DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926 Published by Vesnu Publications

بررسی تأثیر استفاده از سایلنسر جذبی محور مرکزی در کاهش صدای کانال ورودی هوای فن دمنده سانتریفوژ

فرهاد فروهر مجد[1]، سمیه اشرفیان[2]

مقاله پژوهشی

چکیده

مقدمه: فن‌های سانتریفوژ، از جمله فن‌های پرمصرف در واحدهای صنعتی به منظور انتقال حجم زیادی از هوا به تجهیزات صنعتی مانند بویلرها، بلوایر و... می‌باشند که از مهم‌ترین منابع صدا در صنعت به شمار می‌روند. مطالعه حاضر با هدف بررسی تأثیر استفاده از سایلنسر جذبی در کاهش صدای فرکانس پایین فن سانتریفوژ ایرانی انجام شد.

روش‌ها: فن مورد بررسی دارای قطر ۵۵ سانتی‌متر با مشخصات فنی شامل سرعت ۲۹۸۰ دور و دبی هوای عبوری ۳۰۰۰ مترمکعب بر ساعت بود. جنس دیواره سایلنسر از آهن گالوانیزه با ضخامت ۳ میلی‌متر تشکیل شد. سایلنسر با محور مرکزی به قطر ۵ سانتی‌متر و طول ۱۰۰ سانتی‌متر طراحی گردید و داخل سایلنسر و اطراف محور مرکزی آن با پشم شیشه به عنوان جاذب صوت پوشانده شد.

یافته‌ها: حداکثر کاهش فشار صوت در فرکانس‌های پایین با استفاده از سایلنسر جذبی طراحی شده، ۱۲ دسی‌بل به دست آمد. با افزایش قطر و چگالی جاذب، نتایج بهتری در میزان کاهش تراز فشار صوت مشاهده شد.

نتیجه‌گیری: با توجه به نتایج به دست آمده در خصوص کاهش صدای فن‌های سانتریفوژ، می‌توان از سایلنسرهای جذبی محور مرکزی با مشخصات جاذب پشم شیشه به ضخامت ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب، جهت کاهش فشار صوت در فرکانس‌های مختلف به عنوان وسیله مؤثری استفاده نمود.

واژه‌های کلیدی: سایلنسر جذبی، محور مرکزی، فن سانتریفوژ

ارجاع: فروهر مجد فرهاد، اشرفیان سمیه. **بررسی تأثیر استفاده از سایلنسر جذبی محور مرکزی در کاهش صدای کانال ورودی هوای فن دمنده سانتریفوژ.** مجله تحقیقات نظام سلامت ۱۳۹۶؛ ۱۳ (۳): ۳۵۲-۳۴۷

دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۶/۴ پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۱۰/۱۳

مقدمه

تعداد بی‌شماری از افراد در محیط کار و در محل زندگی تحت تأثیر اثرات زیانبار صدا قرار دارند و با توجه به پیشرفت روزافزون صنعت، لزوم بررسی عوامل مخاطره‌آمیز محیط کار از جمله عوامل فیزیکی زیان‌آور، بیشتر احساس می‌گردد (۱). نتایج مطالعات انجام شده نشان می‌دهد که حدود ۳۰ میلیون نیروی کار در آمریکا با صداهای بالا در تماس هستند (۲). سیستم‌های تهویه، یکی از مهم‌ترین منابع صدا در ساختمان‌ها می‌باشد که از بخش‌هایی همچون فن و کانال یا توزیع کننده‌ها تشکیل شده است (۳).

فن‌هایی که در سیستم‌های تهویه مورد استفاده قرا می‌گیرد، بسته به طبیعت جریان هوایی که از آن عبور می‌کند، به دو دسته کلی تقسیم می‌شود. فن‌ها با جریان هوای محوری که در آن‌ها جهت جریان هوا با محور گردش فن موازی است و فن‌های گریز از مرکز که جریان هوا در جهت شعاع آن‌ها خارج می‌شود. فن‌های دارای جریان محوری کاربرد وسیعی در صنعت دارند و همان‌گونه که از نام آن‌ها نیز مشخص است، جریان هوا موازی با گردش محور فن می‌باشد و نیازی به تغییر جهت هوا هنگام عبور از فن نیست. سه نوع اصلی این فن شامل فن پروانه‌ای، محور لوله‌ای و محور پره‌ای می‌باشد. فن‌های گریز از مرکز متمایز از فن‌های محوری هستند؛ به طوری که هوا تیغه‌های بخش چرخنده را در جهت شعاع آن‌ها ترک می‌کند (عمود بر محور چرخش) و به سه نوع تقسیم می‌گردد. فن‌های تیغه خمیده به جلو که اغلب فن‌های «قفسه محافظ» (قفس سنجابی) هستند و به طور گسترده جهت حرکت مقادیر زیاد هوا هنگام فشار استاتیک کم تا متوسط مورد استفاده قرار می‌گیرند، فن‌های تیغه شعاعی که ساده‌ترین و دارای پایین‌ترین راندمان از گروه فن‌های گریز از مرکز می‌باشند و فن‌های تیغه خمیده به عقب که برای سیستم‌های خروجی موضعی با هوای بدون گرد و غبار ترجیح داده می‌شوند (۴).

