کاهش صدای فن و کانال هوا با استفاده از پلنوم (Plenum) طبق دستورالعمل ASHRAE

فرهاد فروهر مجد[1]، پروین نصیری[2]

چکیده

مقدمه: جهت حذف و کاهش صدا در سیستم‌های تهویه از پیش طراحی و نصب شده، باید میزان صدا را در فضای تحت پوشش سیستم HVAC با استفاده از روش ASHRAE و محفظه‌های پلنوم (Plenum) کنترل نمود.

روش‌ها: محفظه به ابعاد ۱/۵ متر طول، ۱/۲ متر ارتفاع و ۱/۱ متر عرض از جنس آهن گالوانیزه به ضخامت ۰/۶ میلی‌متر با دو دهانه ورودی و خروجی به ابعاد ۲۰ × ۴۰ سانتی‌متر بر اساس نسبت‌های ابعاد مورد بحث در استاندارد اشری ساخته شد. سطح داخلی این محفظه با استفاده از جاذب پشم معدنی با دانسیته حجمی kg/m^3 ۸۰ و ضخامت ۱۰ سانتی‌متر پوشانده شد.

یافته‌ها: میزان کاهش صدا در فرکانس‌های اکتاو شبکه A حداقل ۲/۳ و حداکثر ۱۳/۲ دسی‌بل بوده است. اگر چه این میزان کاهش در فرکانس ۲۵۰ هرتز دیده می‌شود، ولی به طور کلی بیشترین کاهش صدا در فرکانس‌های میانی و بالا وجود دارد.

نتیجه‌گیری: بهترین نتیجه گرفته شده بر اساس استاندارد اشری این است که ابعاد محفظه و ویژگی‌های آکوستیکی مواد جاذب در میزان کاهش صدای محفظه نقش مهمی دارند. در حقیقت می‌توان با تغییر ابعاد محفظه، به نتایج بهتری از کاهش صدای سیستم‌های تهویه و کانال هوا دست پیدا نمود. برای حذف بهتر صدای کم فرکانس می‌توان از محفظه بزرگ‌تری استفاده نمود.

واژه‌های کلیدی: نویز، صدا، کنترل، تهویه، محفظه، کانال هوا.

نوع مقاله: *تحقیقی*

دریافت مقاله: ۸۹/۱۰/۵ *پذیرش مقاله: ۹۰/۱/۳۱*

مقدمه

تماس بیش از حد مجاز با سر و صدا می‌تواند بر ایمنی، سلامتی و راحتی کارگران در معرض، تأثیر سوء داشته باشد. از این‌رو کاهش شنوایی ناشی از سر و صدا، به عنوان یکی از بیماری‌های مرتبط با کار معرفی شده است. مشکلات صدا در محیط، به خصوص در صنایع به دلیل استفاده روزافزون از موتورها، کمپرسورها، سیستم‌های تهویه و خروجی هوا، قابل توجه می‌باشد. این امر می‌تواند به دلیل رشد جمعیت و افزایش تماس جمعیت با صدای ترافیک باشد. بسیاری از بیماری‌های رایج روحی- روانی امروز ریشه در تماس ناخواسته با سر و صدا دارد.

سر و صدا علاوه بر اختلالات فیزیولوژیک همچون بیمارهای قلبی- عروقی و فشار خون، اختلالات گوارشی و افت شنوایی، می‌تواند سبب ایجاد اختلالات روانی همچون تحریک پذیری، پرخاشگری و مشکلات اجتماعی و خانوادگی گردد. بنابراین برای پیش‌گیری از عواقب مشهود و نامشهود آن، نیاز به توجه بیشتری می‌باشد.

