تحلیل آکوستیکی سالن دمنده هوا به منظور طرح کنترل صدا در یک صنعت فولاد

رستم گلمحمدی[۱]- محسن علی آبادی[۲]- ابراهیم درویشی[۳*]

darvishi.hse@gmail.com

چکیده

مقدمه: درصنعت فولاد دمنده‌های هوا که جهت تامین هوای فشرده مورد استفاده قرار می‌گیرند، از منابع صدای آزاردهنده محسوب می‌گردند. هدف این مطالعه تحلیل آکوستیکی سالن دستگاه دمنده هوای یک صنعت فولاد و مطالعه ویژگی‌های صدای آن به منظور طرح کنترل صدا می‌باشد.

روش کار: اندازه‌گیری تراز صدا و تجزیه فرکانسی آن با استفاده از ترازسنج صدا مدلCASELLA-Cell.450 انجام گردید. توزیع تراز صدا در سطح کارگاه به‌صورت نقشه صوتی با استفاده از نرم افزار Surfer تهیه شد و ویژگی‌های جذب صوتی سطوح سالن و عایق‌بندی صوتی اتاق کنترل از طریق محاسبات متداول مورد تحلیل آکوستیکی قرارگرفت. با توجه به هدف کنترل مواجهه کارگران برای تعیین میزان مواجهه آنان با صدا از دوزیمتر مدل TES-۱۳۴۵استفاده گردید. طراحی مجدد درب و پنجره اتاق کنترل و نصب مواد جاذب صوت در سقف سالن دمنده پیشنهاد و سپس با ارزیابی مجدد صدا میزان تاثیر مداخلات در واحد مورد بررسی برآورد گردید.

یافته ها: در سالن دمنده، تراز کلی فشار صوت (Lin) ۹۵/۴ dB فرکانس غالب آن۲۰۰۰ Hz در شبکه خطی Lin تعیین شد. تراز کلی فشار صوت در داخل اتاق کنترل (A)۹۵/۴ dB بود. سطح جذب موثر صوتی سطوح داخلی سالن مذکور $Sab.m^2$ ۰/۰۸۲و زمان بازآوایی معادل آن ۳/۹ ثانیه و برای اتاق کنترل به ترتیب $Sab.m^2$ ۰/۰۴ و ۳/۴ ثانیه برآورد گردید و افت انتقال صوت دیوار جداکننده بین این دو قسمت(A)۱۳/۷ dB تعیین شد. میانگین دوز صدای دریافتی کارگران۲۳۰درصد تعیین گردید. نصب جاذب در سقف سالن سطح جذب موثر صوتی سطوح را به $Sab.m^2$ ۰/۳۳ افزایش داد و میزان افت انتقال صوت با اصلاح درب و پنجره ۲۰ dB برآورد شد.

نتیجه گیری: نتایج مطالعه خصوصا در بررسی توزیع تراز فشار صوت در محدوده داخل کارگاه و اتاق کنترل معلوم نمود که عامل اصلی نشت صدا در اتاق کنترل درب و پنجره بوده که در صورت اصلاح آن‌ها و نصب هم‌زمان جاذب در سقف سالن، دز مواجهه کارگران با صدا به ۴۹/۶ درصد و فقط با اصلاح درب و پنجره اتاق به ۶۹/۶۵ درصد کاهش می‌یابد.

کلمات کلیدی: *تحلیل آکوستیکی، دمنده هوا، کنترل صدا، صنعت فولاد، جاذب صوت*

۱- دانشیار، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت و مرکز تحقیقات علوم بهداشتی، دانشگاه علوم پزشکی همدان، همدان، ایران

۲- مربی، گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت، دانشگاه علوم پزشکی و خدمات بهداشتی درمانی همدان، همدان، ایران

۳- کارشناس،گروه مهندسی بهداشت حرفه‌ای، دانشکده بهداشت ، دانشگاه علوم پزشکی و خدمات بهداشتی درمانی همدان، همدان، ایران

مقدمه

آلودگی صدا یکی از مهم‌ترین عوامل فیزیکی زیان‌آور در محیط کار محسوب می‌شود (Golmohammadi, *et al.*, 2011)، به گونه‌ای که تقریباً ۶۰۰ میلیون کارگر در جهان، در معرض صدای ناشی از محیط کار قرار دارند. بر اساس برآورد علمی و مقایسه آمار کشورهای مشابه و در نظر گرفتن جمعیت کارگری کشور می توان گفت که در ایران ۲ میلیون نفر شاغل در معرض صدای زیان‌آور در محیط کار قرار دارند (MHME; 2003 ;Center for Environmen-tal Health 2007). صدا دارای اثرات فیزیولوژیکی و روحی روانی بوده به گونه‌ای که در سطح دنیا ۱۶درصد از افت‌های شنوایی، ناشی از مواجهه شغلی با صدا است. صدا هم‌چنین موجب ایجاد عوارض شغلی، اختلال خواب، افزایش فشار خون و ضربان قلب، اضطراب و در نهایت افزایش ریسک وقوع حادثه در محیط کار می‌شود (Atmaca *et al.* 2005) از نقطه نظر صنعتی منشاء وجود صدا در تجهیزات به چندین عامل از جمله ماهیت ساختاری و مکانیکی دستگاه، میزان استهلاک قطعات مکانیکی، عملکرد نامناسب قطعات متحرک ماشین‌آلات، سرعت بالای جریان سیالات در کانال‌ها، فوندانسیون نامناسب و در نتیجه ارتعاش ساختاری دستگاه مربوط می‌شود (Bell 1994; Shirani 2006; Golmohammadi, 2010). در صنعت فولاد، تجهیزات خاصی از جمله پمپ‌ها، کمپرسورها، کوره‌ها، سامانه‌های تامین هوای فشرده یا دمنده هوا ، برج‌های خنک کننده، کانال‌ها و دریچه‌های گاز و بخار و دیگر تجهیزات مرتعش به عنوان منابع اصلی تولید صدا و ارتعاش محسوب می‌شوند. سیستم‌های دمنده هوا به منظور مکش و فشرده‌سازی هوا و گازهای غیرخورنده و خنثی در فرآیندهای صنعتی مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند.این تجهیزات به دلیل دارا بودن اجزاء و قطعات مکانیکی دوار، پروانه‌ها، شافت‌ها و پره‌ها و صفحات گردنده و نیز طی انجام عمل مکش و دمش هوا یکی از منابع صوتی آزاردهنده در محیط‌های مورد استفاده به شمار می‌روند (Gusev., 1997). این سیستم‌ها معمولا دارای دو نوع اصلی دمنده‌های گریز از مرکز و دمنده‌های نوع جابه‌جایی مثبت می‌باشند. نوع سانتریفوژی این تجهیزات شبیه هواکش‌ها بوده و دارای صفحات پره‌ای از نوع سانتریفوژی و سرعتی در حدود ۱۵۰۰۰ دور در دقیقه می‌باشند. نوع دوم بسیار کندتر از نوع اول بوده و دارای سرعت کمتر حدود ۳۶۰۰ دور در دقیقه می‌باشند (Shirani., 2006).

