



## کنترل صدای پمپ‌های آب در یک نیروگاه حرارتی

محمد جهانگیری<sup>۱</sup>، رستم گلمحمدی<sup>۲</sup>، محسن علی آبادی<sup>۳</sup>، مهدی جلالی<sup>۴</sup>

تاریخ پذیرش: ۹۵/۱۲/۱۶

تاریخ ویرایش: ۹۵/۰۹/۱۶

تاریخ دریافت: ۹۴/۰۹/۲۵

### چکیده

**زمینه و هدف:** نیروگاه‌ها از جمله صنایع مهم کشور می‌باشند که دارای تنوع تجهیزات مولد صدا بوده و تعداد قابل توجهی از کارگران در آنها مشغول به کار می‌باشند. این افراد با سطوح مختلفی از صدای زیان آور مواجهه دارند. هدف از این مطالعه اتاقک سازی به منظور کنترل صدای دستگاه پمپ‌های تغذیه آب دیگ بخار در یک نیروگاه برق بوده است.

**روش بررسی:** این مطالعه مقطعی به صورت توصیفی-تحلیلی و طرح مداخله در طبقه همکف واحد توربین یک نیروگاه حرارتی به دلیل آلودگی بالای صدا در بررسی اولیه، در سال ۱۳۹۳ انجام شد. تراز توان صوتی این منابع مطابق با استاندارد ISO-۳۷۴۶ برآورد گردید. برای تعیین توزیع تراز فشار صوت در محور عمودی برای منابع مورد بررسی از روش اندازه‌گیری و آنالیز فرکانس صدا شبکه‌ای با استفاده از ترازسنج کالیبره شده TES 1358 در مقیاس کوچک و تحلیل درون یابی مقادیر با نرم‌افزار SURFER انجام گردید. در نهایت به منظور کنترل صدا یک اتاقک با دیواره لایه بندی شده به برای پمپ مذکور طراحی و میزان اثربخشی آن در کنترل صدا برآورد گردید.

**یافته‌ها:** نتایج حاصل از آنالیز صدای پمپ‌های مورد بررسی نشان داد که فرکانس غالب صوت ۲۰۰۰ هرتز می‌باشد. نتایج حاصل از روش تفکیک صدا در محور عمودی منابع نیز مؤید آن است که پمپ اصلی و جعبه دنده دارای بیشترین سهم در انتشار صدای آن می‌باشند. همچنین نتایج نشان داد که پمپ اصلی، تراز توان صوتی ۱۰۷ دسی‌بل و جعبه دنده نیز ۱۰۸ دسی‌بل داشته است. طراحی اتاقک شامل محصورکننده‌ای با لایه اصلی از جنس فولاد و لایه داخلی از جنس فوم لاستیکی بوده است. در این طراحی با احتساب یک درصد نشتی، تراز فشار صوت حاصل از بخش‌های اصلی پمپ ۲۰ دسی‌بل کاهش خواهد یافت.

**نتیجه‌گیری:** با استفاده تکنیک اتاقک‌سازی پمپ‌های تغذیه کننده آب مربوط به بخش دیگ بخار نیروگاه، می‌توان میزان مواجهه این شاغلین در معرض آلودگی صدا را به حد مجاز کاهش داد.

**کلیدواژه‌ها:** کنترل صدا، نیروگاه حرارتی، اتاقک سازی، پمپ تغذیه آب.

### مقدمه

نهایتاً کاهش شنوایی شاغلین باشد [۷]. از جمله صنایعی که تعداد قابل توجهی از شاغلین آن در مواجهه با صدای بیش از حد مجاز هستند می‌توان به نیروگاه‌ها اشاره نمود. نیروگاه‌ها دارای تجهیزات متعددی مانند بوستر پمپ‌ها، کندانسورها، فن‌ها، بویلرها، دریچه‌های بخار، دریچه‌های کنترل و کمپرسورها می‌باشند که با توجه به ماهیت این تجهیزات، آلودگی صدای بالایی در محیط بسته اطراف آنها تولید می‌شود. در این مراکز حتی اگر صدای تولید شده توسط یک دستگاه پایین‌تر از سطح مجاز باشد به علت ایجاد اثرات ترکیبی صدای منابع و همچنین پدیده بازآوایی و بازتابش صدا از سطوح، میزان صدا می‌تواند به بالای حد مجاز تجاوز نماید [۵، ۸-۱۰]. از

آلودگی صدا ترکیبی از اصوات ناخوشایند و ناخواسته‌ای است که باعث آزار و آسیب فیزیولوژیک در افراد می‌گردد [۱]. مواجهه با صدای بالاتر از حد مجاز به عنوان یکی از فراگیرترین آلاینده فیزیکی صنایع مختلف مطرح می‌باشد [۲-۵]. طبق بررسی و مستندات ارائه شده توسط سازمان جهانی بهداشت (WHO) در سال ۲۰۱۳، کاهش شنوایی ناشی از مواجهه با صدا در بین بیماریهای شغلی، پس از بیماری‌های تنفسی و ناراحتی‌های اسکلتی-عضلانی در رتبه سوم قرار داشته است [۶]. مواجهه طولانی مدت با صدا می‌تواند داری اثرات متعددی مانند تداخل در مکالمه، اختلال در خواب، کاهش عملکرد ذهنی و

۱- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی همدان، همدان، ایران.

۲- (نویسنده مسئول) استاد، قطب علمی بهداشت حرفه‌ای و مرکز تحقیقات علوم بهداشتی، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی همدان، همدان، ایران. golmohamadi@umsha.ac.ir

۳- استادیار، قطب علمی بهداشت حرفه‌ای و مرکز تحقیقات علوم بهداشتی، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی همدان، همدان، ایران.

۴- کارشناسی ارشد، مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی همدان، همدان، ایران.

۱۰ دسی‌بل در منبع مدنظر باشد، می‌توان از روش‌های محصورسازی، اتاقک‌سازی و به کارگیری انباره‌های صوتی استفاده نمود [۱، ۱۲]. به‌طور کلی، کنترل صدا در صنایع یک چالش بزرگ بوده و اغلب مستلزم اعمال کنترل‌های مهندسی می‌باشد.

