

علمی-پژوهشی

یکنواخت‌سازی فرایند تهویه در سالن‌های داخلی نمایشگاهی موزه آثار باستانی شوش با مداخلات محدود

سید آرش سید شمس طالقانی^{۱*}شکوفا آبی^۲امید رهایی^۱

پژوهشگاه هوافضا، تهران، ایران

مؤسسه آموزش عالی جهاد دانشگاهی
خوزستان، ایران

دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

(دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۱۹، بازنگری: ۱۴۰۱/۰۴/۱۸، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۵/۰۴، انتشار: ۱۴۰۱/۰۶/۰۱)

DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1401.11.1.3.5>

چکیده


کیفیت جریان هوای داخل موزه‌ها باید چنان باشد تا کمترین آسیب به آثار وارد شود. اختلاف دما و همچنین عدم تهویه مؤثر و یکنواخت هوا در فضای داخلی گالری‌ها، از عوامل مؤثر در تخریب آثار نمایشی موزه‌ها می‌باشند؛ لذا یکنواخت‌سازی فرایند تهویه در تمام فضای داخلی گالری‌ها، به نحوی که همه نقاط دارای تهویه مؤثر باشند و اختلاف دما به حداقل برسد، هدف اصلی این پژوهش است. در این میان موزه آثار باستانی شوش به‌عنوان نمونه موردی این پژوهش انتخاب شد. این پژوهش با توجه به ماهیت آن، میان‌رشته‌ای تلقی شده و روش تحقیق آن ترکیبی از راهبردهای تجربی، شبیه‌سازی و پژوهش موردی است. ابتدا با روشی تجربی، آزمون‌های دوره‌ای اندازه‌گیری و ثبت دما، سرعت و جهت جریان هوا (متغیر وابسته) در نمونه موردی این پژوهش، در دوره آزمون انجام و داده‌ها ثبت شدند. شبیه‌سازی‌ها با روش دینامیک سیالات محاسباتی و به کمک نرم‌افزار فلوئنت پس از اثبات اعتبارسنجی انجام شد و مداخلاتی در فضای داخلی و نیز محل نصب دمنده‌ها و مکنده‌ها صورت پذیرفت. سپس به تحلیل داده‌ها و استخراج نتایج آزمون‌ها اقدام شد. نتایج نشان داد که فقط با جابه‌جایی محل دمنده‌ها و مکنده‌ها و نیز تغییراتی اندک در محیط، جریان مؤثر هوای داخل در تمام نقاط داخلی گالری‌ها برقرار می‌شود و هم‌دمایی و یکنواخت‌سازی فرایند تهویه در فضای داخل، تا ۸۵٪ بهبود یافت.

واژه‌های کلیدی: جریان هوای داخل، هم‌دمایی، موزه شوش، دینامیک سیالات محاسباتی

Uniformization of the Ventilation Process in the Internal Exhibition Halls of the Shush Antiquities Museum With Limited Interventions

Rahaei, O.

Abi, S.

Shams Taleghani, A. * Shahid Rajaee Tarbiat University,
Tehran, IranKhuzestan University Jihad
Institute of Higher Education, IranAerospace Research Institute,
Tehran, Iran

(Received: 2022/03/10, Revised: 2022/07/09, Accepted: 2022/07/26, Published: 2022/08/23)

ABSTRACT

The interior design of archeological museums should be such that the least damage is done to the antiquities. Meanwhile, the temperature difference and the lack of uniform air ventilation in the interior of the galleries is one of the influential factors in damaging the displayed objects. Therefore, the main goal of this study is to standardize the ventilation process in all the interiors spaces of the galleries so that all points have adequate ventilation and the temperature difference is minimized. All the tests have been performed in the Museum of Antiquities of Shush as a test location. Due to its nature, this research is considered interdisciplinary, and its research method combines experimental, simulation, and case study strategies. First, periodic tests were performed experimentally in the Museum of Antiquities of Shush (case study). The temperature, speed, and direction of indoor air flow (dependent variable) were measured and recorded during the test period by digital precision devices. Simulations were performed by the computational fluid dynamics (CFD) method with the help of Gambit and Fluent software after proving the validity and reliability and architectural interventions were made. Then the data were analyzed, and test results were extracted. Based on the interventions that took place in the architecture and ventilation systems, with just the relocation of the blowers and vacuum suction and small changes in the composition of the interior architecture of the galleries, an effective flow of indoor air was established in all interior parts of the galleries and the temperature and ventilation process uniformity was improved by 85%.