تجهیزات مکانیکی سیستم‌های تهویه یکی از چشمه‌های

۱. عضو گروه بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان و دانشجوی دکتری بهداشت حرفه‌ای با گرایش کنترل صدا و ارتعاش، دانشگاه علوم پزشکی تهران، تهران، ایران. (نویسنده مسؤول)

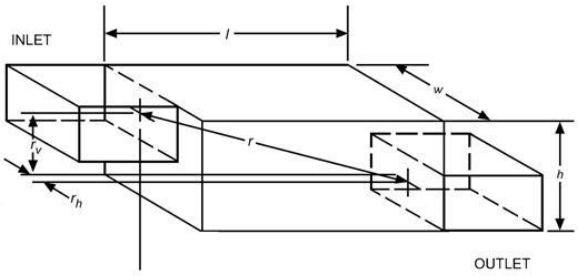
Email: forouhar@hlth.mui.ac.ir

۲. استاد، گروه بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی تهران، تهران، ایران.

www.mui.ac.ir

اصلی صدا در ساختمان‌ها هستند. صدای سیستم از بخش‌هایی چون فن، کانال یا توزیع کننده‌ها تولید و به محیط اطراف انتشار می‌یابد. وجود کانال‌های انشعابی، زانویی‌ها و همچنین تغییر سطح مقطع کانال و ارتعاشات ناشی از حرکت فن و جریان هوا از دیگر منابع مولد صدا هستند. استفاده از جاذب‌ها، روش‌های پسیو و اکتیو و استفاده از محفظه یا پلنوم را می‌توان از جمله موارد کنترل و کاهش صدا در کانال‌های انتقال هوا نام برد.

جهت حذف و کاهش صدا در سیستم‌های تهویه از پیش طراحی و نصب شده، باید میزان صدا را در فضای تحت پوشش سیستم HVAC اندازه‌گیری کنیم، که این کار را می‌توان با استفاده از روش ASHRAE و با استفاده از محفظه‌های پلنوم (Plenum) انجام داد (شکل ۱) (۲، ۱).



شکل ۱: نمونه‌ای از پلنوم یا محفظه با ورودی و خروجی با موقعیت مخالف

روش‌ها

محفظه به ابعاد ۱/۵ متر طول، ۱/۲ متر ارتفاع و ۱/۱ متر عرض از جنس آهن گالوانیزه به ضخامت ۰/۶ میلی‌متر با دو دهانه ورودی و خروجی به ابعاد ۲۰ × ۴۰ سانتی‌متر، بر اساس نسبت‌های ابعاد مورد بحث در استاندارد اشری ساخته شد. سطح داخلی این محفظه حدود ۱۰ مترمربع با استفاده از جاذب پشم معدنی با دانسیته حجمی ۸۰ kg/m^3 و ضخامت ۱۰ سانتی‌متر پوشانده شد. محفظه در مسیر جریان هوا از یک طرف به فن متصل می‌شد و خروجی آن به کانال تهویه سالن ارتباط داشت.

مقدار افت انتقال محفظه بر اساس رابطه زیر قابل محاسبه است (۴، ۳).

$$TL = -10log_{10}\left[S_{out}\left(\frac{Qcos\theta}{4\pi r^2}+\frac{1-a_A}{Sa_A}\right)\right] \quad (۱)$$

TL = میزان کاهش صدا، dB

S_{out} = سطح خروجی محفظه، m^2

r = فاصله بین مراکز ورودی و خروجی محفظه، m

Q = فاکتور جهت

a_A = ضریب جذب متوسط محفظه

زاویه بردار نمایش r با محور طولی L از کانال

در برخی شرایط، سطح داخلی محفظه با ضخامتی از مواد جاذب آستر داده می‌شود و البته در صورت پوشاندن جدار داخلی محفظه با مواد جاذب، مقدار a_A با ضریب جذب a_2، یا همان ضریب جذب ماده آکوستیک در فرکانس داده شده، برابر خواهد بود.

ضریب جذب متوسط (aA) از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$a_A = \frac{S_1a_1 + S_2a_2}{S_1 + S_2} \quad (۲)$$

S_2, S_2 = سطح، m^2

a_2, a_1 = ضریب جذب

آنالیز صدا با استفاده از صداسنج در جلو و عقب محفظه، یا قبل و پس از استفاده از محفظه، در مسیر جریان هوا به چگونگی صحت محاسبات انجام گرفته در طراحی محفظه و افت انتقال محاسبه شده کمک می‌کند. همچنین آنالیز فرکانسی به تعیین محدوده فرکانس‌های تولید شده توسط فن و در کانال کمک می‌نماید که این موضوع در طراحی ابعاد محفظه و تعیین فرکانس میان‌بر اهمیت دارد (۶، ۵).