مطالعات قبلی نشان داد که اجرای کابین آکوستیک کارآمدترین مداخله عملی برای کنترل مواجهه با صدا برای کسانی است که عملیاتی از جمله بازرسی محصول یا نظارت بر ماشین آلات به صورت تمام وقت را بعهده دارند [۷] به سر برد. استفاده از اتاقک آکوستیک می‌تواند یک راهکار مناسب در کنترل صدای منابع صنعتی باشد و استفاده از ورق فولادی به عنوان لایه اصلی مورد تایید ISO 15667 می‌باشد [۱۴]. زیچوسکی (Dziechciowski) اتاقکی را با استفاده از ورق فولادی طراحی نموده است که با لایه داخلی فوم پوشانده شده است. علت این امر این بوده که ورق از فولاد دارای ویژگی‌های میرایی بسیار کم است [۱۵]. نتایج تجربی تایید نموده که در شرایطی که عملکرد عایق بالا مورد نیاز است، ساندویچ پانل را که دارای جرم کافی و میرایی بالا است می‌توان ترجیح داد [۱۵-۱۶]. کوکو (Kuku) و تادیو (Tadeu) بر اساس نتایج تجربی، افت انتقال دیواره‌های عایق را در حالات مختلف تعیین کرده‌اند و بیشتر روی قانون جرم و نقش فرکانس و استفاده از لایه جاذب در جدار داخلی کابین تاکید داشته‌اند [۱۶-۱۵].

با توجه به سهم بالای پمپ‌های تغذیه‌کننده آب در انتشار آلودگی صدا در محیط نیروگاه و ضرورت تأمین حداقل الزامات بهداشتی، مطالعه حاضر با هدف طراحی اتاقک برای این تجهیزات و تعیین اثربخشی آن در کاهش مواجهه شاغلین با صدا در نیروگاه مورد مطالعه طراحی و اجرا گردید.

### روش بررسی

**محیط پژوهش:** مطالعه حاضر توصیفی-تحلیلی بوده و به منظور طرح مداخله و در طبقه همکف واحد توربین یک نیروگاه حرارتی تولید برق در سال ۱۳۹۳

بین تجهیزات یادشده، پمپ‌های تغذیه‌کننده آب، فن‌ها و کمپرسورها به‌عنوان مهم‌ترین منابع تولیدکننده صدا در این صنعت مطرح می‌باشند. مطالعات انجام شده مواجهه بیش از حد مجاز با صدا توسط افراد شاغل در اطراف این تجهیزات را تایید نموده است [۵، ۹، ۱۱].

ایجاد صدا در تجهیزات نیروگاهی با عوامل متعددی در ارتباط می‌باشد که از نقطه نظر صنعتی می‌توان به مواردی مانند ماهیت مکانیکی و ساختاری دستگاه، استهلاک قطعات مکانیکی، عملکرد نامناسب قطعات متحرک ماشین، فوندانسیون ضعیف و ارتعاش ساختاری دستگاهها اشاره نمود [۱، ۱۲، ۱۳].

پمپ‌ها یکی از مهم‌ترین تجهیزات موجود در نیروگاه‌ها بوده که معمولاً به منظور تهیه انرژی لازم برای راه‌اندازی دیگر تجهیزات مورد استفاده قرار می‌گیرند. این تجهیزات به‌طور معمول در هنگام کار صدای بالایی تولید می‌نمایند که برخی از علل ایجاد صوت در آنها شامل کاویتاسیون، نوسانات فشار سیال، برخورد سطوح جامد، عدم توازن دینامیکی روتور می‌باشد. صدا ممکن است از میان هوای اطراف پمپ و یا از طریق خطوط لوله و یا ساختار نگهدارنده پمپ منتقل شود [۱]. پمپ اصلی تغذیه‌کننده آب در نیروگاه مورد مطالعه از نوع سانتریفیوژ چند طبقه‌ای بشکه‌ای می‌باشد که با دور متوسط ۵۵۰۰ دور در دقیقه، توسط جعبه دنده به گردش درآمده و قادر است آب را با فشار ۸ تا ۹ بار از بوستر پمپ تحویل و به فشار ۱۸۰ بار تبدیل کرده و با دبی ۱۱۲۴ تن در ساعت به سمت هیترهای فشار قوی انتقال دهد. این پمپ دارای محفظه‌ای است که سیال در درون آن به علت چرخش پروانه، دوران یافته و تحت تأثیر نیروی گریز از مرکز از محفظه پمپ به بیرون پرتاب می‌شود.

برای کنترل صدا با هدف کاهش اثرات می‌توان از دو رویکرد کنترل مدیریتی و کنترل فنی استفاده نمود. کنترل فنی، از طریق کنترل صدا در منبع، کنترل صدا در مسیر انتشار و کنترل صدا در دریافت کننده قابل انجام می‌باشد. کنترل صدا در منبع توصیه شده ترین روش می‌باشد. زمانی که میزان کاهش صدای بیش از



شکل ۱ - نمای کلی نمونه پمپ آب مورد بررسی

پمپ در نظر گرفته شد و پس از شبکه بندی آن به مربعات  $0.2 \times 0.2$  متر، اندازه‌گیری فضایی صدا (اندازه‌گیری تراز فشار صوت در محور عمودی مقابل دستگاه‌ها) در مرکز هر مربع انجام پذیرفت. در این روش از صداسنج آنالیزوردار (روش اندازه‌گیری فشار صوت) برای تعیین توزیع تراز فشار صوت در اجزاء دستگاه استفاده گردید [۱]. کلیه اندازه‌گیری‌ها به همراه آنالیز فرکانس در شبکه Line انجام گردید.

**تعیین تراز توان صوت پمپ:** برآورد تراز توان صوتی پمپ مورد بررسی مطابق با استاندارد ISO-3746 استفاده گردید [۲۰]. در ابتدا ابعاد دستگاه اندازه‌گیری و صدا در شبکه Line و در حالت Slow اندازه‌گیری و آنالیز شد. فرکانس غالب نیز مشخص گردید. پس از اندازه‌گیری ابعاد دستگاه مورد نظر مکعب مستطیلی فرضی ایجاد شد که ابعاد آن عبارتند از  $L_1$  طول و  $L_2$  عرض و  $L_3$  ارتفاع. سپس جهت مشخص نمودن سطح محاسباتی (مکعب مستطیل بزرگ‌تر) ابعاد آن از طریق رابطه ۱ محاسبه شد:

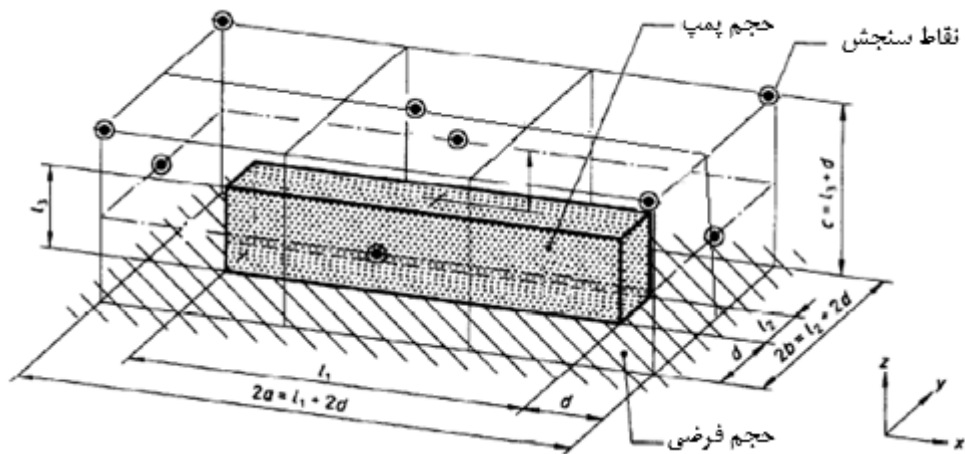
$$\text{رابطه (۱): } L_1 + 2d \text{ و } L_2 + 2d \text{ و } L_3 + d$$