Keywords: Indoor Air Flow, Isotherm, Shush Museum, CFD

۱- استادیار: o.rahaei@sru.ac.ir

۲- کارشناسی ارشد: Shekoofe.abi89@gmail.com

۳- استادیار (نویسنده پاسخگو): arash.taleghani@gmail.com

۱- مقدمه

حفاظت آثار باستانی مناسب نیستند و می‌توانند موجب نوسان‌های شدید دما و رطوبت شوند. این موضوع دستیابی به تعادل محیطی (آسایش حرارتی اشیا و بازدیدکنندگان) در ساختمان‌های موزه را دشوار کرده است [۴]. در این راستا با استفاده از نوع پوشش بازدیدکنندگان، آسایش حرارتی اشیا موردتوجه قرار گرفته است [۹]. یک سیستم تهویه مطبوع باید با توجه به میزان مصرف انرژی در طول زمان و فضا پایدار بماند [۱۳]. در پژوهشی دیگر با استفاده از حسگرها و تنظیم سیستم تهویه مکانیکی، نوسان‌های دمایی محدود گردیده‌اند [۸].

علاوه بر این، مطالعات متعددی در خصوص اصلاح سیستم‌های تهویه مطبوع موجود صورت گرفته است [۱۴]. پژوهش‌های متعددی نیز در زمینه کنترل مستقل دما و رطوبت با هدف کاهش مصرف انرژی در موزه‌ها صورت پذیرفته است [۱۵]. هنگامی که ویژگی‌های سیستم توزیع هوا متغیر است، سن هوا به‌طور معکوس با کیفیت تحویل هوا در خارج ارتباط دارد. تنها در شرایط آب و هوایی گرم و مرطوب، مشکلات مربوط به نصب سیستم خنک‌کننده شایع است [۱۶].

برای طراحی سیستم تهویه، دو جزء اصلی بررسی می‌شود: فضای تهویه شونده و سیستم کنترل [۱۷]. در این زمینه تحقیقات زیادی بر روی الگوی پیش‌بینی جزئیات جریان هوای فضای داخل، توزیع دما و جابجایی و تخلیه هوای آلوده فضای داخلی با روش CFD مورد مطالعه قرار گرفته است [۱۸]. در پژوهشی برای شبیه‌سازی گالری موزه که محیط داخلی آن عمدتاً توسط سیستم تهویه مطبوع کنترل می‌شود، انتقال گرما [۱۹]، رطوبت و جریان هوا با روش CFD، مورد بررسی قرار گرفت [۲۰]. شبیه‌سازی سیالاتی بازار دزفول نشان داد که جریان هوای داخل، تحت تأثیر الزامات هویتی معماری بازار قرار دارد [۲۱]. با این حال، برقراری این جریان در تمامی فضاهای داخلی منجر به تخلیه مؤثر هوای آلوده از فضاهای داخلی می‌شود [۲۱]. در پژوهشی دیگر تغییرات شرایط محیطی داخلی یک اتاق نمایشگاه (شرایط مرزی مانند دما، رطوبت نسبی و سرعت جریان هوا) با روش CFD مورد بررسی قرار گرفته است

بهبود شرایط تهویه فضاهای داخلی موزه‌های آثار باستانی در سال‌های اخیر بسیار موردتوجه پژوهشگران بوده است [۱-۴]. عواملی نظیر آلودگی (مواد شیمیایی و سروصدا) [۵]، دما [۶]، رطوبت و نور در عین ضرورت، موجب تخریب و کاهش عمر آثار ارزشمند موزه‌ها به شمار می‌روند [۷]. دما از جمله عواملی است که نوسان آن می‌تواند موجب تخریب و کاهش عمر این آثار باشد [۸]. افزایش دما باعث افزایش فعالیت‌های زیست-بیولوژیکی شده و روند تجزیه شیمیایی را افزایش می‌دهد [۹]. کاهش دما نیز باعث افزایش رطوبت نسبی و در نتیجه تخریب می‌شود [۱۰].

چنانچه نوسان‌های دمایی ناگهانی و سریع باشد، با توجه به انبساط و انقباضی که در اشیا ایجاد می‌کند می‌تواند باعث شکستگی، ترک خوردگی و آسیب رساندن به آثار شود. این حالت برای اشیا که از مواد ترکیبی ساخته شده‌اند بسیار مضر است [۱۱]. مشاهدات نشان می‌دهد که اختلاف دمایی در سطح سالن‌های نمایش آثار و در طول شبانه‌روز، در موزه آثار باستانی شوش بسیار زیاد بوده و گاهی این نوسان‌های دمایی در شبانه‌روز تا حدود 15°C نیز می‌رسد؛ لذا هدف از انجام این پژوهش، کاهش نوسان‌های دمایی و اصلاح وضعیت گردش هوای داخل در سالن‌های نمایشی موزه مذکور است تا بتوان ضمن حفظ دمای استاندارد در تراز ارتفاعی موردنیاز اشیا در گالری‌ها، تهویه مؤثر و یکنواختی در تمام فضای داخلی برقرار گردد؛ در حالی که مصرف انرژی تحت کنترل باشد و از آنچه هست بیشتر نشود و چه‌بسا کاهش یابد. لازم به ذکر است که در این پژوهش فرض بر این است که هدف فوق با مداخلات اندک در معماری و در موقعیت دمنده‌ها و مکنده‌ها محقق می‌شود.

