

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

فرهاد فروهر مجد^۱، سمیه اشرفیان^۲

مقاله پژوهشی

چکیده

مقدمه: فن‌های سانتریفوژ، از جمله فن‌های پرمصرف در واحدهای صنعتی به منظور انتقال حجم زیادی از هوا به تجهیزات صنعتی مانند بویلهای، بلوایر و... می‌باشد 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 ۳۰۰۰ دور و دبی هوای عبوری ۲۹۸۰ سانتی‌متر مکعب 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: حداقل 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 کanal ورودی هوای فن دمنده سانتریفوژ، مجله تحقیقات نظام سلامت، ۱۳۹۶؛ ۱۳(۳): ۳۴۷-۳۵۲.

پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۱۰/۱۳

دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۶/۴

از مرکز متمايز از فن‌های محوری هستند؛ به طوری که هوا تیغه‌های بخش چرخنده را در چهت شعاع آن‌ها ترک می‌کند (عمود بر محور چرخش) و به سه نوع تقسیم می‌گردد. فن‌های تیغه خمیده به جلو که اغلب فن‌های «حافظه» (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 هوا 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 آبودینامیکی صدا) می‌توان به عدم بالانس فن، یاتاقان، صدای موتور و رزونانس ساختاری اشاره نمود.^(۵) روش‌های مشخص و متنوعی جهت جلوگیری و کنترل آبدگی 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، جزو اصلی ترین فعالیت‌های کنترل صدا می‌باشد؛ چرا که قبل از هرگونه اقدامی درباره صدا، باید مشخصات کامل آن شناسایی و پردازش سیگنال شود.^(۶)

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 صدای‌های 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)

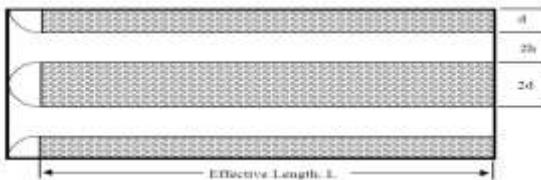
فن‌هایی که در سیستم‌های تهویه مورد استفاده قرار می‌گیرد، بسته به طبیعت جریان هوایی که از آن عبور می‌کند، به دو دسته کلی تقسیم می‌شود. فن‌ها با جریان هوای محوری که در آن‌ها جهت جریان هوا با محور گردش فن موازی است و فن‌های گریز از مرکز که جریان هوا در جهت شعاع آن‌ها خارج می‌شود. فن‌هایی دارای جریان محوری 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 پرمه‌ای می‌باشد. فن‌های گریز

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

Email: somayehashrafian@yahoo.com

نویسنده مسؤول: سمیه اشرفیان



شکل ۲. نمایی از سایلنسر طراحی شده به صورت شماتیک

در ادامه، جهت ساخت محور مرکزی، میله‌ای به اندازه طول سایلنسر تهیه گردید. نکته مهم این است که باید جنس میله، مقاومت پیچاندن جاذب مربوط به آن و نصب به بدنه سایلنسر را داشته باشد. بنابراین، میله مرکزی از جنس آهن تهیه شد تا قابلیت جوش به بدنه توسط میخ‌های مربوط را داشته باشد. جهت تهیه این محور، میله‌ای به طول ۱۰۰ سانتی‌متر و قطر ۵ سانتی‌متر در نظر گرفته شد که با اختساب قطر جاذب (۵ سانتی‌متر)، توازن در دو طرف دیواره‌های سایلنسر در نظر گرفته شده رعایت گردید. در ورودی جریان هوا به داخل سایلنسر، نیاز است امواج صوتی به دیواره‌های کناری سایلنسر که جاذب‌های صوتی قرار گرفته است، هدایت شود. به همین دلیل دو گپ به صورت دو نیم کره در ابتداء و انتهای سایلنسر تعییه شد. با در نظر گرفتن مجموعه قطر لوله و جاذب، گپ ایجاد شده دارای قطر ۱۰ سانتی‌متر بود. به منظور اتصال میله مرکزی به بدنه سایلنسر، باید میخ‌های نگهدارنده تهیه شود که با جنس بدنه و محور مرکزی متناسب باشند. از این‌رو، جنس میخ‌های نگهدارنده نیز از آهن انتخاب گردید. به منظور چسباندن جاذب‌ها به بدنه، از چسب پاتکس استفاده شد تا با مقاومت کافی به بدنه سایلنس چسبیده شود. جهت اندازه‌گیری صدا و مشخص نمودن عملکرد سایلنسر مورد طراحی، دستگاه صداستنچ (مدل B&K ۲۲۳۱، شرکت B&K دانمارک) همراه با آنالیزور و میکروفون (مدل B&K دانمارک) مورد استفاده قرار گرفت. تعداد و محل ایستگاه‌های اندازه‌گیری در هر کارگاه بسته به هدف اندازه‌گیری، متفاوت خواهد بود.