با توجه به اینکه بزرگترین بعد مستطیل کوچک بزرگ‌تر از ۲۵۰ میلی‌متر می‌باشد مقدار  $d$  برابر با ۱ متر در نظر گرفته شد. سپس میکروفون دستگاه طبق روش استاندارد فوق در ۹ نقطه قرار داده شد و صدای دستگاه در هر ۹ نقطه در شبکه Line اندازه‌گیری و آنالیز گردید. این نقاط شامل یک نقطه در مرکز سطح

انجام پذیرفت. برای دستیابی به اهداف مورد نظر، مطالعه در چند مرحله شامل ارزیابی صدای پمپ تغذیه‌کننده آب، تعیین تراز فشار صوت دستگاه، ارزیابی مواجهه کارگران با دستگاه، ارزیابی آکوستیکی طبقه همکف واحد توربین نیروگاه و طراحی اتاقک برای پمپ تغذیه‌کننده آب انجام پذیرفت که در این مقاله نتایج طراحی اتاقک مورد بحث قرار گرفته است. لازم به ذکر است که با توجه به مطالعه مقدماتی انجام شده توسط مولفین برای تعیین منابع اصلی مولد صدا در نیروگاه مورد بررسی، مهم‌ترین دستگاه انتشار صدا در واحد توربین، پمپهای تغذیه‌کننده آب تعیین گردیده بود [۱۸]. در نتیجه این واحد برای مطالعه طرح کنترل صدا انتخاب گردید. شکل ۱ نمای کلی این نوع پمپ آب را نشان می‌دهد.

**ارزیابی صدای پمپ:** برای این منظور از روش شبکه بندی موضعی با مش کوچک و تحلیل و دورن یابی مقادیر تراز صدا با نرم افزار SURFER 10 انجام گردید. این روش پیش از این برای تعیین منابع نقطه-ای صدا در پالایشگاه تهران با موفقیت انجام شده است (۱۹). دستگاه مورد بررسی که پمپ تغذیه‌کننده آب (فید واتر پمپ) نام داشت دارای ابعاد  $3 \times 2 \times 9$  متر به صورتی قرار داشت که مقطع طولی پشت آن در فاصله ۲ متری دیوار و مقطع طولی جلویی آن در مسیر راهروی تردد پرسنل واقع بود. در نتیجه یک صفحه مستطیلی با طول ۹ متر و ارتفاع ۳ متر (برابر با طول و ارتفاع دستگاه) به صورت عمودی در فاصله ۱ متری

1. Spatial sound measurement



شکل ۲- تعیین نقاط اندازه گیری تراز فشار صوت در اطراف پمپ برای تعیین توان صوتی

بازاوا)، میزان متوسط ضریب جذب سطوح داخلی بنا ارزیابی و بر مبنای رابطه ۴ و شاخص جذب کلی بر مبنای سابین از رابطه ۵ محاسبه گردید [۱].

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \alpha_i}{\sum S} \quad \text{رابطه (۴)}$$

$$R = \frac{S_0}{1 - \bar{\alpha}} \quad \text{رابطه (۵)}$$

در رابطه فوق  $R$  ثابت جذب اتاق،  $S$  سطح کل داخلی کارگاه (متر مربع) و  $\bar{\alpha}$  متوسط ضریب جذب صوتی کل سطوح داخلی می باشد.

**طراحی اتاقک آکوستیک برای پمپ:** از آنجایی که ابعاد دستگاه پمپ های مورد بررسی بزرگ بوده و طبق اندازه گیری ها، پمپ اصلی و جعبه دنده عوامل اصلی ایجاد صدا در این دستگاه تعیین شدند و قسمت های دیگر دستگاه نقش چندانی در تشدید صدا نداشتند. محصور سازی فقط برای دو قسمت اصلی یعنی پمپ اصلی و جعبه دنده انجام پذیرفت. در گام نخست طراحی، ابعاد دستگاه به منظور ابعاد اتاقک مورد نظر تعیین گردید. این قسمت دارای ابعادی به طول ۳/۳۵ متر، عرض ۲/۵ متر و ارتفاع از کف ۲/۵۵ متر می باشند. در گام دوم، میزان افت انتقال صوتی مورد نیاز برآورد گردید. با توجه به اینکه فرکانس غالب

فوقانی، ۴ نقطه در چهار گوشه های سطح فوقانی و ۴ نقطه نیز در مرکز سطوح عمودی مطابق شکل ۲ بوده است. تراز توان صوتی منبع طبق روابط زیر مطابق روش استاندارد تعیین گردید:

$$L_w = L_{p,av} + 10 \log_{10} (s_m / s_{ref}) - k_r - 0.1$$

در رابطه فوق،  $L_{p,av}$  میانگین تراز فشار صوت در ۹ نقطه اندازه گیری شده در فرکانس غالب (دسی بل در مقیاس  $L$ )،  $S_{ref}$  مساحت مبنا (۱ متر مربع)،  $S_m$  مساحت سطوح اندازه گیری صدا (متر مربع)،  $k_r$  عامل تصحیح است که طبق رابطه زیر تعیین گردید:

$$k_r = 10 \log_{10} \left[ 1 + \frac{4(1 - \bar{\alpha}) S_m}{\bar{\alpha} S_0} \right] \quad \text{رابطه (۳)}$$

در رابطه ۳،  $\alpha$  ضریب جذب صوتی و  $S_0$  مساحت سطوح داخلی بنا (متر مربع) می باشد. نتایج در محیط نرم افزار Excel طبق استاندارد ISO-3746 تراز توان دستگاه تعیین گردید.

**ارزیابی آکوستیکی طبقه همکف:** در این مرحله به منظور تعیین خصوصیات سطوح داخلی طبقه همکف نیروگاه در ایجاد صدای با میدان غیر مستقیم (میدان

در افت انتقال به وجود می‌آید که به ناحیه فنریت موسوم است و در اینجا نیز فرکانس حد فولاد و فرکانس غالب فاصله خیلی زیادی ندارند، بنابر این باید با افزودن یک لایه پوششی از مواد میراکننده این اثر را محدود نمود. ضمناً این لایه در سطح داخلی نصب می‌شود تا نقش جاذب را نیز داشته باشد. در مطالعه حاضر دو نوع جاذب را که دارای این خاصیت می‌باشد شامل فوم لاستیکی NBR-PVC با ضخامت حدود ۲ سانتی‌متر تعیین گردید. جهت تعیین ضریب جذب این مصالح از لوله امپدانس موجود در آزمایشگاه عوامل فیزیکی دانشکده بهداشت همدان استفاده شد. در نهایت بعد از انجام محاسبات، فوم PVC با ضخامت ۲ سانتی‌متر انتخاب گردید.