فرکانس میان‌بر (Cutoff) جهت تعیین فرکانسی که در آن جذب صدا توسط ماده جاذب آغاز می‌شود، برای کانال با مقطع مستطیل یا گرد از طریق رابطه‌های زیر ضروری است (۷):

کانال با سطح مقطع مستطیل

$$f_{co} = \frac{c}{2a} \quad (۳)$$

کانال با سطح مقطع گرد

$$f_{co} = 0.586\frac{c}{d} \quad (۴)$$

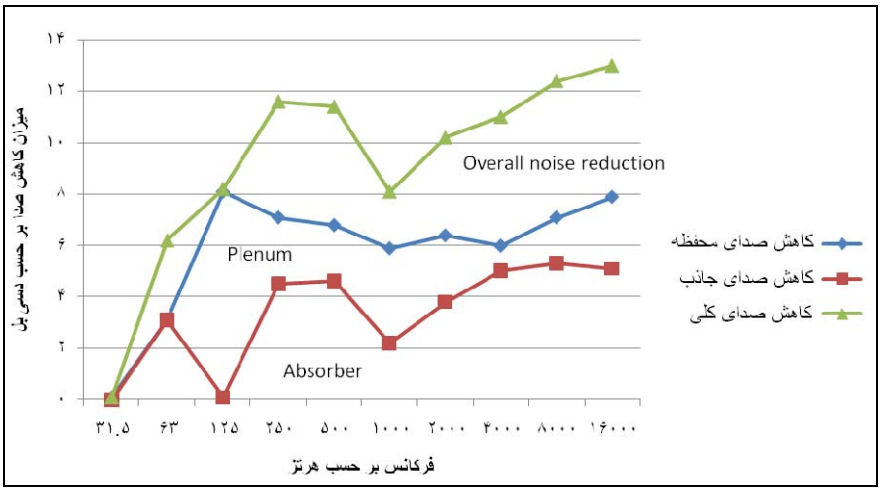
www.mui.ac.ir

یافته‌ها

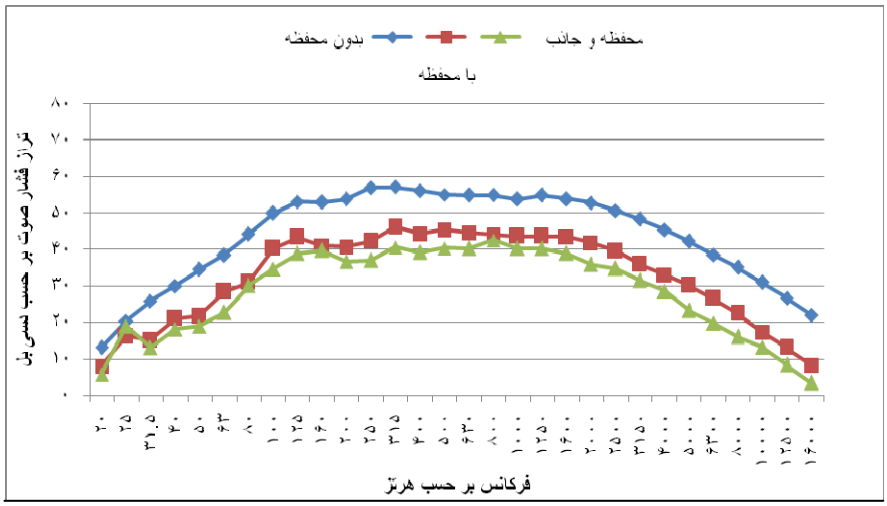
تزار صدای اندازه‌گیری شده در شبکه C و A و با پهنای باند ۱/۱ و ۱/۳ اکتاو برای دقت بالاتر تعیین گردیده است. این مقادیر از فرکانس ۳۱/۵ هرتز تا ۱۶۰۰۰ هرتز اندازه‌گیری و مورد مقایسه قرار گرفته‌اند (شکل ۲).