هزینه بالای تعویض و اجرای روش‌های نوین تهویه مطلوب، به دلیل قدیمی بودن ساختار بسیاری از موزه‌ها موجب گردیده تا محققان به فکر اصلاح وضع موجود در بسیاری از پروژه‌ها باشند [۱۲]. سیستم‌های تهویه مطبوع، عمدتاً برای رفاه انسان طراحی شده‌اند، در نتیجه برای

در زمینه موزه‌های آثار ملی و باستانی، موزه شوش جهت بررسی انتخاب شد. همچنین در این مقاله تلاش شده است با در نظر گرفتن محدودیت‌ها، به بررسی مشکلات، ضعف‌ها و بهبود شرایط پرداخته شود. مطابق ادبیات فوق جهت حل سیالاتی و حرارتی از نرم‌افزار فلوئنت استفاده شده است.

۲- روش تحقیق

پژوهش حاضر، تحقیقی میان‌رشته‌ای و کاربردی است که در آن از تدابیر چندگانه استفاده می‌شود؛ یعنی ترکیبی ابداعی از مجموعه‌ای یکپارچه که امکان اثبات فرضیه، از شبیه‌سازی‌ها و طرح‌های پیشنهادی ارائه شده را امکان‌پذیر کند.

با توجه به پیشینه بررسی شده و ضرورت حفظ آثار ملی در موزه‌ها، هدف این پژوهش، یکنواخت‌سازی جریان هوای داخل و کاهش نوسان‌های دمایی در فضاهای نمایشگاهی درون موزه‌ها به‌عنوان جامعه آماری این پژوهش بوده و موزه آثار باستانی شوش به‌عنوان نمونه موردی تصادفی در این پژوهش انتخاب گردید. در گام بعدی آزمون‌های تجربی اندازه‌گیری و ثبت دما، سرعت و جهت جریان هوای داخل (متغیرهای وابسته)، در نقاط آزمون و در دوره آزمون، به کمک یک دستگاه سرعت‌سنج حرارتی مدل TES-1340، و یک داماسنج دیجیتالی مدل HTC-1 انجام شدند. در گام بعدی، با شبیه‌سازی سیالاتی در فلوئنت، اقدام به شبیه‌سازی و تحلیل داده‌ها گردید: ابتدا حجم معماری توسط پیش پردازشگر گمبیت به‌صورت هیبریدی شبکه‌بندی شد و سپس توسط نرم‌افزار فلوئنت شبیه‌سازی‌ها انجام شدند و در همان محیط اقدام به مداخله در وضع موجود گردید. بدین ترتیب، روش انجام این پژوهش، ترکیبی از راهبردهای تجربی، شبیه‌سازی و پژوهش موردی است و از تدابیر چندگانه مطالعات کتابخانه‌ای، مشاهدات تجربی، اندازه‌گیری‌های میدانی، و شبیه‌سازی‌های عددی استفاده شده است.

۳- معادلات حاکم

در حالت کلی معادلات حاکم بر حرکت سیال شامل معادله بقای جرم (معادله پیوستگی) و معادلات بقای مومنوم

[۲۲]. لو و همکاران با استفاده از سیستم پرده هوا که در آن هوای پرده به‌صورت افقی بالای گودال می‌وزد؛ یک منطقه حفاظت‌شده از نظر پارامترهای میکرو کلاسیک ایجاد کرده‌اند [۲۳]. در تحقیقی دیگر، با روش CFD و با استفاده از یک سیستم چرخ خشک‌کننده (دودکش گردابه‌ای) صرفه‌جویی انرژی حدود ۱۱٪ در موزه حاصل شد [۲۴]. کورجیناتی و پرینو به‌وسیله اصلاح محل (جهت و شکل) جت‌های تأمین هوای اولیه، به بهبود جریان هوای داخل نمایشگاه و حذف آلاینده‌ها پرداخته‌اند؛ همچنین رطوبت نسبی و دما را بهبود بخشیده‌اند [۲۵]. همچنین به‌واسطه عایق کاری درب و پنجره و سقف، مصرف انرژی را به‌صورت چشمگیری کاهش داده‌اند [۲۶]. سرعت جریان هوا و رفتار حرارتی تالار یک کاخ قدیمی در فلورانس بررسی و توزیع جریان هوای آن بهبود بخشیده شد [۲۷]. در پژوهش‌های متعددی، قابلیت‌های ابزارهای پیشرفته محاسباتی که در تحلیل نظری محیط‌های داخلی موزه مورد استفاده قرار می‌گیرند مورد ارزیابی قرار گرفته است.