در گام ششم، محاسبه ابعاد اتاقک متناسب با اجزای مورد نظر و مضرر فردی از نصف طول موج فرکانس غالب تعیین گردید. علت تعیین این مبنا جلوگیری از تشدید ناشی از تداخل صدای بازتابشی سطوح بوده است. برای پمپ اصلی طول اتاقک ۲/۷۰ متر و عرض آن ۲/۴۰ متر و ارتفاع آن نیز ۱/۵۵ متر تعیین گردید. در قسمت پشت و در قسمت جلو دستگاه (در سمتی که پمپ اصلی توسط شافت به جعبه دنده وصل می‌شود) دو عدد دریچه بازشو با شیشه دوجداره و با کلاف UPVC به ابعاد ۰/۲۰ متر جهت دسترسی آسان به شیر فلکه‌های کنترلی آن در نظر گرفته‌شد. همچنین جهت بازدید از عقربه‌های کنترل فشار و دبی یک عدد دریچه بازدید غیر بازشو به ابعاد ۱/۱۰×۰/۴۰ متر در سمت راهرو (جهت مخالف دیوار) در نظر گرفته شد. برای لوله‌ها نیز به طور متناسب فضا در نظر گرفته شده است که همگی درزگیری خواهند شد. به همین ترتیب برای جعبه دنده نیز اتاقکی با همان مصالح به ابعاد ۱/۵۵ \* ۲/۷۸ و ارتفاع ۱/۶۰ متر تعیین شده است. در گام هفتم بر اساس چگالی کلی لایه‌ها، افت انتقال اسمی و واقعی در فرکانس غالب با استفاده از رابطه (۶) محاسبه و تعیین گردید.

۲۰۰۰ هرتز و تراز فشار صوت حداکثر پمپ اصلی ۱۰۱/۳ دسی بل و تراز فشار صوت ماکزیمم جعبه دنده ۱۰۱/۳ دسی بل بود، بنابر این به منظور دستیابی به سطوح مجاز توصیه شده، حدود ۱۶/۵ دسی بل کاهش در تراز کلی فشار صوت نیاز تعیین شد. در گام سوم، جنس لایه عایق اصلی اتاقک (لایه بیرونی) تعیین گردید. در طراحی اتاقک الزامات استاندارد ISO 15667 مد نظر قرار گرفت [۱۴]. به جهت این که هم TL (افت انتقال) مناسبی داشته باشیم و هم اینکه محصورکننده از مقاومت خوبی در برابر ضربات و بارهای احتمالی داشته باشد جهت لایه بیرونی اتاقک از فولاد با ضخامت ۲ میلی‌متر استفاده شد. کلاف اصلی اتاقک از جنس نبشی ۶۰×۶۰ میلی‌متر تعیین گردید. محاسبه TL اسمی حاصل از ورق فولاد ۲ میلی‌متری از رابطه ۶ استفاده شد [۱۲]:

$$\text{رابطه (۶): } TL(\text{dB}) = 20 \log(fw) - 47.5$$

با توجه به چگالی فولاد برابر با ۷۸۵۰ کیلوگرم بر متر مکعب [۱۲] با ضخامت ۲ میلی‌متر استفاده شود، چگالی سطحی آن ۱۵/۷ کیلوگرم بر متر مربع خواهد بود و بالتبع افت انتقال بالاتر از نیاز خواهد داشت اما به دلیل نشتی‌های آشکار و پنهان ناشی از اجرا و جلوگیری از افت ناشی از تنش جداره همین ضخامت مناسب تشخیص داده شد. در گام چهارم، فرکانس حد لایه اصلی عایق اتاقک (فولاد) با استفاده از رابطه ۷ محاسبه گردید [۱۲]. این فرکانس نشان دهنده نقطه کاهش شدید افت انتقال می‌باشد. در طراحی اتاقک فرکانس غالب باید حتی الامکان از این فرکانس دور باشد:

رابطه (۷):

$$f_c = \frac{c_a^2}{10.8 \times c_b \times t \times \sin^2 \alpha_1}$$

در گام پنجم، لایه درونی اتاقک تعیین شده است. از آنجایی که در فرکانس‌های پایین به دلیل ارتعاش دیواره و ارتعاش ناشی از صدای محیط اغلب نوساناتی

## یافته‌ها

اصلی و جعبه دنده می‌باشد. همچنین بوستر پمپ دارای کم‌ترین تراز فشار صوت در بین ۴ جزء اصلی تشکیل دهنده منابع می‌باشد.

با توجه به نتایج اندازه‌گیری‌های تراز فشار صوت و محاسبات انجام شده مطابق استاندارد ISO-3746 و با استفاده از روابط ۴-۱ مشخص گردید که در فرکانس غالب (۲۰۰۰ هرتز) تراز توان صوتی منبع ۱۰۸ dB می‌باشد. ارزیابی آکوستیکی طبقه همکف به منظور تعیین میزان متوسط ضریب جذب سطوح داخلی مطابق محاسبات رابطه ۴ و شاخص ساین مطابق رابطه ۵ انجام گردید که نتایج نشان داد که متوسط ضریب جذب متوسط صوتی سالن برابر ۰/۰۲ و شاخص جذب صوتی برای ۲۹۳۰۹ متر مربع سطوح داخلی بنا برابر ۵۹۸ ساین متر مربع بوده است. ریز محاسبات برای اجمال در اینجا نیامده است.

همان‌گونه که ارزیابی صدای قسمت‌های مختلف پمپ تغذیه‌کننده آب نشان داد، پمپ اصلی و جعبه دنده عوامل اصلی ایجاد صدا در این دستگاه بوده اند و قسمت‌های دیگر دستگاه نقش چندانی در تشدید صدا

نتایج اندازه‌گیری تراز فشار صوت در اطراف منابع مورد نظر برای تعیین تراز توان پمپها طبق روابط ۳-۱ نشان داد که تراز توان پمپ اصلی ۱۰۷/۴ dB و بخش گیربکس ۱۰۴/۸ dB بوده است. این نتایج مرتبط با نتایج ارزیابی آکوستیکی محیط انتشاری مطابق روابط ۴-۵ محاسبه گردیده است. این نتایج نشان داد که در محیط انتشاری با لحاظ نمودن متوسط ضریب جذب ۰/۰۲ در فرکانس غالب و دو فرکانس مرکزی قبل و بعد، شاخص سطح جذبی مکان برابر ۵۸۶ Sab.m<sup>2</sup> بوده است. نتایج ارزیابی میانگین تراز فشار صوت اجزای پمپ تغذیه‌کننده آب شامل: پمپ اصلی، جعبه دنده، الکتروموتور و بوستر پمپ به همراه آنالیز فرکانس در شبکه وزنی Line در جدول ۱ ارائه گردیده است. نتایج نشان داد، تراز فشار صوت اندازه‌گیری شده در بخش‌های مختلف دستگاه در محدوده ۱۰۰/۷ تا ۹۵/۸ دسی بل در مقیاس L قرار دارد. همان‌گونه که ملاحظه می‌گردد فرکانس غالب منبع اصلی ۲۰۰۰ هرتز بوده و بیشترین تراز فشار صوت مربوط به پمپ