برای مقایسه بهتر و تفسیر دقیق‌تر، می‌توان تغییرات تراز صدا در فرکانس‌های مختلف در شبکه A از فرکانس ۲۰ تا ۱۶۰۰۰ هرتز یعنی ۱/۳ اکتاو را در شکل ۳ مشاهده کرد. میزان کاهش صدا در فرکانس‌های ۱/۳ اکتاو و شبکه A حداقل ۷/۳ و حداکثر ۲۰ دسی‌بل و در شبکه A با پهنای باند ۱/۱، حداقل ۲/۳ و حداکثر ۱۳/۲ دسی‌بل بوده است (جدول ۱). لازم به ذکر است که در آنالیز با پهنای باند ۱/۳ اکتاو به دلیل حساسیت بیشتر آنالیزور، این میزان کاهش از ۷/۳ دسی‌بل تا ۱۹/۹ دسی‌بل دیده می‌شود (شکل‌های ۲ و ۳).

اگر چه این میزان کاهش در فرکانس ۲۵۰ هرتز دیده می‌شود، ولی به طور کلی بیشترین کاهش صدا در فرکانس‌های میانی و بالا وجود دارد. با وجود این که فرکانس میان‌بر (Cutoff) برابر با ۴۳۶ هرتز بوده است، اما با این حال کاهش تراز صدا چه توسط محفظه و چه توسط جاذب در فرکانس‌های پایین‌تر نیز به طور کامل محسوس بود



شکل ۲. نمودار مقایسه تغییرات تراز صدا در سالن و در فاصله ۶ متری فن با پهنای باند ۱/۱ اکتاو در شبکه C



شکل ۳. نمودار مقایسه تغییرات تراز صدا در سالن و در فاصله ۶ متری فن با پهنای باند ۱/۳ اکتاو در شبکه A

www.mui.ac.ir

جدول ۱: میزان کاهش صدا با پهنای باند ۱/۱ اکتاو در شبکه A

فرکانس (Hz)	کاهش کلی (dB)	کاهش جاذب (dB)	کاهش محفظه (dB)
۳۱/۵	۲/۳	۱/۱	۱/۲
۶۳	۵/۳	۳/۶	۱/۷
۱۲۵	۹	۱/۹	۷/۱
۲۵۰	۱۱/۴	۴/۸	۶/۶
۵۰۰	۹/۹	۵/۴	۵/۵
۱۰۰۰	۸	۱/۸	۶/۲
۲۰۰۰	۱۰	۳/۴	۶۶
۴۰۰۰	۱۰/۴	۳/۴	۷
۸۰۰۰	۱۲/۱	۵/۱	۷
۱۶۰۰۰	۱۳/۲	۹/۸	۳/۴

به طور میانگین این کاهش در آنالیز ۱/۳ اکتاو شبکه A برابر با ۱۳/۵ دسی‌بل و در آنالیز یک اکتاو شبکه A ۷/۵ دسی‌بل بوده است (فرکانس‌های ۳۱/۵ تا ۵۰۰ هرتز) (جدول ۱).

بحث

بر اساس دستورالعمل استاندارد اشری کاهش صدا در فرکانس‌های پایین‌تر از فرکانس Cutoff با احتمال کمتر دیده خواهد شد و میزان افت انتقال محفظه به طور تقریبی از فرکانس ۲۵۰ هرتز به بالا شروع می‌شود. این موضوع به دلیل کوچک بودن ابعاد محفظه نسبت به طول موج‌های بلند صدا می‌باشد (۸). البته برای حذف صدای کم فرکانس یا صداهایی با طول موج بلند، می‌توان ابعاد محفظه را بزرگ‌تر در نظر گرفت که این کار نیز مستلزم داشتن فضای کافی است.

به هر حال بر اساس نتایج ما، میزان کاهش قابل توجه صدا در فرکانس‌های کمتر از ۴۳۶ هرتز (فرکانس میان‌بر) مشاهده شد. این میزان کاهش از فرکانس ۲۰ هرتز تا فرکانس ۵۰۰ هرتز حداقل ۷/۳، حداکثر ۱۹/۹ و به طور متوسط ۱۳/۵ دسی‌بل بوده است که از نقاط قوت این تحقیق می‌باشد (۹).