همان‌گونه که گفته شد، سیستم‌های تهویه یکی از منابع اصلی صدا در صنایع فن به شمار می‌روند و از مهم‌ترین علل ایجاد صدای مکانیکی آن‌ها (غیر آیرودینامیکی صدا) می‌توان به عدم بالانس فن، یاتاقان، صدای موتور و رزونانس ساختاری اشاره نمود (۵). روش‌های مشخص و متنوعی جهت جلوگیری و کنترل آلودگی صوتی موجود در صنایع وجود دارد که تنوع آن‌ها به نوع منابع، شرایط فیزیکی و هدف از کنترل بستگی دارد. شناسایی درست صدا و مشخصات آن، جزء اصلی‌ترین فعالیت‌های کنترل صدا می‌باشد؛ چرا که قبل از هرگونه اقدامی درباره صدا، باید مشخصات کامل آن شناسایی و پردازش سیگنال شود (۶).

۱- استادیار، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران
۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، کمیته تحقیقات دانشجویی و گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران
نویسنده مسؤول: سمیه اشرفیان
Email: somayehashrafian@yahoo.com

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-24]
[DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926]

در اغلـــــب صنایع، در اثر انتقال هوا یا گاز از یک قسمت به قسمت دیگر، صدای زیادی ایجاد می‌شود که جهت کاهش این آلودگی صوتی، استفاده از لوازم خاص به نـام کاهش دهنده‌های صدا یا فیلترهای آکوستیکی، الزامی است. یک فیلتر آکوستیکی یا سایلنسر، ابزاری است که از انتقال امواج صوتی جلوگیری بـــه عمـــل مـــی‌آورد و در همین حین در راه عبور هوا یا گاز، مقاومت محسوسی ایجاد نمی‌کند (۷).

سایلنسرها برای کاهش صدای خروجی‌های هوا، کانال‌ها و فـن‌هـا کـاربرد دارند (۸). این وسایل می‌توانند به سه گروه اساسـی «واکنشـی، جـذبی و پخـش کننده» تقسیم شوند (۹).

از آن‌جایی که فن‌های سانتریفوژ کـاربرد بسـیار زیـادی در صـنایع دارنـد و صدای زیادی نیز ایجاد می‌کنند، مطالعه حاضر با هـدف بررسـی تـأثیر سایلنسـر جذبی بر صدای حاصل از این نوع فن‌ها انجام شد.

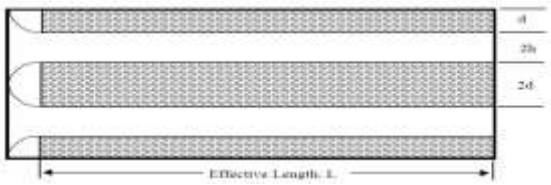
روش‌ها

این تحقیق از نوع تحلیلی- تجربی بود و بر روی صدای فـن سـانتریفوژ کـه از اجـزای سیستم تهویه می‌باشد، انجـام گرفـت. جهـت بررسـی نقـش ایـن نـوع سایلنسـر، بـه سیستمی با ابعاد واقعی نیاز بود. بنابراین، تصمیم گرفتـه شـد کـه مطالعـه بـه صـورت میدانی انجام گیرد. فن مورد بررسی دارای قطر ۵۵ سانتی‌متر و طول سایلنسـر دو برابـر قطر (حدود ۱۱۰ سانتی‌متر) بود. علت انتخاب دو برابری طول نسبت بـه قطـر، رعایـت تناسب بین ابعاد سایلنسر و ابعاد فن و عملکرد بهتر آن می‌باشد. با توجه به ایـن کـه بـا افزایش طول سایلنسر، تأثیر آن در کاهش صدا بیشتر می‌شود، اما به علت کمبود فضـا، افزایش وزن و شکیل بودن سایلنسر، امکان طول بـزرگ‌تـری وجـود نداشـت. جـنس دیواره سایلنسر از آهن گالوانیزه و دارای ضخامت ۳ میلی‌متـر بـود. چگـالی‌هـای مـورد استفاده برای جاذب پشم شیشه، ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعـب در نظـر گرفتـه شـد. سایلنسر سیرکولار از یک بدنه کروی که داخل آن با جاذب صوتی پوشـانده مـی‌شـود، تشکیل شده است (شکل ۱).