با توجه به این که هدف، اندازه‌گیری میزان کاهش صدا بعد از استفاده از سایلنسر بود، برای تعیین میزان فشار صوت، اندازه‌گیری به فاصله یک متر از منبع انجام پذیرفت و کلیه صدای زمینه مانند سایر دستگاه‌ها، صدای تردد و... تحت کنترل قرار گرفت و تنها صدای موجود در آن محل، صدای جریان هوای ورودی فن و الکتروموتور فن مربوط به آن بود. به منظور پیشگیری از تأثیر جریان هوا بر صدای اندازه‌گیری شده، از میکروفون صدا در کناره‌های سایلنسر استفاده گردید. در نتیجه، صدای مداخله‌گر ناشی از جریان هوا در ورودی فن حذف شد. نحوه ایستگاه‌بندی اندازه‌گیری بدین شرح بود؛ دیگ در کنار سمت راست سایلنسر قرار داشت و امکان اندازه‌گیری وجود نبود. رویه‌روی سایلنسر نیز محل ورود جریان هوا بود که تأثیر زیادی بر روی میکروفون دارد و نتایج قابل قبولی را ارایه نمی‌دهد. در قسمت عقب سایلنسر نیز وجود صدای الکتروموتور، تأثیر زیادی را بر روی دقت اندازه‌گیر صدا گذاشت و محل مناسی چهت اندازه‌گیری نبود. بنابراین، اندازه‌گیری در کنار سمت چپ انجام گرفت. با توجه به این که امکان حذف صدای الکتروموتور وجود نداشت، تنها ایستگاهی که 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 قرار گرفت و نتایج آن ثبت و با یکدیگر مقایسه گردید. با توجه به هدف کنترل صدا، آنالیز در یک سوم اکتاویاند و در شبکه‌های A و Z صورت گرفت.

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

سایلنسرهای برای کاهش صدای خروجی‌های هوا، کانال‌ها و فن‌ها کاربرد دارند (۸). این وسایل می‌توانند به سه گروه اساسی «واکنشی، جذبی و پخش کننده» تقسیم شوند (۹). از آن جایی که فن‌های ساتریفوژ کاربرد بسیار زیادی در صنایع دارند و صدای زیادی نیز ایجاد می‌کنند، مطالعه حاضر با هدف بررسی تأثیر سایلنسر جذبی بر صدای حاصل از این نوع فن‌ها انجام شد.