در زمینه ارزیابی صدای دستگاه‌های مکانیکی مورد استفاده در صنعت از جمله کمپرسورها و دمنده‌ها مطالعات زیادی صورت گرفته است. در مطالعه‌ای به منظور ارزیابی آلودگی صدای هواکش‌های مکانیکی، دیگ بخار و دستگاه دمنده هوا در یک کارخانه فولاد در کشور هند، تراز فشار صوت در محدوده dB(A) ۹۸-۸۳ تعیین گردید (Kerketta., 2009). هم‌چنین در مطالعه انجام گرفته در یک منطقه نفتی میزان آلودگی صدای تجهیزاتی مانند کمپرسورها و هواکش‌ها در محدوده dB(A) ۹۴-۷۰ و دوز دریافتی روزانه تا ۲۷۰ درصد برآورد گردید (Nassiri., 2007). در مطالعه‌ای دیگر نیز در یک پالایشگاه نفت جهت ارزیابی مشخصات صدای پمپ‌ها و کمپرسورها، با انجام تجزیه فرکانسی صدا، تهیه نقشه‌های انتشاری صدا و نمودارهای مربوط به آن، محاسبه تراز صدای معادل و میزان دوز صدای دریافتی توسط کارگران و مشخصات فنی کمپرسورها صورت گرفت و با به کارگیری طرح کنترلی، در حدود ۲۰ دسی‌بل کاهش تراز صوت نتیجه شد (Golmohammadi *et al.* 2009; 2010).

در صنایع فولاد به منظور ذوب سنگ آهن از جریان هوای داغ با دمای در حدود ۹۰۰ درجه سانتی گراد استفاده

می‌شود. برای تامین چنین جریان هوایی از سیستم دمنده هوا استفاده می‌شود که هوای تامین شده توسط واحد دمنده از طریق داکت‌هایی وارد تجهیزات عظیمی به نام هواگرمکن می‌شود. هواگرمکن با استفاده از گاز منواکسید کربن خروجی از کوره به عنوان سوخت، هوای ارسالی از دمنده را گرم کرده و هوا پس از گرم شدن وارد کوره زغالی می‌شود. در کوره نیز مشعل‌های گاز به همراه هوای داغ موجب احتراق و در نتیجه ذوب سنگ آهن می‌شوند. مطالعات و بررسی‌های قبلی نشان داد که صدا در واحد دمنده هوا از حدود مجاز تعیین شده بسیار بالاتر بوده، به‌طوری‌که افزایش تعداد موارد ارجاعی به دلیل مشکلات شنوایی در شاغلین این واحدها وجود این مشکل را تایید نمود. در این راستا یکی از مهم‌ترین اقدامات بهداشتی لازم در خصوص این منابع تولید صدای آزاردهنده، انجام ارزیابی‌های آکوستیکی محیط و منابع صدا و اجرای کنترل‌های فنی و مهندسی صدا در قالب برنامه‌های حفاظت شنوایی کارگران (HCP) می‌باشد.

دستگاه دمنده مورد بررسی در این مطالعه از نوع سانتریفوژی بوده که دارای اجزای الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور از نوع پره‌ای است (Gusev، ۱۹۹۷).بر طبق کاتالوگ دستگاه، قسمت اصلی آن به لحاظ تولید صدا کمپرسور می‌باشد. کمپرسور یک جزء مکانیکی با پره‌های دوار بوده که با ایجاد خلاء و فشار منفی نسبت به جو از طریق کانال‌هایی، هوای مورد نیاز را مکش می‌کند. هوای مکش شده توسط هر پره به روش مکانیسم گریز از مرکز فشرده شده و فشار لازم را پیدا کرده و جریان هوای مورد نیاز را فراهم می‌نماید. در نتیجه تولید صدا ناشی از تعامل بین جریان هوا در طول پره‌های دوار و ثابت در داخل کمپرسور است و صدا در آن‌ها اصولاً از نوع صدای گردآبی و نامتجانس ناشی از جریان سیالات از جمله هوا می‌باشد. هم‌چنین عامل دیگر صوت در این سیستم‌ها صدای با منشاء مکانیکی بوده که به نامتعادل بودن قسمت‌های چرخان آن از جمله چرخ دنده مربوط می‌شود (Gusev 1997; Barron. 2003).