شکل ۱. نمایی واقعی از سایلنسر طراحی شده

طراحی صورت گرفته سایلنسر با محور مرکزی در شکل ۲ نشان داده شـده است. بر اساس ابعاد طراحی شده، ورقه‌های مربوط با طول در نظر گرفتـه شـده، برش زده شد و ورقه‌ها با دستگاه نورد خم گردید و بدنه به وسیله دستگاه جوش جوشکاری شد. سپس فلنج ورودی فن به قطر ۵۱ سانتی‌متر به بدنه فـن موجـود پیچ شد. در این مرحله، بدنه اصلی سایلنسر سـاخته شـد و جهـت نصـب جـاذب صوت آماده بود. انتخاب جاذب صوت بسیار مهم است؛ چرا کـه از شـاخص‌هـای بسیار مهمی در بهبود عملکرد سایلنسر می‌باشد. با توجه به جـاذب‌هـای صـوتی موجود در کشور ایران، پشم شیشه به عنوان جاذب انتخاب شد.



شکل ۲. نمایی از سایلنسر طراحی شده به صورت شماتیک

در ادامه، جهت ساخت محور مرکزی، میله‌ای به اندازه طول سایلنسـر تهیـه گردید. نکته مهم این است که باید جنس میله، مقاومت پیچاندن جـاذب مربـوط به آن و نصب به بدنه سایلنسر را داشته باشد. بنـابراین، میلـه مرکـزی از جـنس آهن تهیه شد تا قابلیت جوش به بدنه توسط مـیخ‌هـای مربـوط را داشـته باشـد. جهت تهیه این محور، میله‌ای به طول ۱۰۰ سانتی‌متر و قطر ۵ سانتی‌متر در نظر گرفته شد که با احتساب قطر جاذب (۵ سانتی‌متر)، توازن در دو طرف دیواره‌های سایلنسر در نظر گرفته شـده رعایـت گردیـد. در ورودی جریـان هـوا بـه داخـل سایلنسر، نیاز است امواج صوتی به دیواره‌های کناری سایلنسـر کـه جـاذب‌هـای صوتی قرار گرفته است، هدایت شـود. بـه همـین دلیـل دو گـپ بـه صـورت دو نیم‌کره در ابتدا و انتهای سایلنسر تعبیه شد. با در نظر گرفتن مجموعه قطر لولـه و جاذب، گپ ایجاد شده دارای قطر ۱۰ سانتی‌متر بـود. بـه منظـور اتصـال میلـه مرکزی به بدنه سایلنسر، باید میخ‌های نگهدارنده تهیه شود که با جـنس بدنـه و محور مرکزی متناسب باشد. از این‌رو، جنس مـیخ‌هـای نگهدارنـده نیـز از آهـن انتخاب گردید. به منظور چسباندن جاذب‌ها به بدنه، از چسب پاتکس استفاده شد تا با مقاومت کافی به بدنه سایلنس چسـبیده شـود. جهـت انـدازه‌گیـری صـدا و مشخص نمودن عملکرد سایلنسر مورد طراحی، دستگاه صداسـنج (مـدل B&k ۲۲۳۱، شرکت B&K دانمارک) همـراه بـا آنـالیزور و میکروفـون (مـدل B&k شرکت B&K دانمارک) مورد استفاده قرار گرفت. تعداد و محـل ایسـتگاه‌هـای اندازه‌گیری در هر کارگاه بسته به هدف اندازه‌گیری، متفاوت خواهد بود.