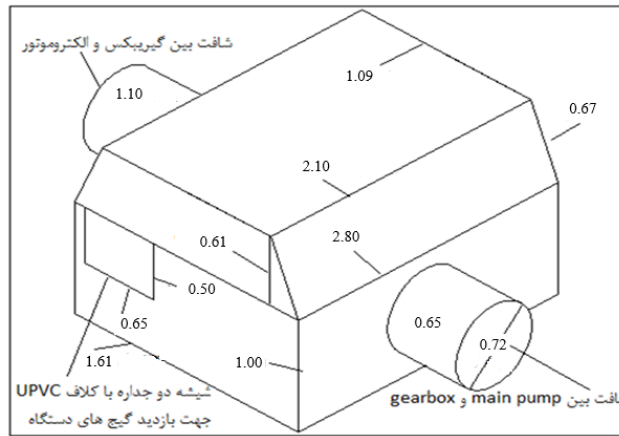
جدول ۱- میانگین تراز فشار صوت هر یک از اجزاء منبع اصلی تولید کننده صدا به همراه آنالیز فرکانس در شبکه Line

بخش دستگاه	فرکانس (هرتز)									SPL*
	۸۰۰۰	۴۰۰۰	۲۰۰۰	۱۰۰۰	۵۰۰	۲۵۰	۱۲۸	۶۴	۳۲	
پمپ اصلی	۹۱	۹۱/۷	۹۵/۸	۹۰/۸	۸۶/۷	۸۰/۱	۷۲/۵	۶۵/۹	۴۵/۳	۱۰۰/۷
گیربکس	۸۴/۲	۸۹/۸	۹۵/۶	۹۲/۴	۸۵/۲	۷۹/۹	۷۱/۲	۵۷/۹	۴۰/۸	۹۹/۹
الکتروموتور	۷۹/۵	۸۸/۳	۹۳/۴	۸۷/۹	۸۲/۸	۷۹/۸	۷۱/۶	۵۹/۳	۴۶/۱	۹۶/۸
بوستر پمپ	۷۷/۳	۸۵/۹	۹۲/۴	۸۸/۷	۸۲/۳	۷۸/۴	۷۰/۱	۵۸/۹	۴۲/۳	۹۵/۸

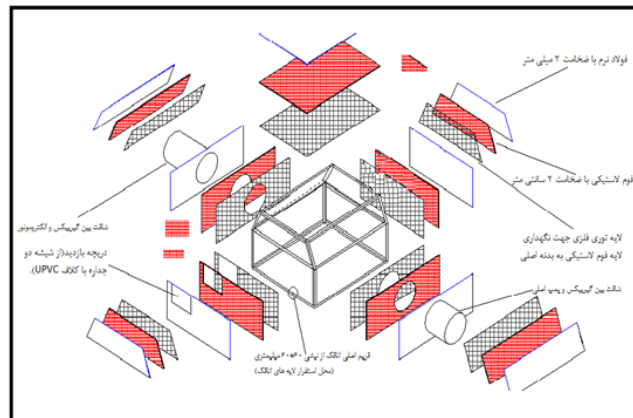
\*Sound Pressure Level dB(L)

جدول ۲- نتایج حداکثر تراز فشار صوت قبل و بعد از طراحی اتاقک و میزان کاهش تراز در فرکانس‌های مرکزی یک اتاقک در شبکه Line

شاخص‌های مورد بررسی	فرکانس‌های مرکزی اتاقک (Hz)									تراز فشار صوت
	۸۰۰۰	۴۰۰۰	۲۰۰۰	۱۰۰۰	۵۰۰	۲۵۰	۱۲۵	۶۳	قسمت	
تراز فشار صوت قبل از مداخله	۹۱/۲	۸۸/۳	۹۳/۸	۹۰/۲	۸۸/۷	۸۷/۵	۸۸/۵	۹۰/۰	پمپ اصلی	۱۰۱/۳
جعبه دنده	۹۰/۳	۸۸/۲	۹۵/۲	۹۱/۵	۸۷/۹	۸۸/۶	۸۶/۶	۸۶/۹	جعبه دنده	۱۰۱/۳
افت انتقال تئوریک اتاقک	۵۶/۴	۵۰/۳	۴۴/۳	۳۸/۳	۳۲/۳	۲۶/۳	۲۰/۲	۱۴/۳	پمپ اصلی	۵۷/۷
جعبه دنده	۵۶/۱	۵۰/۱	۴۴/۱	۳۸/۱	۳۲	۲۶	۲۰	۱۴	جعبه دنده	۵۷/۴
افت انتقال عملیاتی اتاقک با احتساب ۱٪ نشتی	۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	۱۹	۱۸	۱۳	پمپ اصلی	۲۰/۱۶
تراز فشار صوت پس از نصب اتاقک	۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	۲۰	۱۹	۱۸	۱۳	جعبه دنده	۲۰/۱۶
پمپ اصلی	۷۱/۲	۶۸/۳	۷۳/۸	۷۰/۲	۶۸/۷	۶۸/۵	۷۰/۵	۷۷	پمپ اصلی	۸۱/۱۴
جعبه دنده	۷۰/۳	۶۸/۲	۷۵/۲	۷۱/۵	۶۷/۹	۶۹/۶	۶۸/۶	۷۳/۹	جعبه دنده	۸۱/۱۴



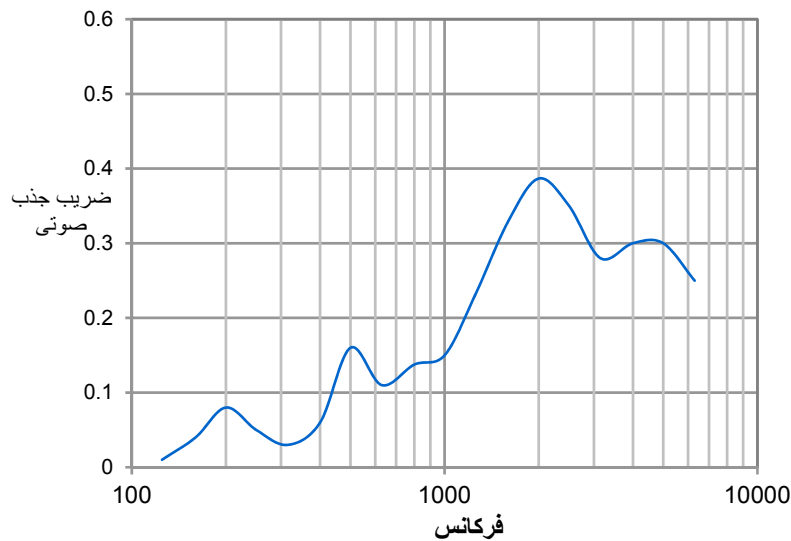
شکل ۳- نمای مونتاز از اتاقک طراحی شده برای جعبه دنده (اندازه ها به متر)