با توجه به این‌که در بررسی‌های مقدماتی محدوده تراز فشار صوت در اطراف این منابع ۹۴ دسی‌بل اندازه‌گیری شد و با وجود اتاق کنترل میزان دوز صدا در مواجهه کارگران بیش از ۲۰۰ درصد بود، ارزیابی و تفکیک اثر منابع صدا و سطوح و ارایه طرح‌های کنترل صدا ضروری به‌نظر رسید. هدف از مطالعه حاضر ارزیابی و تحلیل آکوستیکی سالن دستگاه دمنده هوا و اتاق کنترل و مطالعه ویژگی‌های منابع صوتی مذکور به منظور ارایه طرح کنترل صدا بود.

روش کار

پژوهش توصیفی، تحلیلی و تجربی حاضر در یک شرکت فولاد با هدف ارزیابی و ارایه طرح کنترل صوت برای واحد دمنده هوا صورت گرفته است. در این مطالعه ابتدا اطلاعات پایه مورد نیاز، پیرامون واحد دمنده هوا و کارگران شاغل جمع آوری گردید. سپس اندازه‌گیری و ارزیابی مشخصه‌های صدا مرتبط به فرآیند دستگاه دمنده هوا در این واحد در چند مرحله به شرح زیر انجام شد و طرح‌های کنترلی صدا متناسب با فرایند، ارایه و مورد تحلیل قرار گرفت.

۱- ارزیابی محیطی صدا در واحد دمنده هوا

جهت ارزیابی محیطی صدا، تراز فشار کلی (LP_t) صوت در سالن سیستم دمنده هوا و اتاق کنترل اپراتور آن به روش شبکه بندی و ایستگاه بندی منظم، مطابق با استانداردهای ISO 9612و ISO 11200 (The European Standard EN ISO 11200., 1995) در هر ایستگاه اندازه‌گیری و سنجش کمیات صوتی با استفاده از ترازسنج صوت مدل CASELLA – CEL. ۴۵۰ صورت گرفت. صداسنج مذکور با استفاده از دستگاه

CEL-110/2 کالیبره گردید. سپس با استفاده از نرم افزار SURFER (Software., 2002) نقشه صوتی آن‌ها تعیین شد. این نرم افزار همانند نقشه‌های توپوگرافی محدوده‌های تراز فشار صوت را به صورت لایه‌های گرافیکی نشان می‌دهد. سپس با استفاده از نمودار وضعیت کلی صدای دمنده در سالن و اتاق بررسی شد.

۲- ارزیابی موضعی صدای دمنده و آنالیز فرکانس

با توجه به سه قسمت اصلی دمنده هوا یعنی الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور ارزیابی موضعی با هدف کنترل صوت در ۶ نقطه اطراف دستگاه به فاصله یک متر به همراه آنالیز فرکانس در شبکه توزین خطی (Lin) انجام شد.

۳- ارزیابی آکوستیکی محیط

به منظور تحلیل آکوستیکی بنای سالن و اتاق کنترل اپراتور دمنده هوا به لحاظ میزان متوسط ضریب جذب سطوح داخلی و در نتیجه محاسبه زمان بازآوایی برای سالن و اتاق کنترل دمنده بر مبنای رابطه سابین محاسبات مربوطه انجام گردید که مراحل انجام محاسبات آن به صورت زیر بود (Golmohammadi., 2010) :

سطوح جذب ضریب متوسط $$\overline{\alpha} = \frac{\sum S_i \times \alpha}{\sum S_i}$$

سابین شاخص محاسبه $$R_a = S_t \times \overline{NRC}$$

اتاق جذب ثابت محاسبه $$R = \frac{S \times \overline{\overline{\alpha}}}{1 - \overline{\alpha}}$$

بازآوایی زمان $$RT = \frac{0.16 \times V}{S \times \overline{\alpha}}$$

هم‌چنین در جهت تحلیل آکوستیکی از نظر عایق بندی صوتی بنا و دیوار جداکننده اتاق کنترل دمنده، تراز کلی صدا در کنار پنجره داخل اتاق کنترل و در کنار پنجره داخل سالن دمنده اندازه‌گیری شد. در کار ارزیابی، جهت تجزیه و تحلیل داده‌ها و طراحی نمودارها و شکل‌های گرافیکی از نرم افزارهای Excel و Surfer استفاده گردید.

۴- ارزیابی مواجهه کارگران با صدا

با توجه به هدف نهایی تحقیق که کنترل مواجهه کارگران با صدای زیان آور بود، در ابتدا توسط دوزیمتر کالیبره شده مدل TES-1345، میزان مواجهه آنان به‌صورت طولانی مدت یک شیفت کامل اندازه‌گیری گردید و در مرحله طرح مداخله نیز کاهش این شاخص مورد توجه بود.

