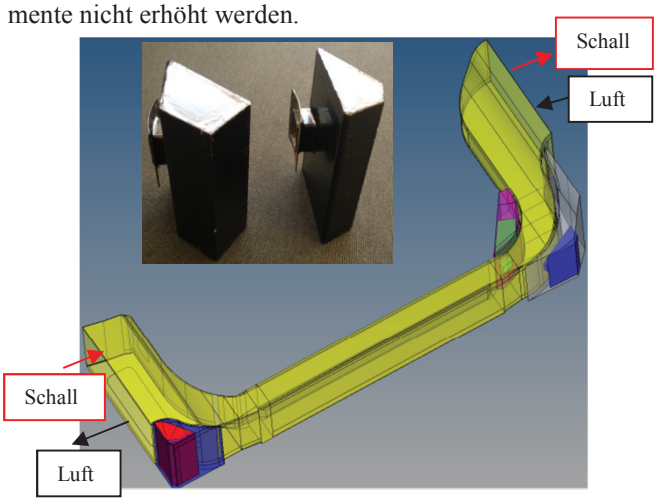


Abbildung 1: Endstück des Ansaugkanals (gelb), verfügbarer Bauraum für Schallreduktionselemente (transparent grau, margenta, und blau) und Entwurf von Helmholtz-Resonatoren innerhalb der Bauräume; **Foto**: zwei der getesteten Helmholtz-Resonatoren

Für ein Experiment steht ausschließlich das Endstück des Ansaugkanals zur Verfügung. Die möglichen Einbaupositionen liegen jeweils nahe am Ein- und Auslass des Kanals an der Innen- bzw. Außenseite von rechtwinkligen Umlenkungen, siehe Abbildung 1. Damit sind nur einseitige und nicht konzentrische Anordnungen möglich. Die vorgegebenen Positionen befinden sich nicht am kleinsten Kanalquerschnitt. Der verfügbare Einbauraum beträgt für zwei Positionen jeweils 4 dm^3 und für die dritte mögliche Anordnung 7 dm^3. Die Geometrien der Einbauräume sind relativ komplex, d.h. die Formen sind prinzipiell dreieck- oder quaderförmig, enden aber oft in engen spitzen Winkeln. Die maximal mögliche Einbautiefe senkrecht zur Kanalwand beträgt 0,08 -0,1 m.

Zur Auswahl der Elemente

Eine phänomenologische Überlegung zeigt, dass eine hohe Schallreduktion durch Kanalabsorption prinzipiell möglich ist, wenn der Kanalumfang vollständig über eine große Kanallänge (im Vergleich zur freien Kanal-Querschnittsfläche) mit einem Material hohen Absorptionsgrades belegt wird. Im vorliegenden Fall kann der Umfang weder voll noch über längere Strecken mit einem guten Absorptionsmaterial belegt werden. Auch der Einsatz reaktiver konzentrischer Resonatoren, die in [4] diskutiert werden und eine gute schalltechnische Lösung für eine niederfrequente, breitbandige Kanal-Schalldämmung darstellen, ist unmöglich. Für die erforderliche niederfrequente Schalldämmung (>140 Hz)

in Verbindung mit einem einseitigen Einbau stehen damit lediglich λ/4- und Helmholtz-Resonatoren zur Verfügung. Da der Einbau seitlich zum Kanal erfolgt, müssen diese Elemente nicht direkt durchströmt werden. Dabei erscheinen λ/4-Resonatoren (wegen des Arbeitsprinzips auch als ‚Interferenz-Dämpfer' bezeichnet) auf Grund ihrer einfachen geometrischen Konstruktion und einer möglichen nachträglichen Abstimmung für den Einsatz im Schienenfahrzeug gut geeignet. Zur Abstimmung ist lediglich eine Verlängerung / Verkürzung notwendig. In jedem Fall müssten diese λ/4-Resonatoren für den verfügbaren Einbauraum gefaltet werden, um eingebaut zu werden. Die λ/4-Resonatoreigenschaften werden zudem entscheidend durch Auslassfläche bestimmt: die Öffnungsfläche sollte nur so groß sein, dass die Impedanz (Masse) des Luftraumes vor der Öffnung zumindest nur einen geringen Einfluss auf das Schwingungsverhalten hat. Andererseits darf die Auslassfläche des Resonators nicht zu klein sein im Verhältnis zum freien Kanalquerschnitt [4]. λ/4-Resonatoren wirken wegen ihres Arbeitsprinzips relativ schmalbandig (mit ungeradzahligen Vielfachen) und sind nicht sehr gut für veränderliche Drehzahlen geeignet.