روش‌ها

این تحقیق از نوع تحلیلی-تجربی بود و بر روی صدای فن ساتریفوژ که از اجزای سیستم تهیه می‌باشد، انجام گرفت. جهت بررسی نقش این نوع سایلنسر، به سیستمی با ابعاد واقعی نیاز بود. بنابراین، تصمیم گرفته شد که مطالعه به صورت میدانی انجام گیرد. فن مورد بررسی دارای قطر ۵۵ سانتی‌متر و طول سایلنسر دو برابر قطر (حدود ۱۱۰ سانتی‌متر) بود. علت انتخاب دو برابری طول نسبت به قطر، رعایت تناسب بین ابعاد سایلنسر و ابعاد فن و عملکرد بهتر آن می‌باشد. با توجه به این که با افزایش طول سایلنسر، تأثیر آن در کاهش صدا بیشتر می‌شود، اما به علت کمود فضای افزایش وزن و شکل بودن سایلنسر، امکان طول بزرگ‌تری وجود نداشت. جنس دیواره سایلنسر از آهن گالوانیزه و دارای ضخامت ۳ میلی‌متر بود. چگالی‌های مورد استفاده برای جاذب پشم شیشه، ۲۰ و ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب در نظر گرفته شد. سایلنسر سپرکولار از یک بدنه کروی که داخل آن با جاذب صوتی پوشانده می‌شود، 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 شده است. بر اساس ابعاد طراحی شده، ورقه‌های مربوط با طول در نظر گرفته شده، 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 فن موجود پیچ شد. در این مرحله، بدنه اصلی سایلنسر ساخته شد و جهت نصب جاذب صوت آماده بود. انتخاب جاذب صوت بسیار مهم است؛ چرا که از شاخن‌های بسیار مهمی در پهبد عملکرد سایلنسر می‌باشد. با توجه به جاذب‌های صوتی موجود در کشور ایران، پشم شیشه به عنوان جاذب انتخاب شد.

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) (دسی‌بل)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۱۰	۹۰	۲۲
۱۱	۸۷	۶۳
۳	۸۵	۱۲۵
۵	۸۱	۲۵۰
۹	۸۶	۵۰۰
۶	۸۴	۱۰۰۰
۷	۸۳	۲۰۰۰
۱۱	۷۷	۴۰۰۰
۸	۷۷	۸۰۰۰

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) (دسی‌بل)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۸	۹۲	۲۲
۱۱	۸۷	۶۳
۳	۸۵	۱۲۵
۴	۸۲	۲۵۰
۸	۸۷	۵۰۰
۵	۸۵	۱۰۰۰
۶	۸۴	۲۰۰۰
۱۰	۷۸	۴۰۰۰
۹	۷۶	۸۰۰۰

یافته‌ها

مطالعه حاضر به صورت میدانی و بر روی فن سانتریفیوژ با مشخصات سرعت فن ۲۹۸۰ دور، دبی هوای عبوری ۳۰۰۰ مترمکعب بر ساعت، قدرت الکتروموتور ۱۸ کیلووات و نحوه کوبینگ الکتروموتور به صورت مستقیم انجام گرفت. بررسی صدای ناشی از فن قبل و بعد از اندازه‌گیری در جداول ۱-۵ و شکل‌های ۳ و ۴ ارایه شده است. میزان کاهش صدا در فرکانس‌ها و حالت‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت.

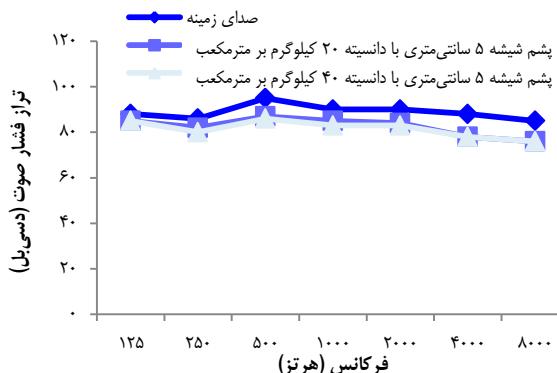
جدول ۱. تراز فشار صدای فن و توزیع فرکانسی صدا با کنترل صدای زمینه

فرکانس (هرتز) (دسی‌بل)	میزان صدا (دسی‌بل)
۱۰۰	۲۲
۹۸	۶۳
۸۸	۱۲۵
۸۶	۲۵۰
۹۵	۵۰۰
۹۰	۱۰۰۰
۹۰	۲۰۰۰
۸۸	۴۰۰۰
۸۵	۸۰۰۰