۵- ارایه طرح‌های کنترلی صدا در واحد دمنده هوا

در بخش دوم از این مطالعه، بر اساس ارزیابی‌های انجام شده و با در نظر گرفتن سه عامل هزینه‌های طراحی، کاربردی بودن و کارایی و اثربخشی، راهکارهای کنترلی مناسب در قالب دو طرح کنترلی پیشنهادی طراحی و ارایه گردید. در طرح اول با توجه به اثبات نقش نشتی و نقص درب‌ها و پنجره ها در کاهش افت انتقال صدای دیوارهای جداکننده که در نقشه های صوتی کاملاً مشهود است، تعویض و نصب درب عایق از نوع فولادی با ضخامت ۲ میلی متر و پنجره UPVC به ارتفاع ۸۰ و عرض ۲۵۰ سانتی‌متر با شیشه دو جداره برای اتاق کنترل دمنده پیشنهاد گردید. در طرح دوم از روش طرح کنترل صدا بر مبنای جذب صوت در سقف سالن دمنده استفاده شد، بدین ترتیب که با ایجاد یک سقف کاذب به فاصله ۵۰ سانتی متر (با توجه به نتایج ضریب جذب اعلام شده توسط شرکت سازنده که این فاصله از سقف به منظور ایجاد یک فضای جداکننده برای صدای جذب شده می باشد) از سقف اصلی با استفاده از تایل مقوایی سوراخدار (ساخت یکی از شرکت‌های معتبر متناسب با نیاز پروژه) به عنوان جاذب صوت در سقف سالن به منظور افزایش متوسط ضریب جذب صوت کلی و در نتیجه کاهش صوت

در سالن پیشنهاد گردید. در مرحله آخر میزان تراز فشار صوت کاهش یافته پس از نصب جاذب از نوع تایل مقوایی با استفاده از روابط محاسباتی متداول در مهندسی صدا شامل اصلاح دیوارهای جداکننده و اصلاح سطح موثر جاذب برآورد گردید، به‌طوری که اصلاحات پیشنهادی در دو سناریوی مداخله بتواند میزان دوز دریافتی مجموع کارگران را به حد مجاز کاهش دهد(Golmohammadi., 2010).

یافته‌ها

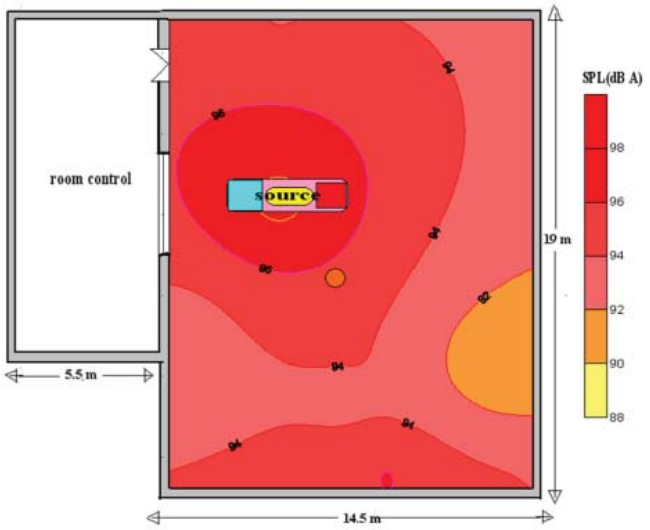
به طور کلی نتایج حاکی از مواجهه غیر مجاز کارگران با صدای شغلی و نامناسب بودن ویژگی های آکوستیکی بنای کارگاه مورد مطالعه بوده است. در ادامه به طور مشروح نتایج ارزیابی‌های آکوستیکی انجام شده و نیز طرح‌های کنترل پیشنهاد شده به ترتیب زیر ارایه می گردد:

۱- نتایج ارزیابی محیطی صدا در واحد دمنده هوا

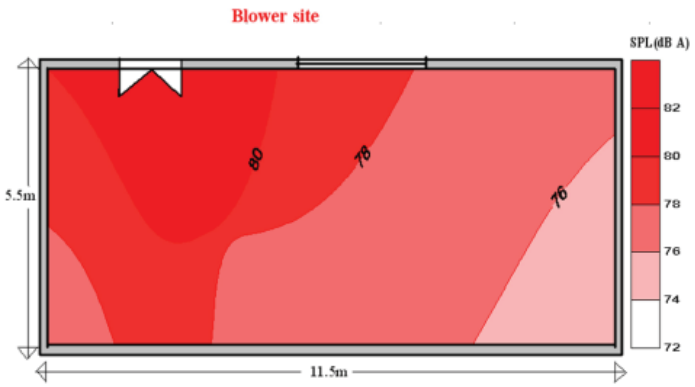
نتایج اندازه‌گیری تراز فشار صوت در ۳۰ ایستگاه به روش شبکه بندی منظم در سالن دمنده به‌صورت نقشه صوتی از نوع خطوط هم‌تراز ترازهای صوتی در سالن و اتاق کنترل اپراتور دمنده در شکل شماره ۱ و۲ نمایش داده شده است. محدوده تراز فشار صوت اندازه‌گیری شده در هر ایستگاه dB(A) ۹۸-۸۸ بود و در ایستگاه‌های نزدیک دستگاه در محدود dB(A) ۹۸-۹۵ سنجش گردید. نقشه صوتی اتاق کنترل نیز وضعیت انتشار صوت به ویژه در کنار در و پنجره را به خوبی نشان داد. در شکل شماره ۱ افزایش تراز فشار صوت به بیش از ۹۴ دسی بل در سمت مقابل استقرار دستگاه دمنده، ناشی از نشت صدای طبقه زیرین از طریق راه پله می‌باشد. این نمودار نشان دهنده وضعیت کلی صدای دمنده در سالن و اتاق کنترل بود. اختلاف ترازهای صوتی در فرکانس‌های مرکزی هر اکتاو در کنار دستگاه و در محل استقرار اپراتور در داخل اتاق در نمودار نمایان می باشد. نتایج اندازه‌گیری آنالیز فرکانس یک اکتاوباند تراز فشار صوت در سالن حد فاصل دستگاه دمنده و اتاق کنترل و هم‌چنین داخل اتاق کنترل در شکل شماره ۳ نمایش داده شده است.