علی‌رغم این واقعیت که مدل‌های CFD به‌طور معمول در مهندسی معماری برای پیش‌بینی حرکت هوا در فضاهای تهویه مورد استفاده قرار می‌گیرند [۲۸]، هنوز دو چالش عمده وجود دارد؛ اولین مورد مربوط به انتخاب مناسب مدل آشفتگی مربوط به ویژگی‌های جریان هوای داخلی است [۲۹]؛ دومین چالش عمده در CFD اعتبارسنجی نتایج عددی است [۳۰] که با اعتبارسنجی داده‌های تجربی با استفاده از یک اتاق تست به آن پاسخ می‌دهند [۳۱]. پژوهشگران بر این باور هستند که شبیه‌سازی CFD با معادلات k-ε با توابع دیوار لگاریتمی، نتایج را بهبود می‌بخشد [۲۸]. این روش نیاز به زمان محاسباتی زیادی ندارد [۲۷] و برای استفاده در شرایط واقعی، مناسب است [۳۲].

در این پژوهش با در نظر گرفتن پیشینه بررسی شده درباره سیستم‌های تهویه مطبوع به بخش کالبدی و رفتار آزادانه ساختمان پرداخته می‌شود. در توزیع دمایی، سرعت جریان هوا یکی از عوامل تأثیرگذار اصلی و فاکتورهای موردبررسی است. بر اساس ادبیات موضوع و ضرورت تحقیق

در این رابطه، v ویسکوزیته سینماتیک سیال است. فرمول (۳) تا (۵) را با توجه به فرمول (۶) و ثابت فرض کردن چگالی سیال (با توجه به پایین بودن سرعت و عدد ماخ کمتر از ۰/۳، جریان تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است)، می‌توان به شکل تانسوری به صورت ذیل بازنویسی کرد [۳۶]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\hat{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\hat{u}_i \hat{u}_j) \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{P}}{\partial x_i} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v \left(\frac{\partial \hat{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{f_i}{\rho} \end{aligned} \quad (7)$$

معادلات (۳) و (۷) به‌عنوان معادلات بقای مومنتوم (ناویر استوکس) و معادلات بقای جرم (پیوستگی) نامیده می‌شوند. از حل ۳ معادله ذکرشده یک معادله پیوستگی، چهار مجهول سرعت و فشار در تمام نقاط به دست می‌آید. نماد (\wedge) نشان‌دهنده لحظه‌ای بودن متغیرها است.

در اینجا جذر انرژی جنبشی به‌عنوان مقیاس سرعت در نظر گرفته شده است و معادله (۸) به دست می‌آید:

$$v_t = c'_\mu \sqrt{k} \cdot L \quad (8)$$

در رابطه کلموگروف-پرانتل (معادله (۸)) c'_μ یک ثابت تجربی است. برای محاسبه توزیع k از حل معادله انتقال این کمیت استفاده شده است [۳۷]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \\ + v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \beta \\ \cdot g_i \cdot \frac{v_t}{\sigma_T} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} - C_D \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \end{aligned} \quad (9)$$

در رابطه فوق σ_k ، σ_T و C_D ضرایب تجربی هستند. β ضریب توسعه حجمی و Φ مقدار عددی شناوری است.

با توجه به مشخص شدن مقدار k از معادله (۹) هر ترکیبی به شکل $z = k^m \cdot l^n$ انتخاب شده و برای آن یک معادله انتقال حل شده است، نرخ استهلاک انرژی جنبشی آشفتگی از معادله زیر تعیین می‌شود:

$$\epsilon \propto \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (10)$$

(معادلات ناویر استوکس) هستند. معادله پیوستگی، اصل بقای جرم را توصیف می‌کند. برای حجم ثابت سیال، بقای جرم بیان می‌دارد که شار جرمی خالص کل در حجم باید با تغییرات چگالی متعادل گردد. معادله بقای جرم [۳۳] معادله (۱):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \hat{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \hat{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \hat{w})}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

در رابطه فوق \hat{u} ، \hat{v} و \hat{w} به ترتیب مؤلفه‌های سرعت در راستای x ، y و z هستند. در صورتی که چگالی سیال (ρ) ثابت فرض شود معادله (۱) را می‌توان به شکل تانسوری مطابق معادله (۲) در نظر گرفت [۳۴]:

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial(\hat{u}_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