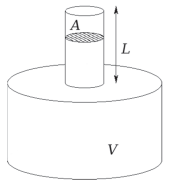
Helmholtz-Resonatoren

Helmholtz-Resonatoren wurden als Tongeneratoren und Schallanalysatoren entwickelt. Hermann von Helmholtz hatte die Resonatoren 1857 in Bonn der Öffentlichkeit vorgestellt und 1865 bei Rudolf König in Auftrag gegeben [5],[6]. Für die Konstruktion der Resonatoren hatte Helmholtz eine mathematische Formulierung vorgegeben. Rudolf König übernahm die frequenzgenaue Herstellung der Resonatoren zunächst aus Glas und später aus Messing. Allerdings wurden sowohl für die Glas- als auch die Messing-Resonatoren durch König nachträglich eine ‚mechanische' Stimmung durchgeführt [6]. König hat mit dem fein abgestimmten Satz von Helmholtz-Resonatoren ein Analyse-Werkzeug geschaffen, das in dieser Zeit zu einer Art Emblem für das zeitgemäße ‚analytische Schallkonzept' wurde [6]. Dieser kurze, unvollständige historische Abriss verdeutlicht die bis heute mit den Resonatoren verbundenen Herausforderungen und gibt damit indirekt entscheidende Konstruktionshinweise: Dichtheit (Siegellack); die schallharte Wandung (Messing); die Form (Luftfeder) sollte akustisch kompakt gestaltet sein. Die Probleme der Frequenzabstimmung, Formgebung/Gestalt und Übereinstimmung mit der mathematischen Berechnungsformel sind umso geringer, je größer die Wellenlänge im Vergleich zu den Abmessungen des Resonators ist. Für die Auslassöffnung gilt ähnliches wie beim λ/4-Resonator. Wird die effektive Halslänge einseitig geändert (z.B. durch Strömung im Hauptrohr) dann müssen für beide Seiten verschiedene Endkorrekturen ermittelt werden [10]. Die scheinbar erste Nutzung der Helmholtz-Resonatoren zur Geräuschreduktion findet sich in Lord Rayleighs ‚Theory of Sound'[7].

Die Resonanzfrequenz eines Helmholtz-Resonators wird nach der folgenden Formel bestimmt (u.a. in [7])

$$f_r = \frac{c_0}{2\pi}\sqrt{\frac{A}{V(L+2\delta_R)}}. \qquad [\mathrm{Hz}] \qquad (1)$$

Die Formelzeichen sind in Abbildung 2 erläutert.



A: Fläche des Halses
L: Länge des Halses
V: Volumen
c_0: Schallgeschwindigkeit
δ_R: Endkorrektur

Abbildung 2: Prinzipieller Aufbau eines Helmholtz-Resonators [1]

Zur schalltechnischen Bewertung der schallreduzierenden Elemente

Die vorliegende projektorientierte Untersuchung erzwingt gleichsam auf Grund der Aufgabenstellung die Bewertung der Einfügungsdämmung (Insertion Loss), d.h. den Vergleich der gemessenen Schallleistung W am Kanalausgang mit und ohne eingebaute schallreduzierende Elemente.

$$IL = 10\log_{10}\frac{W_{ohne\,HR}}{W_{mit\,HR}}. \qquad [\mathrm{dB}] \qquad (2)$$

Für die unabhängige Entwicklung und Bewertung der Einzelelemente wäre die Schalldämmung (Transmission Loss) besser geeignet, erfordert allerdings einen reflektionsarmen Abschluss des Kanals, der für die Messung nicht zur Verfügung stand.