۲- نتایج ارزیابی موضعی صدای دمنده و آنالیز فرکانس

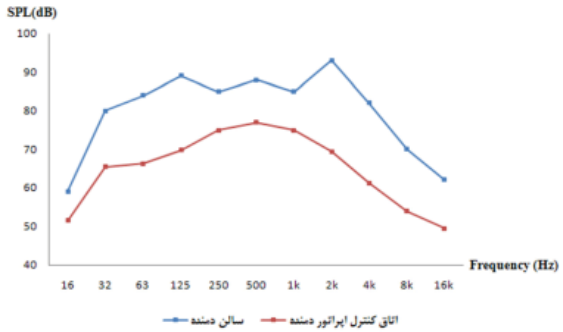
نتایج ارزیابی‌های موضعی صدای دمنده شامل تراز فشار صوت ۶ ایستگاه اطراف دستگاه (در اطراف سه جزء الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور دمنده) به همراه آنالیز



شکل۱: نقشه صوتی خطوط هم‌تراز سالن دمنده هوا و موقعیت اتاق کنترل نسبت به سالن



شکل۲: نقشه صوتی خطوط هم‌تراز اتاق کنترل اپراتور دمنده



شکل۳: مقادیر کلی تراز فشار صوت در فرکانس یک اکتاوباند مرکزی در سالن و اتاق کنترل دمنده در شبکه وزنی خطی

فرکانس صدا در شبکه خطی (Lin) نیز در جدول شماره ۱ نمایش داده شده است. در این ارزیابی ترازهای صوتی در ۶ ایستگاه در فرکانس‌های مرکزی ۱ اکتاو برای هر جزء از دستگاه یعنی الکتروموتور، گیربکس و کمپرسور کاملاً مشخص است. ملاحظه می گردد که تراز فشار صوت در اطراف دستگاه اندیس جهت محدودی دارد.

آنالیز فرکانس صدا در داخل سالن نشان داد که فرکانس غالب ۲۰۰۰ هرتز است. هم‌چنین بر طبق رابطه فرکانس، مقدار فرکانس محاسبه شده ۲۰۴۰ هرتز تعیین گردید که نشان دهنده عدم وجود اختلاف قابل ملاحظه بین مقدار محاسبه شده و آنالیز شده بود.

۳- نتایج ارزیابی مواجهه شغلی(دوزیمتری)

نتایج دوزیمتری‌های انجام شده به منظور تعیین کلی میزان مواجهه کارگر با استفاده از دستگاه دوزیمتر مدل TES-1345 در طول سه نوبت ۸ ساعته نوبت کاری صبح، عصر و شب در جدول شماره ۴ ارایه شده است. با توجه به میزان تردد کارگر اپراتور در نوبت‌های مختلف در سالن و اتاق کنترل، نتایج دوز دریافتی در شیفت صبح بالاتر از عصر و در شیفت عصر بیشتر از شب بوده است. دستگاه دوزیمتر مذکور به طور هم‌زمان تراز کلی فشار صوت را اندازه‌گیری نمود. بر پایه نتایج حاصل از تراز معادل فشار صوت و نیز دوز اندازه گیری شده، بررسی‌ها نشان داده است که کارگر در طول ۸ ساعت کار به طور متوسط ۳ ساعت با متوسط تراز فشار صوت ۹۳ دسی‌بل در داخل سالن و ۵ ساعت با تراز فشارصوت ۸۰ دسی‌بل در داخل اتاق کنترل مواجه است.

جدول ۱: تراز فشار صوت ۶ ایستگاه اطراف دستگاه به همراه آنالیز فرکانس صدا یک اکتاوباند در شبکه Lin

ایستگاه	شبکه A	شبکه Lin(z)	فرکانس‌های مرکزی اکتاوباند- SPL dB(Lin)											
			۱۶	۳۲	۶۳	۱۲۵	۲۵۰	۵۰۰	۱۰۰۰	۲۰۰۰	۴۰۰۰	۸۰۰۰	۱۶۰۰۰
۱	۹۲/۵	۹۴/۴	۶۱	۷۸	۸۰/۵	۸۷	۸۵/۲	۸۶/۷	۸۵	۸۹/۵	۸۰/۹	۶۶/۵	۴۶/۷
۲	۹۶/۱	۹۶/۹	۵۸	۷۷	۸۳/۵	۸۸/۵	۸۶/۴	۸۷/۷	۸۵/۷	۹۴/۳	۸۲	۷۰	۶۱/۶
۳	۹۳/۴	۹۵/۷	۵۹	۸۰	۸۴/۲	۸۹	۸۵/۱	۸۸/۹	۸۵/۹	۹۰	۸۲/۵	۷۱/۱	۶۲/۲
۴	۹۲	۹۳/۲	۶۱/۷	۷۴/۹	۸۱	۸۵/۲	۸۳/۲	۸۴/۲	۸۳/۷	۸۹/۵	۸۱/۹	۶۷/۸	۴۸
۵	۹۳/۲	۹۴/۷	۵۷/۳	۷۷/۸	۸۱/۹	۸۶	۸۵/۹	۸۶/۲	۸۵/۹	۸۹/۹	۸۴/۲	۷۲/۹	۵۸/۸
۶	۹۴/۶	۹۶/۱	۵۶/۷	۷۹/۶	۸۵	۸۶/۹	۸۶/۳	۸۷/۴	۸۸/۲	۹۰/۴	۸۶/۷	۷۶/۱	۵۹

جدول ۲: نتایج دوزیمتری

شیفت (ساعت)	درصد دوز قرائت شده	(L_{eq}) dB (A)
صبح(۱۵-۷)	۲۵۰	۸۹
عصر(۲۳-۱۵)	۲۳۹/۸۸	۸۸/۸
شب(۷-۲۳)	۲۰۰/۴	۸۸