معادلات بقای مومنتوم در سیستم مختصات کارتزین وقتی محورهای قائم و با جهت مثبت به سمت بالا قرار داشته باشد، به شکل روابط ذیل به دست می‌آید [۳۵]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \hat{u})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \hat{u}^2) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \hat{v} \hat{u}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \hat{w} \hat{u}) \\ = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \\ + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \hat{v})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \hat{u} \hat{v}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \hat{v}^2) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \hat{w} \hat{v}) \\ = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} \\ + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \hat{w})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \hat{u} \hat{w}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \hat{v} \hat{w}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \hat{w}^2) \\ = -\frac{\partial \hat{p}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} \\ + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + f_z \end{aligned} \quad (5)$$

در رابطه فوق، \hat{p} فشار، g شتاب ثقلی، t زمان، f_i نیروهای بدنه‌ای و τ_{ij} تنش‌های حاصل از لزجت سیال هستند که با توجه به شکل المان‌های سیال به صورت زیر بیان می‌شوند [۳۵]:

$$\frac{\tau_{ij}}{\rho} = v \left(\frac{\partial \hat{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

این موزه دارای ۴ تالار بزرگ بوده و آثار حفاری‌های منطقه شوش و چغازنبیل را به نمایش گذاشته است. نمای ساختمان مذکور آجری بوده و تمامی دیوارها و سقف‌ها دارای عایق کاری حرارتی مؤثر می‌باشند، همچنین به جز درب ورودی اصلی و دو اتاقک خروج هوا، هیچ منفذ دیگری در ساختمان وجود ندارد و تهویه مطبوع گالری‌ها از طریق ۲ کولر ایستاده و ۳ کولر دیواری انجام می‌شود. ارتفاع سقف گالری‌ها ۵m است (شکل ۲).

آزمون‌های تجربی دماسنجی در دوره آزمون مرداد تا آبان ۱۳۹۹ در نقاط آزمون که در شکل ۳ نشان داده شده‌اند، در ۱۵ هفته، به صورت هر هفته یک‌بار در ۵۲ نقطه، در ۲ کد ارتفاعی ۰/۷m و ۱/۴m، در ۲ بازه زمانی ۲ ساعته (۱۰-۱۲ و ۱۳-۱۵) اندازه‌گیری و ثبت داده شده است.

سپس میانگین داده‌ها مبنای شبیه‌سازی قرار گرفت (شکل ۴ و جدول ۱). در انتخاب نقاط سعی بر آن بوده که همه فضاها تحت پوشش قرار گیرد. مطابق داده‌های تجربی ثبت شده (شکل ۴)، محور G (شکل ۳) گرم‌ترین محور شناسایی شد که با توجه به نوع فضا (اتاقک هوا) مدنظر این پژوهش نیست اما در خصوص سالن‌های نمایش، محورهای D، F، E (شکل ۳) محورهای گرم هستند؛ در این میان محور E به دلیل عبور از میانه سالن به‌عنوان محور بحرانی در نظر گرفته شده است.



شکل (۱). نقشه هوایی منطقه باستانی شوش

بنابراین مقیاس طول آشفتگی به صورت زیر است

$$\iota = C_D \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\epsilon} \quad (11)$$

C_D یک ثابت تجربی است؛ و مقدار لزجت گردابه‌ای مطابق معادله (۱۲) می‌باشد:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (12)$$

در نتیجه شکل نهایی معادلات k-ε به صورت زیر است [۳۸]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \\ & + v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \beta \\ & \cdot g_i \cdot \frac{v_t}{\sigma_T} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} - \epsilon \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) \\ & + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \left(v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_{3\epsilon} \cdot \beta \cdot g_i \\ & \cdot \frac{v_t}{\sigma_T} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (14)$$

در رابطه فوق $C_{1\epsilon}$ ، $C_{2\epsilon}$ ، $C_{3\epsilon}$ ، C_k ، σ_ϵ ، σ_k ، σ_T ضرایب تجربی هستند. مقادیر ضرایب تجربی مدل دو معادله‌ای k-ε در مرجع [۳۷] ارائه شده است.