$$TL = 10\log_{10}\frac{W_{einfallend}}{W_{durchgelassen}}. \qquad [\mathrm{dB}] \qquad (3)$$

Die Einfügungsdämmung ist ebenfalls abhängig von der Geometrie der Gesamtanordnung, d.h. Kanallänge, der relativen Position der Resonatoren im Verhältnis zur Gesamtlänge und der Quellimpedanz. Da hier nur der letzte Abschnitt des Kanalsystems untersucht wird, ist die Einfügungsdämmung nicht als absolutes Maß zu verstehen.

Die Vorgehensweise

Um eine grundlegende Aussage über das Zusammenspiel der räumlichen Dimensionen (Kanal & Einbauten) und der Wirksamkeit der Resonatoren zu erhalten, wurde ein Vierpol-Modell für ebene Wellenausbreitung (bis ca. 450 Hz) mit Sidlab 3.2 [2] erstellt. Dabei wurde gleichzeitig versucht, einen Weg vom CAD-Modell zum Sidlab-Modell zu finden, um auf einfache Art die einzelnen freien Kanalquerschnitte zu ermitteln. Die Anzahl der Einzelelemente wurde absichtlich hoch gehalten, um für die Bestimmung und den Vergleich der Einfügungsdämmung (IL) detaillierte Positionen für schalltechnische Einbauten auswählen zu können. Die Kanalkrümmung wurde bewusst im Modell vernachlässigt, die Krümmungen wurden lediglich als Erweiterungen bzw. Verengungen modelliert. Sidlab bietet einerseits die Nutzung vollständig parametrisierter schalltechnischer Elemente an und ermöglicht andererseits auch die eigene Zusammenstellung von Elementen (s. Abbildung 3).

Für die Vorauslegung der drei möglichen Helmholtz-Resonatoren wurde die grundlegende Formel (1) verwendet und die Resonatoren so abgestimmt, dass sie einerseits möglichst den geforderten Frequenzbereich abdecken und andererseits keine Interaktion durch Überschneidung der Frequenzbereiche verursachen. Zudem wurde versucht, auch geometrische Gesichtspunkte, die für die Schallreduktion, die Strömung oder die Montage wichtig sind, zu berücksichtigen.

Die gewählte quadratische Resonator-Halsfläche beeinflusst beispielsweise die Mündungskorrektur δ_R [10]. Ergebnis der

Sidlab-Rechnung ist einerseits, dass die drei vorhandenen Bauräume hinreichend groß sind und andererseits eine hohe Einfügungsdämmung für das ausgewählte Frequenzband erzielt werden kann.

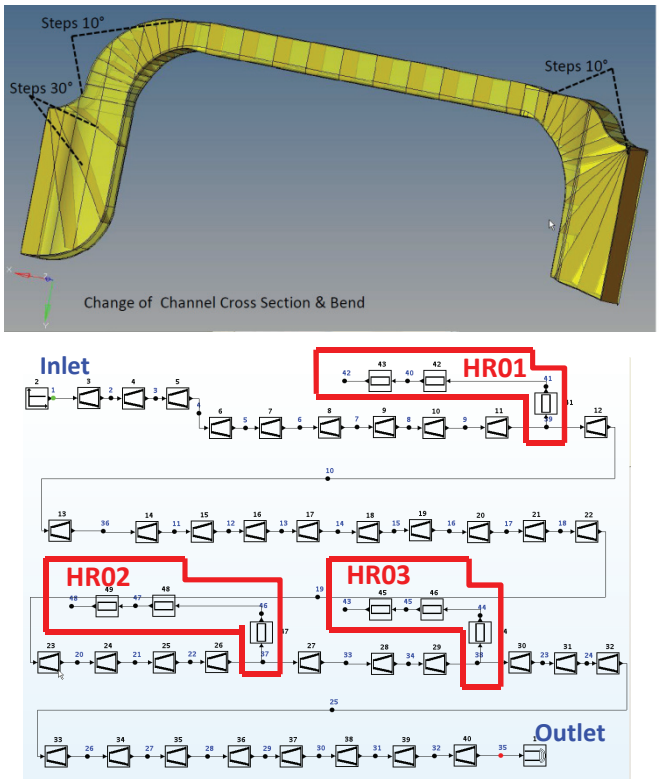


Abbildung 3: oben: Zerlegung der Kanalgeometrie in Teilabschnitte; **unten**: Sidlab3.2-Model des Kanals mit Helmholtz-Resonatoren