۴- نتایج تحلیل آکوستیکی بنای سالن و اتاق کنترل دمنده از نظر ضریب جذب متوسط سطوح و نتایج تحلیل آکوستیکی بنای اتاق کنترل دمنده از نظر عایق بندی صوتی برآوردهای انجام شده از تحلیل آکوستیکی بنای سالن دمنده و اتاق کنترل اپراتور به لحاظ میزان متوسط ضریب جذب صوتی سطوح داخلی و عایق بندی صوتی دیوار جداکننده اتاق کنترل از سالن دمنده نیز به ترتیب در جدول شماره ۳ و ۴ ارایه شده است. این نتایج وضعیت سطوح محیطی این واحد و میزان ضریب جذب و انعکاس و درجه عایق بودن صوت را در سالن و اتاق کنترل نشان می‌دهد.

۵-نتایج بررسی طرح‌های کنترلی صوت در واحد دمنده هوا در صورت اجرای آن

بر اساس بررسی‌ها و اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی صورت گرفته در جهت تعیین میزان عایق‌بندی شیشه‌های دو جداره، مشخص شد که پروفیل‌های UPVC به همراه شیشه‌های دو جداره در حدود ۲۰ دسی‌بل عایق صوت می‌باشند. بنابراین نتایج محاسبات

جدول ۳: نتایج تحلیل آکوستیکی بنای سالن دمنده و اتاق کنترل اپراتور به لحاظ میزان متوسط جذب صوتی سطوح داخلی

پارامترهای اندازه‌گیری یا محاسبه شده	سالن دمنده هوا	اتاق کنترل اپراتور دمنده
مساحت کل (S_t)	۱۳۱۶/۱۱ متر مربع	۲۴۹/۸۶ متر مربع
$\bar{\alpha}$	۰/۰۸۲	۰/۰۴
شاخص سابین (R_a)	۱۰۸/۶ سابین متر مربع	۱۰ سابین متر مربع
ثابت جذب اتاق (R)	۱۱۸/۳	۱۰/۴۱
حجم سالن (V)	۲۶۴۷/۷۵ مترمکعب	۲۳۶/۵ مترمکعب
زمان بازآوایی (RT)	۳/۹ ثانیه	۳/۴ ثانیه

صورت گرفته از عایق بندی اتاق با لحاظ نمودن طرح کنترلی تعویض و نصب پنجره UPVC به ارتفاع ۸۰ و عرض ۲۵۰سانتی متر با شیشه دو جداره و نصب درب از نوع فولادی با ضخامت ۲ میلی متر در اتاق کنترل نشان داد که میزان افت انتقال صوت با در نظر گرفتن ۱ درصد نشتی به حدود ۵۹/۷ دسی‌بل کاهش خواهد یافت که به لحاظ آسایش صوتی قابل قبول است. هم‌چنین محاسبات صورت گرفته مشخص نمود که با اجرای طرح کنترل صدا بر مبنای جذب صوت در داخل سالن دمنده با استفاده از تایل آکوستیک مقوایی به عنوان جاذب صوت در سقف، متوسط ضریب جذب صوت نیز تا حدود بسیار زیادی افزایش و در نتیجه محاسبات نشان داد که در حدود ۷دسی‌بل تراز صدا در داخل سالن کاهش خواهد یافت که نتایج آن‌ها در جدول شماره ۵ و ۶ آمده است.

جدول ۴: نتایج تحلیل آکوستیکی بنای اتاق کنترل دمنده به لحاظ میزان عایق بندی صوتی در فرکانس غالب

محل اندازه‌گیری	تراز کلی فشار صوت dB (A)
کنار دیوار مابین دستگاه و پنجره در داخل سالن دمنده	۹۳/۸
کنار پنجره داخل اتاق کنترل دمنده	۸۰/۱
میزان کاهش صوت در داخل اتاق	۱۳/۷

جدول۵:نتایج تحلیل آکوستیکی سالن دمنده به لحاظ میزان متوسط ضریب جذب صوتی سطوح داخلی در حالت قبل و بعد نصب جاذب صوت در سقف

پارامترهای مورد ارزیابی	سالن دمنده قبل از نصب جاذب	سالن دمنده پس از نصب جاذب صوت از نوع تایل مقوایی در سقف
مساحت کل (S_t)	۱۳۱۶/۱۱ متر مربع	۱۲۹۶/۵۵ متر مربع
$\overline{NRC}$	۰/۰۸۲	۰/۳۳
شاخص سابین (R_a)	۱۰۸/۶ سابین متر مربع	۴۳۰ سابین متر مربع
ثابت جذب اتاق (R)	۱۱۸/۳	۶۴۱/۸
حجم سالن (V)	۲۶۴۷/۷۵ مترمکعب	۲۶۴۲/۷۵ مترمکعب
زمان بازآوایی (RT)	۳/۹ ثانیه	۰/۹۸ ثانیه

جدول ۶: نتایج تراز فشار صوت و میزان افت انتقال صوت قبل و بعد از طرح های کنترلی پیشنهادی