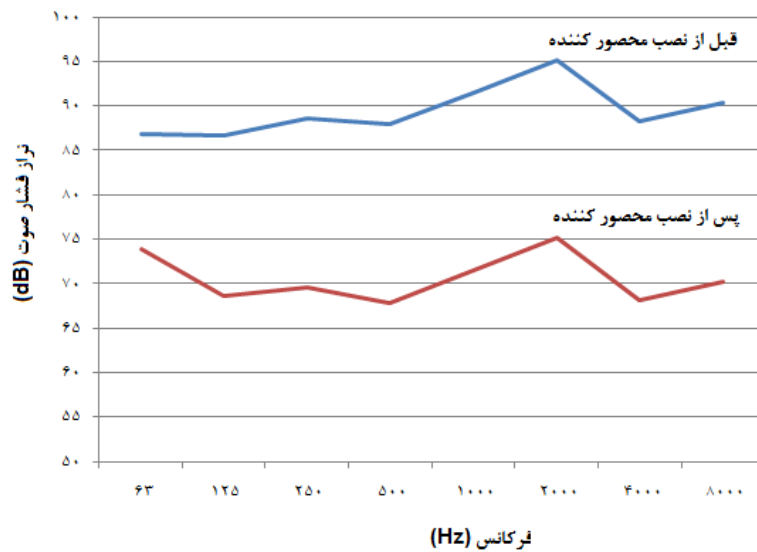
شکل ۴- نمای انفجاری از اتاقک طراحی شده برای جعبه دنده به همراه فریم اصلی آن

مشخصات مندرج در روش کار با چگالی سطحی  $18/6$  کیلوگرم بر متر مربع که دارای دسترسی آسان به شیرفلکه‌ها و رؤیت درجه‌ها از پنجره با شیشه دوجداره و کلاف UPVC باشد، تراز فشار صوت حاصل از پمپ اصلی و جعبه دنده که به نوعی تراز نشر صوتی پمپ تغذیه کننده آب می‌باشد حدود  $20$  دسی‌بل کاهش یافته و به حدود  $81$  دسی‌بل خواهد رسید که پایین‌تر از حد مجاز کشوری  $85$  دسی‌بل در مقیاس A خواهد بود. لازم به ذکر است که استفاده از یک لایه فوم NBR-PVC در جداره داخلی به دلیل ضریب جذب حدود  $0/38$  در فرکانس غالب، مطابق نمودار شکل ۵ برای ضخامت  $21$  میلی‌متر و دارا بودن قابلیت میراکنندگی ممتاز خواهد توانست از تشدید صدا در داخل اتاقک تا

نداشته‌اند. در نتیجه محصورسازی فقط برای دو قسمت اصلی یعنی پمپ اصلی و جعبه دنده انجام پذیرفت. نتایج برآورد تاثیر طراحی اتاقک آکوستیک در کاهش صدای پمپ تغذیه‌کننده آب با استفاده از اتاقک طراحی شده و نصب بر روی دو قسمت پمپ اصلی و جعبه دنده در جدول ۲ ارائه گردیده است. با توجه به اینکه فرکانس غالب  $2000$  هرتز و تراز فشار صوت حداکثر پمپ اصلی و جعبه دنده  $101/3$  دسی‌بل در مقیاس A بوده است، بنابر این به منظور دستیابی به سطوح مجاز توصیه‌شده، حدود  $16/5$  دسی‌بل کاهش در تراز کلی فشار صوت نیاز می‌باشد. برآورد دقیق محاسباتی با در نظر گرفتن مشکلات ناشی از اجرا و ضریب نشست صوتی یک درصد، نشان داد که پس از نصب اتاقک با



شکل ۵- نتایج اندازه‌گیری ضریب جذب فوم NBR-PVC با ضخامت ۲۱ میلیمتر



شکل ۶- تراز فشار صوت جعبه دنده قبل و پس از نصب محصور کننده

توجه به طول موج فرکانس غالب به گونه‌ای طراحی شده است که بازتابشها حتی‌الامکان با فاز مقابل موج تابشی متناسب گردد.

### بحث و نتیجه‌گیری

مطالعه حاضر با هدف بررسی صدای منتشر شده از پمپ تغذیه کننده آب در یک نیروگاه حرارتی و ارائه طرح کنترل صدا طراحی و اجرا گردید. نتایج اندازه-

حد زیادی جلوگیری نماید و اثر کاهندگی را تقویت نماید. نمای مونتاژ اتاقک طراحی شده و نمای انفجاری آن به ترتیب در شکل‌های ۳ و ۴ ارائه گردیده است. تأثیر طراحی اتاقک آکوستیک برای جعبه دنده نیز در شکل ۶ نشان داده شده و برای پمپ نیز اینگونه است و برای اجمال از تکرار آن خودداری شده است. در طراحی اتاقک علاوه بر ایجاد زوایا برای جلوگیری از تکرار صدا توسط سطوح مقابل، فواصل سطوح مقابل با



سطح ماشین‌آلات می‌باشد. بدین معنی که جنس دیوارها و کف و بخش زیادی از سقف از جنس بتن بوده و در بقیه قسمت‌های سقف و دیوارها لوله‌های فلزی و تجهیزات فلزی پوشیده شده است که این مصالح دارای ضریب جذب صوتی پایین می‌باشند. دلیل دیگر آن تعداد دستگاه‌ها و لوله‌ها می‌باشد، زیرا بدنه این تجهیزات از جنس فلز می‌باشند که این سطوح دارای ضریب جذب صوتی پایینی بوده و قسمت اعظم صدای دریافتی را بازتابش می‌کنند. در نتیجه وجود این شرایط استفاده از اتاقک آکوستیک برای جلوگیری از انتشار صدای دستگاه به داخل سالن را به‌عنوان مهم‌ترین و کاربردی‌ترین راهکار کنترلی بیش از پیش نمایان می‌سازد.