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 ۶۳، ۳۲، ۱۲۵، ۱۰۰، ۲۵۰، ۵۰۰، ۴۰۰۰ و ۸۰۰۰ هertz، 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) (دسی‌بل)	میزان صدا (دسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۸	۹۲	۲۲
۱۰	۸۸	۶۳
۲	۸۶	۱۲۵
۴	۸۲	۲۵۰
۸	۸۷	۵۰۰
۵	۸۵	۱۰۰۰
۵	۸۵	۲۰۰۰
۱۰	۷۸	۴۰۰۰
۸	۷۷	۸۰۰۰



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 هیرید و محفظه پر شده در ترکیب با روزناتور 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 نشان مداد جاذب در افت انتقال در فرکانس‌های روزناتس را نشان داد. همچنین، آن‌ها بعد از استفاده از جاذبهای مختلف، به این نتیجه رسیدند که مواد جاذب با گجالی 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.

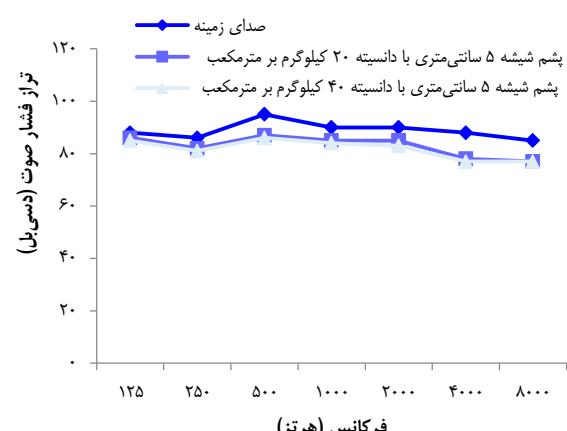
استاندارد ASHRAE کاهش صدای بیشتر در فرکانس‌های پایین را با افزایش ضخامت جاذب پیش‌بینی نموده است. البته افزایش ضخامت سبب تغییر در حجم محفظه و در نتیجه، تغییر در حجم هوای عبوری یا سرعت حریان هوا می‌شود که محدودیت‌هایی را به همراه دارد (۱۴). اما با توجه به وجود فضای مناسب در پژوهش حاضر، از دو ضخامت ۵ و 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

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) (دانسی‌بل)	میزان کاهش صدا (دسی‌بل)
۸	۸۹	۲۲
۱۲	۸۶	۶۳
۳	۸۵	۱۲۵
۶	۸۰	۲۵۰
۹	۸۶	۵۰۰
۷	۸۳	۱۰۰۰
۷	۸۳	۲۰۰۰
۱۰	۷۸	۴۰۰۰
۹	۷۶	۸۰۰۰

بحث

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) صدا در فرکانس‌های پایین تر 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 مادل دو برابر قطر فن (۱۰ 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

ضخامت و یا دانسیته، می‌توان به شرایط بھینه‌ای 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 بھینه مؤثر خواهد بود.

تشکر و قدردانی

مطالعه حاضر برگرفته از پایان‌نامه تحقیقاتی مقطع کارشناسی ارشد رشته مهندسی بهداشت حرفه‌ای با شماره ۳۹۴۸۲ می‌باشد که با حمایت دانشگاه علوم پزشکی اصفهان انجام شد.

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 $6/6$ دسی‌بل بود؛ در حالی که این میانگین در جاذب پشم شیشه با دانسیته ۴۰ کیلوگرم بر مترمکعب به $7/7$ دسی‌بل افزایش یافته و این یافته نشان دهنده مؤثر بودن افزایش دانسیته در افزایش توانایی افت انتقال صوت در عایق موردن بررسی می‌باشد.

نتیجه‌گیری

نتایج مطالعه حاضر نشان داد که با استفاده از جاذب‌های مناسب و تغییر

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].

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 Forouharmajd¹, Somayeh Ashrafiān²

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/m³ can be used to achieve the desired noise reduction in centrifugal fans.

Keywords: Absorptive silencer, Central axis, Centrifuge fan

Citation: Forouharmajd F, Ashrafiān 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 Ashrafiān, Email: somayehashrafiān@yahoo.com