طرح مداخله ۱		طرح مداخله ۲	
نتایج طرح کنترلی با اصلاح درب و پنجره اتاق کنترل		نتایج طرح کنترلی با نصب جاذب مقوایی در سقف سالن	
متوسط تراز کلی فشار صوت اتاق کنترل قبل از اصلاح	۸۰/۱dB(A)	متوسط تراز کلی فشار صوت سالن قبل از نصب جاذب	۹۳/۱dB(A)
میزان افت انتقال صوت (TL) پس از طراحی مجدد و اصلاح اتاق کنترل با استفاده از درب فولادی عایق و پنجره UPVCبا شیشه دوجداره	۲۰/۴ dB(A)	میزان تراز فشار صوت کاهش یافته (NA)پس از نصب جاذب در سالن با استفاده از تایل آکوستیک مقوایی	۷dB(A)
متوسط تراز کلی فشار صوت در اتاق کنترل پس از اصلاح	۵۹/۷ dB(A)	متوسط تراز کلی فشار صوت سالن دمنده پس از نصب جاذب	۸۶/۱ dB(A)

بحث

نتایج حاصل از ارزیابی صدای محیطی و مواجهه شغلی با صدا در سالن دمنده نشان داد که تراز صدا بالاتر از حدود مجاز مواجهه در مدت زمان ۸ ساعت شیفت کاری می‌باشد(MHME; 2003 ; Hygienists., 2010) و کارگران شاغل در این واحد در معرض ریسک ابتلا به افت شنوایی ناشی از مواجهه با صدا و دیگر اثرات فیزیولوژیک قرار دارند. نتایج ارزیابی صدا در اتاق کنترل نیز بیان کرد که تراز کلی صدا در شبکه A در حدود ۸۰ دسی‌بل است که بر مبنای مطالعات انجام شده این میزان مواجهه از لحاظ ارگونومیکی و آسایش صوتی بر ایجاد تداخل در تمرکز و مکالمه تاثیر بسیار زیادی دارد. آنالیز فرکانس صدا نشان داد که در فرکانس‌های مربوط به مکالمه تراز فشار صوت بالاتر است. هم‌چنین کار دمنده به لحاظ فرآیند تولید دارای حساسیت بالایی بوده به طوری که کوچک ترین خطای فردی و اپراتوری در تنظیم دبی و فشار هوای ارسالی به کوره منجر به ماسیدگی مواد مذاب داخل کوره و در نهایت توقف فرآیند تولید خواهد شد. بنابراین با توجه به اهمیت اتاق کنترل اپراتور دمنده اصلاح آکوستیکی آن ضروری بود تا با اصلاح آن آسایش صوتی اتاق به لحاظ ارگونومیکی به میزان زیادی بهبود پیدا کند.

اندازه‌گیری تراز فشار صوت کل در سالن در کنار دستگاه و نیز در اتاق کنترل اپراتور دمنده در محل استقرار کارگر در فرکانس‌های مرکزی شبکه توزین A به منظور میزان عایق‌بندی اتاق کنترل نیز نشان داد که اتاق کنترل اپراتور دارای نشتی صدای بسیار زیادی بوده و محل اصلی نشت صدا در اتاق، درب و پنجره اتاق است که با وجود استحکام بالا و مصالح مناسب به کار برده شده فقط در حدود ۱۳/۷دسی‌بل افت انتقال صوت دارد که ناشی از فاصله و اثر جداکننده می‌باشد. هم‌چنین معلوم گردید

که نشتی ها در حدود ۲ درصد بوده است. به نظر می رسد مشابه بودن روند تغییرات در بیناب صوتی شکل ۳ در بیرون و داخل اتاق کنترل به علت نشتی زیاد درب و پنجره ها بوده است. این حالت در نقشه صوتی نیز کاملاً نمایان است. هم‌چنین سطوح سالن و اتاق کنترل از جنس مصالحی بوده که موجب پایین بودن متوسط ضریب جذب صوت در آن شده است، به‌گونه‌ای که میزان ضریب انعکاس و شاخص بازآوایی محاسبه شده برای سالن به ترتیب ۹۱۸ /۰و ۱۶/۲۶ دسی‌بل و برای اتاق کنترل ۰/۹۶ و ۴۵/۴۵ دسی‌بل برآورد گردیده است (Golmohammadi., 2010). تغییرات تراز فشار صوت در داخل این کارگاه محدوده ۹۲ تا ۹۶ دسی بل را نشان داده که خود مؤید اشکالات فوق می باشد.

بنابراین ضروری بود که طرح کنترلی صدا به صورت ترکیبی از چندین راهکارکنترلی موثر انتخاب، طراحی و به کار گرفته شود. بر این اساس راهکارهای کنترلی مهندسی مطرح شده به همراه کنترل‌های مدیریتی با در نظر گرفتن اولویت‌ها و رعایت فاکتورهای اقتصادی(مقرون به صرفه بودن اقدامات کنترلی) ارایه گردید. در مطالعه‌ای در یک مرکز صنعتی تولید کننده تجهیزات معدن در استرالیا به منظور کنترل صدا در سالن جوشکاری برای دفتر اداری نزدیک سالن جوشکاری درب و پنجره‌های دو جداره با هسته کامل نصب شد که تراز فشار صوت به زیر ۷۹ دسی‌بل A کاهش یافت (docaepgow. 2006). بنابراین در اتاق کنترل نیز با انتخاب و تعویض و نصب درب و پنجره UPVC با شیشه دو جداره عایق میزان نشتی به محدوده۱-۰/۱ درصد و تراز صوت ۲۰ دسی‌بل کاهش می‌یابد. در مطالعه‌ای دیگر در یک پالایشگاه نفت در جهت کنترل صدا به ارزیابی پارامترهای صدا و مشخصات فنی کمپرسورها پرداختند. بر پایه نتایج تحلیلی و میدانی، مدل محصورسازی با مشخصات ویژه و نصب لایه‌های جاذب در سطوح به عنوان بهترین راه کنترل پیش بینی شد. نتایج حاصل از نصب جاذب موجب کاهش ۱۰ دسی‌بل تراز فشار صدا در فرکانس غالب گردید(Golmohammadi *et al.*, 2010). طرح کنترل صدا بر مبنای جذب با استفاده از تایل مقوایی به عنوان جاذب صوت در سقف سالن دمنده نیز یکی از راهکارهای طراحی شده در این مطالعه بود که می‌تواند انتشار صوت را به میزان ۷ دسی‌بل کاهش دهد که البته باید در مرحله اجرا به موارد مربوط به طراحی درست صفحات مشبکی و ابعاد تایل و نصب مناسب آن توجه نمود.