با توجه به این که هدف، اندازه‌گیری میزان کاهش صـدا بعـد از اسـتفاده از سایلنسر بود، برای تعیین میزان فشار صوت، اندازه‌گیری بـه فاصـله یـک متـر از منبع انجام پذیرفت و کلیه صداهای زمینه مانند سایر دستگاه‌ها، صدای تـردد و... تحت کنترل قرار گرفت و تنها صدای موجود در آن محل، صدای جریـان هـوای ورودی فن و الکتروموتور فن مربوط به آن بـود. بـه منظـور پیشـگیری از تـأثیر جریان هوا بر صدای اندازه‌گیری شده، از میکروفن صدا در کنـاره‌هـای سایلنسـر استفاده گردید. در نتیجه، صداهای مداخله‌گر ناشی از جریان هـوا در ورودی فـن حذف شد. نحوه ایستگاه‌بندی اندازه‌گیری بدین شرح بود؛ دیـگ در کنـار سـمت راست سایلنسر قرار داشت و امکان اندازه‌گیری وجود نبود. روبه‌روی سایلنسر نیـز محل ورود جریان هوا بود که تأثیر زیادی بر روی میکروفون دارد و نتـایج قابـل قبولی را ارایه نمی‌دهد. در قسمت عقب سایلنسر نیز وجـود صـدای الکتروموتـور، تأثیر زیادی را بر روی دقت انـدازه‌گیـر صـدا گذاشـت و محـل مناسـبی جهـت اندازه‌گیری نبود. بنابراین، اندازه‌گیری در کنار سمت چپ انجام گرفت. با توجه به این که امکان حذف صـدای الکتروموتـور وجـود نداشـت، تنهـا ایسـتگاهی کـه کمترین تأثیر را از صدای الکتروموتور داشت، ایستگاه سمت چپ سایلنسر بود که قبل و بعد از نصب سایلنسر در فاصله یک متری مورد اندازه‌گیری قـرار گرفـت و نتایج آن ثبت و با یکدیگر مقایسه گردید. با توجه به هدف کنترل صدا، آنـالیز در یک سوم اکتاوباند و در شبکه‌های A و Z صورت گرفت.

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-24]

[DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926]

یافته‌ها

مطالعه حاضر به صورت میدانی و بر روی فن سانتریفوژ با مشخصات سرعت فن ۲۹۸۰ دور، دبی هوای عبوری ۳۰۰۰ مترمکعب بر ساعت، قدرت الکتروموتور ۱۸کیلووات و نحوه کوپلینگ الکتروموتور به صورت مستقیم انجام گرفت.

بررسی صدای ناشی از فن قبل و بعد از اندازه‌گیری در جداول ۵-۱ و شکل‌های ۳ و ۴ ارایه شده است. میزان کاهش صدا در فرکانس‌ها و حالت‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت.

جدول ۱. تراز فشار صدای فن و توزیع فرکانسی صدا با کنترل صدای زمینه

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)
۳۲	۱۰۰
۶۳	۹۸
۱۲۵	۸۸
۲۵۰	۸۶
۵۰۰	۹۵
۱۰۰۰	۹۰
۲۰۰۰	۹۰
۴۰۰۰	۸۸
۸۰۰۰	۸۵

این حالات شامل استفاده از جاذب پشم شیشه با دانسیته (۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب) و قطرهای متفاوت (۵ و ۱۰ سانتی‌متر) بود. بر اساس یافته‌ها، در کلیه فرکانس‌های ۳۲، ۶۳، ۱۰۰، ۱۲۵، ۲۵۰، ۵۰۰، ۱۰۰، ۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۸۰۰۰ هرتز، کاهش تراز فشار صوت در جاذب پشم شیشه مشاهده شد.

جدول ۲. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۵ سانتی‌متر و دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۹۲	۸
۶۳	۸۸	۱۰
۱۲۵	۸۶	۲
۲۵۰	۸۲	۴
۵۰۰	۸۷	۸
۱۰۰۰	۸۵	۵
۲۰۰۰	۸۵	۵
۴۰۰۰	۷۸	۱۰
۸۰۰۰	۷۷	۸

همچنین، سایلنسر جذبی با طول ۱۲۰ سانتی‌متر، ضخامت جاذب پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب، بالاترین میزان جذب صدا در فرکانس ۶۳ هرتز را داشت و این یافته در مقایسه با ضخامت جاذب پشم شیشه ۵ سانتی‌متری نشان دهنده آن است که هرچه ضخامت عایق بیشتر شود، توانایی جذب انرژی صوت توسط جاذب مربوط افزایش می‌یابد.