Gemäß der Literatur, z.B. [7]-[9], garantiert die Vorgabe der grundlegenden Dimensionen der Helmholtz-Resonatoren noch nicht, dass die gewünschte Frequenzabstimmung praktisch erzielt wird, wenn es zu einer Geometrieverzerrung des Resonators kommt. Deshalb wurde die Resonanzfrequenz der den Bauräumen angepassten Resonatoren mit LMS VirtualLab 13.1 [3] (BEM) als schallharte Körper im freien Raum getestet und mit idealen Geometrien verglichen: eine Monopol-Quelle (entfernt und nicht in direkter Sichtlinie der Resonator-Öffnung) und Mikrofone wurden vor der Öffnung und im Innenraum des Resonators plaziert. In diesen numerischen Untersuchungen konnte keine Abhängigkeit der Resonanzfrequenz von der Form des Resonatorvolumens festgestellt werden. Die Resonanzfrequenzen entsprachen mit hoher Genauigkeit den Designfrequenzen nach Formel (1).

Die gebauten Helmholtz-Resonatoren wurden einem der Simulation vergleichbaren messtechnischen Test unterzogen. Für die akustische Anregung wurde Rosa Rauschen verwendet. Bei jedem Resonator konnten Abweichungen der Resonanzfrequenz zu niedrigeren Frequenzen um 6-7 % gegenüber der Designfrequenz festgestellt werden, siehe Tabelle 1.

Experimentelle Untersuchung

Zur experimentellen Charakterisierung der Wirksamkeit der Helmholtz-Resonatoren wurde der Kanal mit der Auslassöffnung vollständig im reflektionsarmen Raum aufgebaut. Die Einlassöffnung befindet sich in der Wandung eines Hallraums (> 200 m³), der mit einem omni-direktionalen Lautsprecher durch Rosa Rauschen angeregt wird.

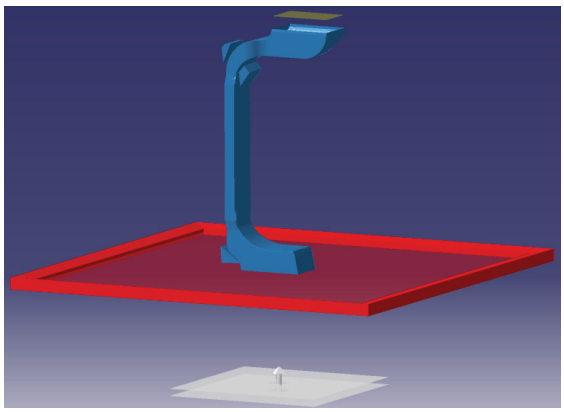


Abbildung 4: Aufbau des BEM-Modells für die Bestimmung der Einfügungsdämmung, hier mit ebenem Schalleinfall gezeigt

Die ohne und mit Helmholtz-Resonatoren gemessene Schallintensität an der Auslass-Öffnung wird für die Berechnung der Einfügungsdämmung verwendet. Die Messung wurde sowohl für einzelne Resonatoren als auch für die geplante Gesamtanordnung mit drei Helmholtz-Resonatoren durchgeführt. Alle Messungen wurden mit vollständig offenen Resonatoren (d.h. ohne zusätzliche Bedämpfung im Resonator-Hals) und ohne Luftströmung durchgeführt. Die Messungen fanden am Marcus-Wallenberg Laboratorium der KTH in Stockholm statt.