نتیجه گیری

منشاء اصلی صدا در بسیاری از تجهیزات صنعتی مانند هواکش‌ها و دمنده‌ها، الکتروموتور می‌باشد (Gu-sev, 1997; Barron., 2003). الکتروموتور با تبدیل توان الکتریکی به توان مکانیکی و انتقال آن از طریق کوپلینگ یا تسمه پروانه، به گیربکس و کمپرسور متصل می‌گردد. کمپرسور سانتریفوژی نیز به دلیل ایجاد فعل و انفعال بین جریان حرکت هوا در طول پره‌های دوار و ثابت در داخل موجب تولید صدا می‌گردد (Barron., 2003). بنابراین قرار گرفتن سیستم دمنده هوا با چنین ویژگی‌هایی در یک محیط بسته، اشغال یک سوم حجم سالن توسط دمنده، پایین بودن ضریب جذب صوتی سطوح سالن و اتاق کنترل دمنده و بالا بودن زمان بازآوایی آن و در نهایت تراز بالای توان صوتی دستگاه منجر به بالا بودن تراز صوت در این واحد شده است. بر پایه نتایج دوزیمتری متوسط دوز مواجهه کارگران ۲۳۰ درصد نتیجه شده است که در صورت اجرای هم‌زمان هر دو طرح کنترلی پیشنهاد شده برای اتاق کنترل و سالن دمنده، دوز مواجهه کارگران به ۴۹/۶ درصد و فقط با اصلاح درب و پنجره اتاق کنترل به ۶۹/۶۵ درصد کاهش می‌یابد. البته به منظور کاهش صدای منبع در سالن و

در نتیجه کاهش دوز صدای دریافتی کارگران در این واحد نیز در صورتی که برای دستگاه دمنده اتاقک با پانل فشرده ساندویچی طراحی گردد، میزان تراز فشار صوت نیر تا محدوده تقریبی ۳۰دسی‌بل کاهش خواهد یافت که این طرح نیز یکی از راهکارهای مناسب در کنترل صدای منبع و سالن خواهد بود.

منابع

1. Golmohammadi R, Monazzam MR, Nourollahi M, MomenBellaFard S. Assessment and Control Design for Steam Vent Noise in an Oil Refinery. Journal of Research in Health Sciences,JRHS 2011;1(11):14-9[in Persian].
2. Center for Environmental Health, Ministry of Health and Medical Education and Labor -Occupational exposure limits - 2007
3. 3. Ministry of Health and Medical Education. Occupational Exposure limits (OEL). Tehran: MHME; 2003 [Persian].
4. Sulkowski WJ, Szymczak W, Kowalska S, Sward MM. Epidemiology of occupational noise-induced hearing loss (ONIHL) in Poland. Otolaryngologiapol. 2004;58(1):233-236.
5. Atmaca E, Peker I , Altin A. Industrial Noise and Its Effects on Humans. Polish Journal of Environmental Studies 2005;14(6):721-6.
6. Sulkowski WJ, Szymczak W, Kowalska S, MM. S. Epidemiology of occupational noise-induced hearing loss (ONIHL) in Poland. Otolaryngologiapol. 2004;58(1):233-6.
7. Shirani E. Turbo machines and Fluid mechanics. 2006.
8. Bell LH, Bell DH. Industrial Noise Control. Marcel Dekker, New York,1994.
9. Golmohammadi. R. Noise and Vibration Engineering in industerial and invironment. 4rd edition ed. Hamadan: Daneshjoo; 2010 [in Persian] .
10. Gusev V. P, Ustinov V. A, Kan A. G. Determination of noise characteristics of multistage air blower and gas blowers 1997(8):41-3.
11. Kerketta V. Work zone noise levels at Aarti steel plant. Journal of Environmental Biology Aarti Steels Limited. 2009;30(5):900.
12. Nassiri P, Zaree M, Golbabaei F. Evaluation of noise pollution in Lavan Oil Field and determination of source enclosure for noise reduction. Iran OccupationalHealth Journal. 2007;4(3):49-56 [in Persian].
13. Golmohammadi R, Monazzam MR, Nourollahi M, Nezafat A, Momen Bella Fard S. Evaluation of Noise Propagation Characteristics of Compressors in Tehran Oil Refinery Center and Presenting ControlMethods. JRHS. 2010;10(1):22-30 [in Persian].
14. 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):167-172 [in Persian].
15. Barron FB. Industrial Noise Control and Acoustics. New York: Marcel Dekker; 2003.
16. The European Standard EN ISO 11200. Acoustics —Noise emitted by machinery and equipment — Guidelines for the use of basic standards for the determination of emission sound pressure levels at a work station and at other specified positions. BS EN ISO 11200. 1995.
17. Software G. Surfer(R) Version 8.0 ReadMe File. 2002
18. American Conference on Governmental Industrial Hygienists. Thresholds limit values and biological indexes. New York: ACGIH; 2010. Hygienists.
19. Austeralia docaepgow. Successful noise management in manufacturing. February 2006.