جدول ۳. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۵ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۹۰	۱۰
۶۳	۸۷	۱۱
۱۲۵	۸۵	۳
۲۵۰	۸۱	۵
۵۰۰	۸۶	۹
۱۰۰۰	۸۴	۶
۲۰۰۰	۸۳	۷
۴۰۰۰	۷۷	۱۱
۸۰۰۰	۷۷	۸

دانسیته عایق پشم شیشه ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب نیز توانایی جذب بالاتری را نسبت به دانسیته ۲۰ در این نوع عایق نشان داد. لازم به ذکر است که نتایج به دست آمده از مقایسه چهار حالت پیش آمده که شامل استفاده از عایق پشم شیشه با دو ضخامت متفاوت و دو قطر متفاوت بود، نشان داد که با افزایش دو برابری قطر و افزایش ضخامت عایق، میزان افت صدای بیشتری مشاهده شد.

جدول ۴. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب

فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۹۲	۸
۶۳	۸۷	۱۱
۱۲۵	۸۵	۳
۲۵۰	۸۲	۴
۵۰۰	۸۷	۸
۱۰۰۰	۸۵	۵
۲۰۰۰	۸۴	۶
۴۰۰۰	۷۸	۱۰
۸۰۰۰	۷۶	۹

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-24]

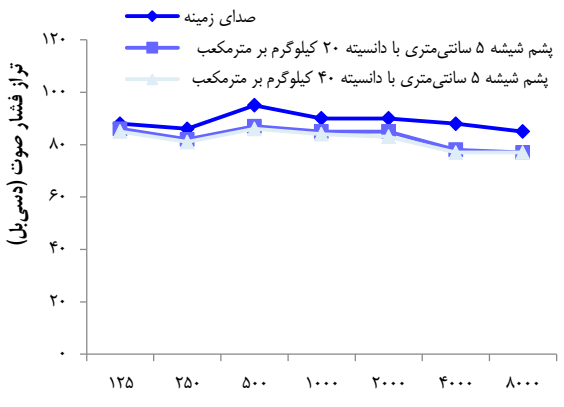
[DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926]

جدول ۵. میزان کاهش صدا پس از نصب سایلنسر با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

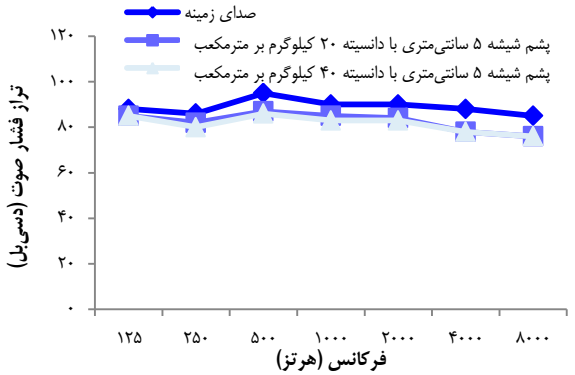
فرکانس (هرتز)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۳۲	۸۹	۸
۶۳	۸۶	۱۲
۱۲۵	۸۵	۳
۲۵۰	۸۰	۶
۵۰۰	۸۶	۹
۱۰۰۰	۸۳	۷
۲۰۰۰	۸۳	۷
۴۰۰۰	۷۸	۱۰
۸۰۰۰	۷۶	۹

بحث

بر اساس دستورالعمل استاندارد American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)، صدا در فرکانس‌های پایین‌تر از فرکانس نقطه برش، با احتمال کمتری کاهش می‌یابد و میزان افت انتقال محفظه به طور تقریبی از فرکانس ۲۵۰ هرتز به بالا شروع می‌شود. این موضوع به دلیل کوچک بودن ابعاد محفظه سایلنسر نسبت به طول موج‌های بلند صدا می‌باشد (۱۰). می‌توان ابعاد محفظه را بزرگ‌تر در نظر گرفت که این کار نیز مستلزم داشتن فضای کافی است (۱۱). خوشبختانه با وجود فضای کافی در مطالعه حاضر، برای این سایلنسر طولی معادل دو برابر قطر فن (۱۱۰ سانتی‌متر) در نظر گرفته شد که نتایج به دست آمده نشان دهنده کاهش صدا در فرکانس‌های کمتر از ۲۵۰ هرتز نیز می‌باشد.