Tabelle 1: Übersicht über Dimensionen der Helmholtz-Resonatoren sowie der berechneten und gemessenen Resonanzfrequenzen, A_K ist der Kanalquerschnitt am Orte des Resonators

HR	Dimensionen	f_R	f_R gemessen
01	V = 0,0037 m³ A = 0.002 m² L = 0.02 m A_K = 0.048m²	**200 Hz**	**185 Hz** Abweichung 7 %
04	V = 0,0016 m³ A = 0.002 m² L = 0.03 m A_K = 0.022m²	**233 Hz**	**220 Hz** Abweichung 6%
03	V = 0,0013 m³ A = 0.002 m² L = 0.03 m A_K = 0.028m²	**260 Hz**	**240 Hz** Abweichung 7 %

Ergebnisse

Die numerischen Ergebnisse zeigen Abbildung 5 und Abbildung 6. Die Schallausbreitung im Originalkanal ist durch die Kanalresonanzen charakterisiert, die jeweils bei λ/2 auftreten. Die Helmholtz-Resonatoren verhindern jeweils den Schalltransport im Kanal entsprechend ihrer Resonanzfrequenz. Die Maxima der Einfügungsdämmung zeigen sich bei den leicht verschobenen Kanalresonanzen und den Resonanzfrequenzen der Helmholz-Resonatoren. Das BEM-Model zeigt dasselbe Ergebnis, allerdings ist die Kommunikation zwischen den Helmholtz-Resonatoren stärker ausgeprägt.

Abbildung 7 zeigt die gemessene Einfügungsdämmung des mit drei Helmholtz-Resonatoren ausgerüsteten Kanals. Die Maxima können den drei Resonatoren zugeordnet werden, was durch Einzelmessung der Resonatoren bestätigt wird.

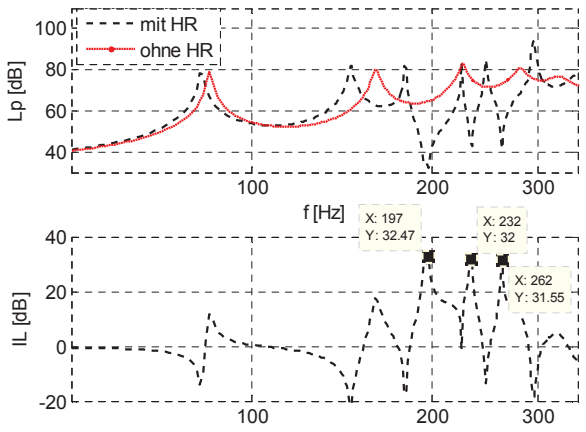


Abbildung 5: oben: Schalldruckpegel am Kanalausgang mit und ohne Helmholtz-Resonatoren, unten: Einfügungsdämmung nach Formel (2)

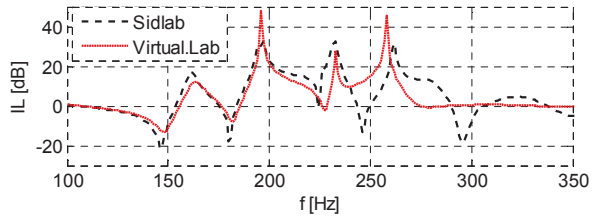


Abbildung 6: Vergleich der mit LMS Virtual.Lab und Sidlab simulierten Einfügungsdämmungen

Die Maxima sind zu den tatsächlichen Resonanzfrequenzen (s. Tabelle 1) hin verschoben und z.T. werden zwei Spitzen von einem Resonator verursacht. Abbildung 8 zeigt die Wirkung von HR260Hz noch einmal im Detail. Der Verlauf der Schallleistung zeigt den typischen Einbruch bei der Resonanzfrequenz, die Einfügungsdämmung zeigt an dieser Stelle zwei Peaks.

Insgesamt kann ein durchgehendes Band einer Einfügungsdämmung von 5 dB im Bereich von 170-260 Hz erzeugt werden, was der Aufgabenstellung entspricht.