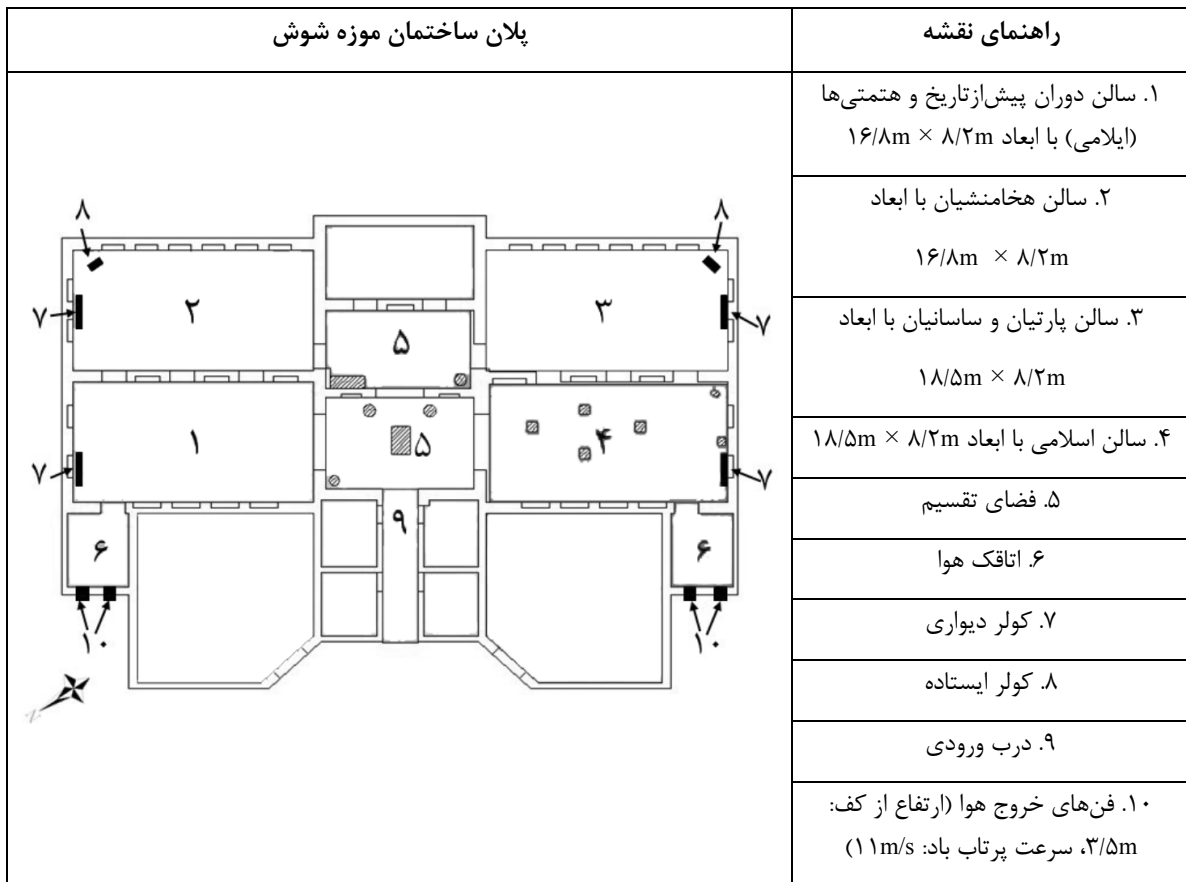
معادله استفاده شده برای فشار نهایی:

$$p_{total} = \frac{1}{2} \rho v^2 + p_{static} \quad (15)$$

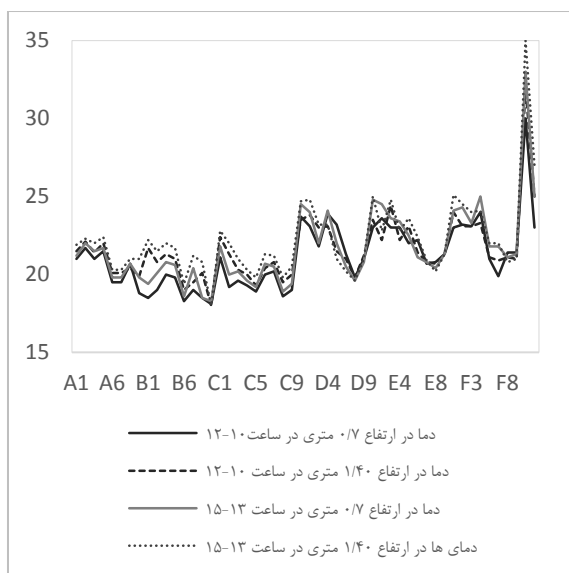
در اینجا ρ چگالی هوا در دمای ۳۳°C، v سرعت جریان هوا و p_{static} فشار استاتیکی می‌باشد.

۴- آزمون‌های تجربی و اعتبارسنجی

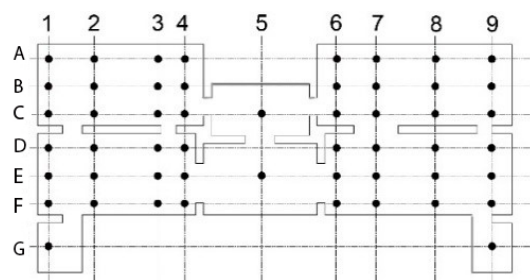
موزه آثار باستانی شهر شوش، روبروی آرامگاه دانیال نبی واقع شده و کشیدگی ساختمان آن شمال شرقی - جنوب غربی بوده و یکی از موزه‌های ارزشمند ایران است (شکل ۱).