با رعایت روش‌های فنی و مهندسی، یک اتاقک آکوستیک با لایه‌بندی فشرده عایق طراحی و اثر بخشی آن بر کاهش صدا تعیین شد که می‌تواند با در نظر گرفتن ملاحظات نشت صوتی و محدودیت‌های اجرایی حدود ۲۰ دسی بل صدای منبع مورد نظر را کاهش دهد. نتایج نشان داد که طراحی اتاقک با مشخصات مذکور برای پمپ اصلی و جعبه دنده بهترین راه برای کاهش انتشار صوت در داخل سالن بوده و علاوه بر محصور نمودن دستگاه، انتشار و میدان صوتی بازآوا را نیز کاهش می‌دهد و در نهایت باعث کاهش مواجهه شاغلین به زیر حدود مجاز خواهد شد. نتایج فوق همسو با نتایج مطالعات دیگر محققین در رابطه با طراحی اتاقک آکوستیک با هدف کنترل صدای دستگاه‌های مختلف صنعتی می‌باشد. در مطالعه‌ای که توسط گل‌محمدی و همکاران در یک پالایشگاه نفت و با هدف کنترل صدای تجهیزاتی مانند پمپ‌ها و کمپرسورها انجام پذیرفت از روش اتاقک سازی استفاده گردید و مشخص شد که با نصب این اتاقک می‌توان تراز صدا در فرکانس غالب را تا حدود ۲۰ دسی بل کاهش داد [۱۹]. نصیری و همکاران نیز در مطالعه خود در یک منطقه نفتی نشان دادند که محصورسازی تجهیزات مختلف مولد صدا در این صنعت مانند کمپرسورها و ژنراتورها می‌تواند باعث

گیری صدا در طبقه همکف و در اطراف این دستگاه در مطالعه مقدماتی نشان داد که پمپ‌های مذکور منابع اصلی صدا بودند و تراز فشار صوت منتشره بالاتر از حدود مجاز شغلی بود. طراحی و نصب اتاقک آکوستیک به عنوان محصور کننده منابع مذکور، مناسب‌ترین راه برای کنترل انتشار صدای این دستگاه‌ها به محیط پیرامون تشخیص داده شد.

نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های شبکه بندی موضعی و درون‌یابی آن توسط نرم افزار Surfer مشخص نمود که پمپ تغذیه کننده آب منبع اصلی تولید صدا در نیروگاه بوده و صدای پمپ اصلی و جعبه دنده نسبت به دیگر اجزاء تشکیل دهنده دستگاه در بالاترین سطح قرار دارد و در برخی موارد صدای آن از ۱۰۰ دسی بل در مقیاس L نیز تجاوز می‌نماید. مهم‌ترین علت این امر را می‌توان در ابتدا به ابعاد بزرگ و پیچیدگی مکانیکی این دستگاه نسبت به سایر تجهیزات و همچنین به ایجاد خلأ درون پمپ، نوسانات در فشار سیال داخل پمپ و عدم تعادل دینامیکی قسمت متحرک پمپ‌ها مربوط دانست که از مهم‌ترین علل ایجاد صدا درون پمپ‌ها می‌باشند [۱]. در مطالعه‌ای که کیسکو و همکاران و با هدف تعیین منابع اصلی صدا در یک نیروگاه حرارتی در هند انجام دادند از فید پمپ‌ها به عنوان یکی از منابع اصلی منتشر کننده صدا در محیط نیروگاه یاد شده بود که با نتایج این مطالعه هم خوانی دارد [۱۱].

نتایج محاسبات تراز توان بخش‌های اصلی منبع مورد نظر که شامل پمپ اصلی ۱۰۷/۴ dB و بخش جعبه دنده ۱۰۴/۸ dB بوده با نتایج میانگین اندازه‌گیری تراز فشار صوت در اطراف منبع مورد نظر مندرج در جدول ۱ همخوانی دارد.

تحلیل آکوستیکی طبقه همکف نیروگاه مورد مطالعه بر مبنای جذب نیز نشان داد که ضریب جذب صوت در این سالن بسیار پایین بوده و یکی از مهم‌ترین دلایل صدای بالا مرتبط با بازتابش صدا در این سالن می‌باشد. علت اصلی پایین بودن ضریب جذب متوسط در این قسمت به علت دو عامل جنس سطوح دیوارها و

این مقاله حاصل بخشی از پایان نامه نفر یکم مقاله می‌باشد که با پشتیبانی دانشگاه علوم پزشکی همدان انجام گردیده است. بدینوسیله از این دانشگاه، مدیریت و کارکنان نیروگاه مورد بررسی به خاطر همکاری کمال تشکر را داریم.

### منابع

1. Barron RF. Industrial Noise Control and Acoustics. New York: Marcel Dekker, Inc; 2001.
2. Amjad-Sardrudi H, Dormohammadi A, Golmohammadi R, Poorolajal J. Effect of noise exposure on occupational injuries: a cross-sectional study. *Journal of Research in Health Sciences*. 2012;12(2):101-4.
3. Negahban SAR, Mossavion SMA, Ebrahimi Hariri A, Mollakazemiha M, Jalali M. Correlation between Screening estimation and noise measurement in Small Plants in Varamin city. *Journal of Health and Safety at Work [Persian]*. 2013;3(2):79-86.
4. Mohammadpour H, Najarkola SAM, Jalali M, Hosseini A. GIS-Based Noise and Hearing Loss Screening in Publishing Factory. *Health scope*. 2013;2(3):156-61.
5. Spitzer S. Occupational Noise Exposure Assessment for Coal and Natural Gas Power Plant Workers. 2011.
6. World Health Organization. WHO global plan of action on workers' health (2008-2017): Baseline for implementation. Geneva-Italia: WHO Press; 2013:62-3.
7. Aliabadi M, Golmohammadi R, Khotanlou H, Mansoorizadeh M, Salarpour A. Development of a Noise Prediction Model Based on Advanced Fuzzy Approaches in Typical Industrial Workrooms. *Journal of research in health sciences*. 2013;14(2):157-62.
8. Azizi SM, Gheyasedin SM, Omidvari SM, Nasser S, Noori J. Evaluation of noise pollution in the thermal power plant in Kermanshah City (Persian). 4th conference environmental health; 2000; Yazd.
9. Niskode PM, Hoover RM. Noise control approaches in the design of thermal power plants. *Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions*. 1977;96(4):1337-40.
10. Snow DJ. Noise control in power plant. *Proceedings of the Institution of Mechanical*