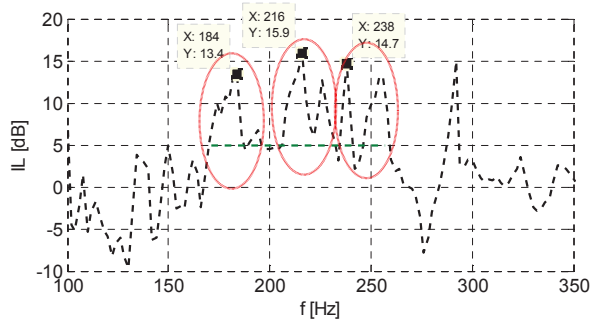


Abbildung 7: Gemessene Einfügungsdämmung der drei Helmholz-Resonatoren im Kanal

Diskussion

Sowohl mit den numerischen Simulationen als auch mit den messtechnischen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass die gewählte Kaskade an Helmholtz-Resonatoren die

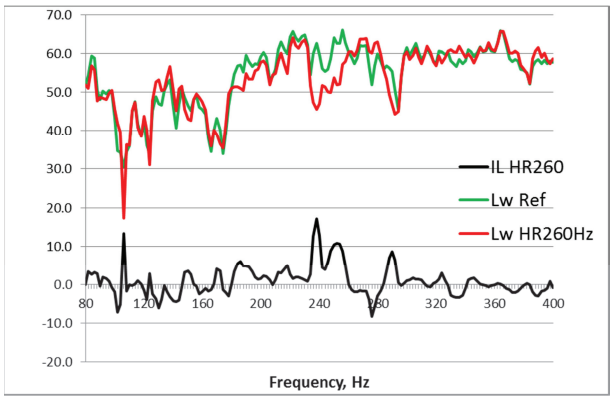


Abbildung 8: Wirkung des HR260: Schallleistung am Kanalausgang mit (Lw HR260Hz) und ohne Helmholtz-Resonator (Lw Ref) und Einfügungsdämmung (IL HR260)

Einfügungsdämmung des untersuchten Kanals in einem in einem durchgehenden Frequenzband signifikant erhöhen konnte. Dabei stellen sie kompakte Elemente da, die auch in einem sehr begrenzten Bauraum eingesetzt und bei niedrigen Frequenzen wirksam werden können.

Die tatsächlichen Resonanzfrequenzen der Resonatoren weichen mit einigen Prozent zu tieferen Frequenzen von den theoretischen Resonanzfrequenzen ab.

Die Simulationen erlauben eine Vorhersage der Effekte, die schalldämmende Wirkung der Resonatoren wird dabei allerdings überschätzt. Da die Dämpfung und Kanalwandschwingungen bei den Simulationen ganz und gar vernachlässigt wurden, können entsprechende Anpassungen und weiterführende Untersuchung die Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung erhöhen.

Literatur

[1] http://commons.wikimedia.org, Autor: Syntex
[2] http://www.sidlab.se/
[3] http://www.plm.automation.siemens.com/de_de/products/lms/virtual-lab/
[4] Davis, D.D. et al., Theoretical and experimental investigations of mufflers with comments on engine-exhaust muffler design, National advisory committee for Aeronautics, Report 1192, 1954
[5] Helmholtz, H., Die Lehre von den Tonempfindungen als physiologische Grundlage für die Theorie der Musik, Vieweg und Sohn, Braunschweig, 1865
[6] Pantalony, D., Altered Sensations - Rudolph König's Acoustical Workshop in Nineteenth-Century Paris, Springer, 2009
[7] Lord Rayleigh, Theory of Sound, 1877, Dover Publication, New York, 1945
[8] Alster, M., Improved Calculation of Resonant Frequencies of Helmholtz Resonators, Journal of Sound and Vibration 24(1), pp.63-83, 1972
[9] Chanaud, R. C., Effects of Geometry on the Resonance Frequency of Helmholtz Resonators, Journal of Sound and Vibration 178(3), pp. 337-348, 1994
[10] Mechel, F.P. Schallabsorption in Heckl, M. und Müller, H.A. Taschenbuch der Technischen Akustik, Springer Verlag, 1995