شکل ۳. مقایسه میزان صدا قبل و بعد از نصب سایلنسر با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۵ سانتی‌متر و دانسیته ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب



شکل ۴. مقایسه میزان صدا قبل و بعد از نصب سایلنسر با ضخامت جاذب صوت پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب

پژوهش Selamet و همکاران نیز کاهش صدا در سایلنسرهای پر شده با فیبرهای رشته‌ای را به صورت تئوری و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. تحقیق آن‌ها به بررسی یک نوع سایلنسر هیبرید و محفظه پر شده در ترکیب با رزوناتور هلمهولتز پرداخت و کاهش صدا را در فرکانس‌های بیشتر از ۲۵۰ هرتز به دست آورد (۱۲). Wang و همکاران نیز سایلنسرهای با و بدون مواد جاذب را مورد بررسی قرار دادند. نتایج مطالعه آن‌ها نقش مواد جاذب در افت انتقال در فرکانس‌های رزونانس را نشان داد. همچنین، آن‌ها بعد از استفاده از جاذب‌های مختلف، به این نتیجه رسیدند که مواد جاذب با چگالی بالاتر، توانایی جذب صدای بیشتر و به دنبال آن، کاهش صدای بیشتری را خواهند داشت (۱۳).

یوسفی و همکاران نیز طی انجام پژوهشی، کاهش فشار صوت در فرکانس‌های پایین توسط سایلنسر جذبی طراحی شده هم‌سطح با کانال را گزارش نمودند. در تحقیق آن‌ها با افزایش میزان ضخامت ماده، نتایج بهتری در کاهش تراز فشار صوت مشاهده شد و باعث افزایش میزان کاهش تراز فشار صوت گردید (۱۴). بر اساس نتایج به دست آمده از بررسی حاضر، کاهش صدا در فرکانس‌های مختلف، بعد از نصب سایلنسر بر روی فن قابل اندازه‌گیری می‌باشد. در بهترین حالت سایلنسر جذبی با طول ۱۲۰ سانتی‌متر و ضخامت جاذب پشم شیشه ۱۰ سانتی‌متر و دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب، بالاترین میزان جذب صدا را در فرکانس ۶۳ هرتز به میزان ۱۲ دسی‌بل داشت.

استاندارد ASHRAE 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 همراه دارد (۱۴)، اما با توجه به وجود فضای مناسب در پژوهش حاضر، از دو ضخامت ۵ و ۱۰ سانتی‌متری جاذب استفاده گردید که نتایج نشان داد با دو برابر شدن قطر جاذب، میزان افت صدا نیز بیشتر خواهد شد. به طور مثال، در مقایسه افت صدا در جاذب پشم شیشه با دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب در فرکانس‌های مختلف، میزان افت صدا در عایقی با ضخامت ۵ سانتی‌متر ۶/۶ دسی‌بل و با ضخامت ۱۰ سانتی‌متر، ۷/۱ دسی‌بل به دست آمد. همچنین، نتایج تحقیق حاضر نشان داد که با دو برابر شدن دانسیته عایق، میزان افت انتقال صدا افزایش می‌یابد؛ با این توضیح که به صورت

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-24]
[DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926]

میانگین در فرکانس‌های مختلف در زمان استفاده از جاذب پشم شیشه با ضخامت یکسان ۵ سانتی‌متر، میانگین افت صدا در دانسیته ۲۰ کیلوگرم بر مترمکعب برابر با ۶/۶ دسی‌بل بود؛ در حالی که این میانگین در جاذب پشم شیشه با دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب به ۷/۷ دسی‌بل افزایش یافت و این یافته نشان دهنده مؤثر بودن افزایش دانسیته در افزایش توانایی افت انتقال صوت در عایق مورد بررسی می‌باشد.

نتیجه‌گیری

نتایج مطالعه حاضر نشان داد که با استفاده از جاذب‌های مناسب و تغییر ضخامت و یا دانسیته، می‌توان به شرایط بهینه‌ای جهت کاهش صدای ناشی از جریان هوا در خروجی‌ها دست یافت. همچنین، طراحی صحیحی از سایلنسر که در آن شرایط افت فشار با دقت بیشتری مورد توجه قرار گیرد نیز در کاهش صدای بهینه مؤثر خواهد بود.

تشکر و قدردانی

مطالعه حاضر برگرفته از پایان‌نامه تحقیقاتی مقطع کارشناسی ارشد رشته مهندسی بهداشت حرفه‌ای با شماره ۳۹۴۲۸۲ می‌باشد که با حمایت دانشگاه علوم پزشکی اصفهان انجام شد.