شکل (۲). پلان ساختمان موزه آثار باستانی شوش و موقعیت اجزای آن

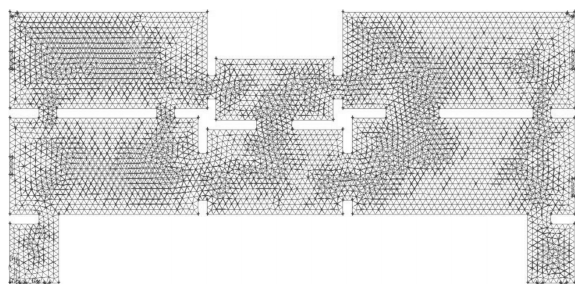


شکل (۴). میانگین دماهای ثبت شده در دوره آزمون تجربی برحسب □ (مبنای شبیه‌سازی)



شکل (۳). پلان مجموعه و نقاط آزمون (محل تلاقی آکس‌ها)

بر اساس داده‌های تجربی دماسنجی (شکل ۴) اختلاف دمای $۱۵^{\circ}C$ به‌صورت میانگین در فضای داخلی موزه ثبت شده است که مطلوب نمی‌باشد: در نزدیکی کولرها، دمای $۱۸^{\circ}C$ و در اتاقک‌های خروجی هوا، دمای $۳۲^{\circ}C$ ثبت شده است. جدول ۱ مشخصات کولرهای گازی موجود را به‌صورت میانگین بر مبنای مشاهدات تجربی نشان می‌دهد.



شکل (۵). شبکه از نمای بالا

مقایسه نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی در شکل (۶) ارائه شده است. بر اساس این منحنی‌ها، اختلاف میانگین داده‌های شبیه‌سازی شده در تراز $1/4m$ برابر با $1/4$ و در تراز $0.7m$ برابر با $9/1$ است؛ که در محدوده استاندارد اشرفی^۸ می‌باشد [۳۹]. اختلاف ایجاد شده در نقاط E4، E1 و F1 و F3 به دلیل شرایط محیطی در زمان ثبت داده‌ها بوده است: در آن زمان از اتاقک خروجی هوای سمت راست شکل (۲) استفاده نمی‌شد (به دلیل اختلاف دمای زیاد) و ارتباط با فضای خارج فقط از سمت اتاقک خروج هوای سمت راست و در ورودی بود و نتیجه آن کاهش کارایی سالن شماره (۱) بوده است. به‌منظور استفاده حداکثری از فضای موزه، اتاقک هوای سمت چپ در شبیه‌سازی‌ها اضافه شده است (شکل ۲).

۵- بحث و تحلیل داده‌ها

پس از اعتبارسنجی، به‌منظور تحلیل داده‌ها، اقدام به شبیه‌سازی و مداخلات در محیط مجازی شد. برای این کار ابتدا شبیه‌سازی با استفاده از تعداد شبکه‌های متفاوت انجام شد. با افزایش تعداد شبکه‌ها از عدد ۱۵۰ هزار به بعد، نتایج همگرا شد (شکل ۷). همان‌طور که مشاهده می‌شود (شکل‌های ۸ و ۹) دما در این سالن‌ها از $18/5^{\circ}C$ تا $33^{\circ}C$ متغیر است که این اختلاف $14/5^{\circ}C$ وضعیت بسیار نامطلوبی را پدید آورده است. توزیع جریان هوا با توجه به شکل‌های (۸ و ۹) الگوی مناسبی ندارد، در نتیجه موجب افزایش دما و پایین آمدن کیفیت هوای داخل می‌شود. سرعت جریان هوا $1/8m/s$ در تراز $1/4m$ و $2/03m/s$ در اکثر نقاط تراز $0.7m$ بوده است. هوای بازگشتی از فن‌ها، دما را به‌صورت چشم‌گیری افزایش می‌دهد.