این استاندارد، کاهش صدای بیشتر در فرکانس‌های پایین را با افزایش ضخامت جاذب پیش‌بینی نموده است. البته افزایش ضخامت سبب تغییر در حجم محفظه و در نتیجه تغییر در حجم هوای عبوری یا سرعت جریان هوا می‌شود که محدودیت‌هایی را به دنبال دارد (۱۰). در هر حال با استفاده از ضخامت حداکثر در این تحقیق و البته با توجه به ابعاد محفظه، کاهش ملموسی در صداهای کم فرکانس مشاهده شد.

تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله از همکاری صمیمانه مدیر عامل محترم شرکت فارس شاسی جناب آقای محمود هادیان به خاطر هماهنگی در اجرای فنی طرح و سرکار خانم مهندس معصومه احمدوند به خاطر جمع‌آوری اطلاعات و آنالیز داده‌ها و همچنین مدیر عامل محترم شرکت پشم سرباره جناب آقای اسماعیلیان و همچنین جناب آقای واعظ به خاطر همکاری در اجرا، تشکر و قدردانی می‌نمایند.

References

1. Forouhar Majd F, Nassiri P, Ahmadvand M. The investigation of plenum role in noise reduction of fan an air ducts [Project]. Isfahan: Isfahan University of Medical Sciences; 2009.
2. Crocker MJ. Handbook of noise and vibration control. 1st ed. New Jersey: John Wiley and Sons; 2007.
3. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook: HVAC applications. Boston: American Society of Heating; 2007.
4. Harris CM. Handbook of acoustical measurements and noise control. 3rd ed. New York: McGraw-Hill; 1991.
5. Cheremisinoff NP. Noise control in industry: a practical guide. New York: William Andrew; 1996.
6. Sound Research Laboratories. Noise control in industry. 3rd ed. London: E. & F.N. Spon; 1991.
7. Lewis H, Bell LH. Industrial noise control: fundamentals and applications. New York: M. Dekker; 1982.
8. Emanual Mouratidis. The aero-acoustic properties of commen HVAC plena [Project]. Ontario; 2003.
9. The investigation of plenum chamber role in noise reduction of a fan and air ducts. Proceedings of the Inter noise 2010 congress; 2010 Jun 13-16; Lisbon, Portugal; 2010.
10. Venkatesham B, Tiwari M, Munjal ML. Analytical prediction of break-out noise from a reactive rectangular plenum with four flexible walls. J Acoust Soc Am 2010; 128(4): 1789-99.

www.mui.ac.ir

Noise Reduction of the Fan and Air Ducts Using a Plenum Chamber Produced Based on ASHRAE Guidelines

Farhad Forouharmajd[1], Parvin Nassiri[2]

Abstract

Background: In order to eliminate and reduce noise in predesigned and installed heating, ventilation, and air-conditioning (HVAC) systems, noise control in HVAC system areas needs to be performed using plenum chambers based on ASHRAE method.

Methods: A plenum chamber made of galvanized iron was produced based on ASHRAE standards. The length, height, and width of the chamber were 1.5 meters, 1.1 meters and 1.2 meters, respectively. Two input and output openings (40 × 20 cm) were also made. The internal surface of the chamber was lined by 10 cm thick mineral wool with a density of 80 kg/m^3.

Findings: The results show a noise reduction of 2.3 to 13.2 dB with a peak at 250 Hz in 1.1 octave band frequency based on ASHRAE standard method. Generally, highest levels of noise reduction were observed in medium to high frequencies.

Conclusion: The most important conclusion revealed by this study is that based on ASHRAE standard, dimensions of the plenum chamber and acoustic specifications of absorbent material applied into the chamber can highly affect the level of noise reduction. In fact, we can change the noise reduction value by changing the dimensions of the plenum. For low frequencies, as said before, it is better to use a bigger plenum chamber.

Key words: Noise, Sound, Control, Ventilation, Plenum, Air Duct.

1- Member Department of Occupational Health, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan and PhD Candidate, Tehran University of Medical Sciences, Tehran, Iran. (Corresponding Author), Email: forouhar@hlth.mui.ac.ir
2- Professor, Department of Occupational Health, School of Public Health, Tehran University of Medical Sciences, Tehran, Iran.

www.mui.ac.ir