References

1. Golmohammadi R, Ziad M, Atari S. Assessment of noise pollution and its effects on stone cut industry workers of malayer district. Iran Occup Health 2006; 3(1-2): 23-7. [In Persian].
2. Clark WW, Bohne BA. Effects of noise on hearing. JAMA 1999; 281(17): 1658-9.
3. Forouharmajd F, Nassiri P. noise reduction of a fan and air duct by using a plenum chamber based on ASHRAE guidelines. J Low Freq Noise V A 2011; 30(3): 221-7.
4. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook: Fundamentals. New York, NY: American Society of Heating; 2001.
5. Mesquita AL, Mesquita AL, Filho EA. Use of dissipative silencers for fan noise control. Proceedings of the 2005 Congress and Exposition on Noise Control engineering; 2005 Aug. 7-10; Rio de Janeiro, Brazil.
6. Shin K, Hammond J. Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers. New York, NY: John Wiley & Sons; 2008.
7. Foreman JE. Sound analysis and noise control. New York, NY: Van Nostrand Reinhold; 1990.
8. Barron RF. Industrial noise control and acoustics. Boca Raton, FL: CRC Press; 2002.
9. Bell LH. Fundamentals of industrial noise control. Islamabad, Pakistan: Harmony Publications; 1973.
10. RP-1026 the aero-acoustic properties of common HVAC plena [Online]. [cited 2002]; Available from: URL: https://www.techstreet.com/standards/rp-1026-the-aero-acoustic-properties-of-common-hvac-plena?product_id=1717711.
11. 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.
12. Selamet A, Lee IJ, Huff NT. Acoustic attenuation of hybrid silencers. J Sound Vib 2003; 262(3): 509-27.
13. Wang CN, Wu CH, Wu TD. A network approach for analysis of silencers with/without absorbent material. Appl Acoust 2009; 70(1): 208-14.
14. Yousefi HA, Forouharmajd F, Maghsudian L. Investigation on use of Absorptive silencer in reduction Low-frequency noise Iranian axial fan. J Health Syst Res 2015; 11(2): 250-7. [In Persian].

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-24]

[DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926]

DOI: *10.22122/jhsr.v13i3.2926* *Published by Vesnu Publications*

Journal of Health System Research Received: 25.08.2016

Vol. 13, No. 3, Autumn 2017 Accepted: 02.01.2017

An Investigation of the Effect of the Use of Absorptive Pod Silencer on Reduction of Noise produced by the Air Inlet Channel of Iranian Centrifugal Fans

Farhad Forouharmajd[1], Somayeh Ashrafian[2]

Original Article

Abstract

Background: Centrifugal fans are extensive industrial used and transfer large volumes of air to industrial equipment such as boilers. These fans are one of the important sources of noise in industries. Therefore, the present study investigated the effect of the use of absorption silencer on reducing the low frequency sound of Iranian centrifugal fans.

Methods: The studied fan had a diameter of 55 cm, speed of 2980 cycles, and air flow of 300 cubic meters per hour. In addition, the silencer was built with galvanized iron walls with a thickness of 3 mm, and a central axis with a diameter of 5 and length of 100 cm. Inside the silencer and around its central axis were covered with glass fiber as sound absorbing material.

Findings: The maximum noise reduction was 12 dB in low frequencies. However, increase in diameter and density of the sound absorbing material resulted in a greater reduction in noise.

Conclusion: According to the results, absorptive silencer with glass fiber and flexi absorber with a thickness of 10 cm and density of 40 kg/m^3 can be used to achieve the desired noise reduction in centrifugal fans.

Keywords: Absorptive silencer, Central axis, Centrifuge fan

Citation: Forouharmajd F, Ashrafian S. **Investigation on Use of Absorptive Pod Silencer in Reduction Noise Air Inlet Channel Iranian Centrifugal Fan.** J Health Syst Res 2017; 13(3): 347-52.

1- Assistant Professor, Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran

2- MSc Student, Student Research Committee AND Department of Occupational Health Engineering, School of Public Health, Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran

Corresponding Author: Somayeh Ashrafian, Email: somayehashrafian@yahoo.com

[Downloaded from hsr.mui.ac.ir on 2026-11-24]

[DOI: 10.22122/jhsr.v13i3.2926]