کاهش ۳۰-۲۰ دسی‌بل از تراز صوتی گردد [۲۱]. همچنین در مطالعه دیگری که توسط گلمحمدی و همکاران با هدف کنترل صدای یک دستگاه دمنده هوا انجام پذیرفت، نتیجه‌گیری گردید که با طراحی یک اتاقک آکوستیک می‌توان میزان دوز دریافتی شاغلین را به کمتر از ۲۰ درصد کاهش داد [۲۲]. نتایج مطالعه حاضر استفاده از اتاقک آکوستیک را در کاهش صدای پمپ‌ها توصیه می‌نماید زیرا زمانی که کاهش صدا بیش از ۱۰ دسی‌بل مد نظر است استفاده از اتاقک آکوستیک می‌تواند راهکار مناسبی در کنترل صدای منابع صنعتی باشد. استفاده از ورق فولادی به عنوان لایه اصلی مورد تایید ISO 15667 می‌باشد [۱۴] لیکن ورق از فولاد دارای ویژگی‌های میرایی بسیار کم است. نتایج تجربی تایید نموده که در شرایطی که عملکرد عایق بالا مورد نیاز است، ساندویچ پانل را که دارای جرم کافی و میرایی بالا است می‌توان ترجیح داد [۱۵-۱۶]. نتایج مطالعاتی که زیچوسکی (Dziechciowski)، کوکو (Kuku) و تادئو (Tadeu) انجام داده‌اند و در آن مطالعات بر اساس نتایج تجربی، افت انتقال دیواره‌های عایق را در حالات مختلف تعیین کرده‌اند بیشتر روی قانون جرم و نقش فرکانس تاکید داشته‌اند و در این تحقیق نیز اساس طراحی اتاقک‌ها با رعایت اصول اصلی طراحی مبتنی بر تاثیر قانون جرم و اثر فرکانس غالب در عایق‌بندی استوار بوده است [۱۵-۱۶ و ۲۱].

طبق ارزیابی‌های انجام‌شده در واحد توربین مشخص گردید منبع اصلی مولد صدا پمپ‌های تغذیه‌کننده آب می‌باشند و جعبه دنده و پمپ اصلی اجزاء اصلی این فید پمپ‌ها هستند که تولید صدای بیش از حد مجاز می‌نمایند. نتایج مطالعه حاضر نشان داد که نصب اتاقک آکوستیک بر روی اجزای مهم پمپ‌های تغذیه‌کننده آب نیروگاهی می‌تواند تراز فشار صوت حاصل از این پمپ‌ها را حدود ۲۰ دسی‌بل کاهش و به کمتر از حد مجاز مواجهه شغلی برساند.

### تقدیر و تشکر



Occupational Health. 2013;11(2):1-12.

Engineers. Part A: Journal of Power and Energy. 1997;211(1):73-93.

11. Kisku GC, Bhargava SK. Assessment of noise level of a medium scale thermal power plant. Indian Journal Occupatinal And Environmental Medecine. 2006;10(3):133-9.

12. Golmohammadi R. Noise & Vibration engineering. 4 ed (Persian). Hamadan: daneshjo: 2010.

13. Golmohammadi R, Monazzam MR, Nourollahi M, Nezafat A. Noise Characteristics of Pumps at Tehran's Oil Refinery and Control Module Design. Pakistan Journal of Scientific and Industrial Research. 2009;52(3):167-72.

14. ISO 15667, Acoustics, Guidelines for noise control by enclosures and cabins. Geneva: International Standard Organization; 2000.

15. Dziechciowski Z. Selection of plate components of operator's cabin walls in aspect of thermal insulation and transmission loss. Arch Acoust 2011; 36:109-119.

16. Kuku RO, Raji NA, Bello T. Development and performance evaluation of sound proof enclosure for portable generators. Res J of Appl Sci 2012; 4:2600-2603.

17. Tadeu A, Antod Nio JMP. Acoustic insulation of single panel walls provided by analytical expressions versus. J Sound Vibration 2002; 257:457-475.

18. Jahangiri M, Golmohammadi R, Aliabadi M. Determination of Main Noise Sources in a Thermal Power plant. Journal of Health and Safety at Work. 2014;4(3):13-22.

19. Golmohammadi R, Monazzam MR, Nourollahi M, Nezafat A, Momen Bellah Fard S. Evaluation of Noise Propagation Characteristics of Compressors in Tehran Oil Refinery Center and Presenting Control Methods. Journal of Research in Health Sciences. 2010;10(1):22-30.

20. ISO 3746. Acoustics, Determination of Sound Power Levels of Noise Sources-Survey Method. Genova: International Standard Organization; 1996.

21. Nassiri P, Zaree M, Golbabaeei F. Evaluation of noise pollution in Lavan Oil Field and determination of source enclosure for noise reduction. Iran Occupational Health Journal. 2007;4(3):49-56.

22. R Golmohammadi, M Aliabadi, E Darvishi. Enclosure design for noise control of air blower in the typical steel industry. Iran

## Noise control of feed water pumps in a thermal power plant

Mohamad Jahangiri<sup>1</sup>, Rostam Golmohammadi<sup>2</sup>, Mohsen Aliabadi<sup>3</sup>, Mehdi Jalali<sup>4</sup>

Received: 2015/12/16

Revised: 2016/12/06

Accepted: 2017/03/06

### Abstract

**Background and aims:** The power plants as an important industry of the country produce a lot of noise and their workers are exposed to harmful levels of occupational noise. The aim of this study was designing enclosures to noise control in the feed water pumps in a power plant.

**Methods:** This cross-sectional interventional study was carried out in the ground floor of the turbine unit of a thermal power plant in 2014. The feed water pumps in the ground floor was determined as the major source of noise. The sound power level of the main sources were estimated according to the ISO 3746. To determine the distribution of the sound pressure level and frequency analysis on the vertical axis for the study sources we used the SLM model TES 1358. Measuring was by small scale mesh networking. The SURFER software was used for interpolation calculation and noise map drawing. Eventually, in order to control the noise we designed a multilayer enclosure for this pump and the effectiveness of this layer was estimated.

**Results:** The results of the noise analysis of these pumps showed that the dominant frequency of the noise were 2000 Hz. The results of the noise separation in the vertical axis of the sources confirms that the main pump and gearbox have the largest share in the noise distribution. The results also showed that the sound power level of the main pump is 107dB and of the gearbox is 108 dB. The design of the enclosure contains a primary layer made of steel and the inner layer made of rubber foam. In this design, including a percentage of noise leakage, the sound pressure level of the main parts of the pump will be reduced by 20 dB.

**Conclusion:** Enclosing technique can reduce noise levels for boiler feed water pumps. This could protect the workers against harmful noise to the permissible limits.

**Keywords:** Noise Control, Thermal Power Plant, Enclosure, Feed Water Pump.

1. MSc, Department of Occupational Hygiene, School of Public Health, Hamadan University of Medical Sciences, Hamadan, Iran.

2. (**Corresponding author**) Professor, Center of Excellence for Occupational Health and Research Center for Health Sciences, School of Public Health, Hamadan University of Medical Sciences, Hamadan, Iran. golmohamadi@umsha.ac.ir

3. Assistant Professor, Center of Excellence for Occupational Health and Research Center for Health Sciences, School of Public Health, Hamadan University of Medical Sciences, Hamadan, Iran.

4. MSc, Department of Occupational Hygiene, School of Public Health, Hamadan University of Medical Sciences, Hamadan, Iran.