جدول (۱). مشخصات کولرهای گازی به‌صورت میانگین

طبق مشاهدات تجربی در دوره آزمون

نوع کولر	ارتفاع دریچه کولر (m)	سرعت پرتاب باد (m/s)	دمای هوای پرتابی ($^{\circ}C$)
کولر ایستاده	۱/۵	۱۱	۱۷
کولر دیواری	۳	۸	۱۸

شبیه‌سازی‌ها با روش دینامیک سیالات محاسباتی بر مبنای میانگین داده‌های تجربی ثبت شده (شکل ۴ و جدول ۱) انجام شده است. میانگین دمای محیط نیز طبق مشاهدات، $33^{\circ}C$ فرض گردید. با توجه به محدود بودن بازه دما و ثابت بودن چگالی هوا، جریان پایا و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است. حجم بنا با استفاده از پیش پردازشگر گمبیت به‌صورت سه‌بعدی متشکل از 195078 سلول به شکل شش‌وجهی سه‌بعدی^۴، مطابق شکل ۵ شبکه‌بندی شد و به دلیل اینکه شرایط آزمایش حالت پایا فرض شد از المان لایه مرزی صرف‌نظر شده است. معادلات انرژی (به‌منظور محاسبه دما) و مدل آشفتگی k-ε دو معادله‌ای استفاده شدند. مدل آشفتگی (معادله (۱۳) و (۱۴)) به دلیل فراوانی کاربرد در نمونه‌های مشابه و نیز محاسبه آشفتگی جریان هوا انتخاب شده است.

برای شرایط مرزی سرعت‌های کولرهای گازی از ورودی-سرعت^۵ و برای مکش آن‌ها از خروجی-فشار^۶ با مشخصات جدول ۱ استفاده شده است. در این حالت فشار معادل با سرعت $11m/s$ در خروجی فن‌ها به‌عنوان مقدار شرط خروجی-فشار در نظر گرفته شده است. از فن‌ها دو فن خاموش و دو فن روشن در نظر گرفته شده است و درب ورودی به‌صورت خروجی-فشار و بسته در نظر گرفته شده است. دیوارها و سقف با توجه به عایق بودن، شرط مرزی دیوار^۷ در نظر گرفته شده‌اند.

^۴ Ted-Pyramid

^۵ Velocity-Inlet

^۶ Pressure-Outlet

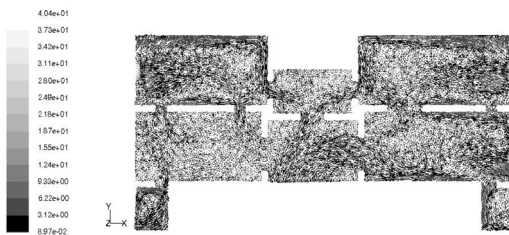
^۷ Wall



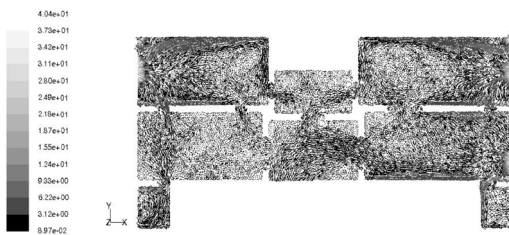
شکل (۸). کانتور دمایی وضع موجود بر اساس داده‌های تجربی: توزیع دما در ارتفاع ۱/۴m برحسب کلوین (K)



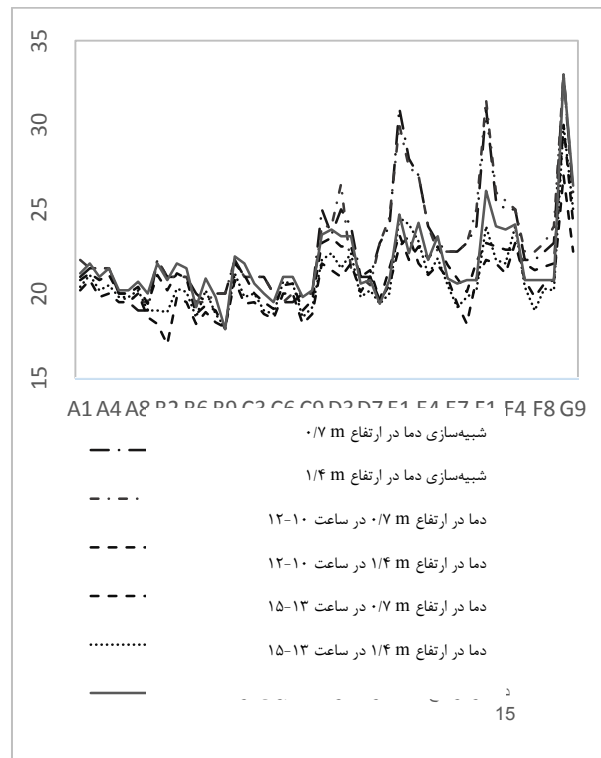
شکل (۹). کانتور دمایی وضع موجود بر اساس داده‌های تجربی: توزیع دما در ارتفاع ۰.۷m برحسب کلوین (K)



شکل (۱۰). بردار سرعت جریان هوا در ارتفاع ۱/۴m برحسب m/s طبق داده‌های تجربی

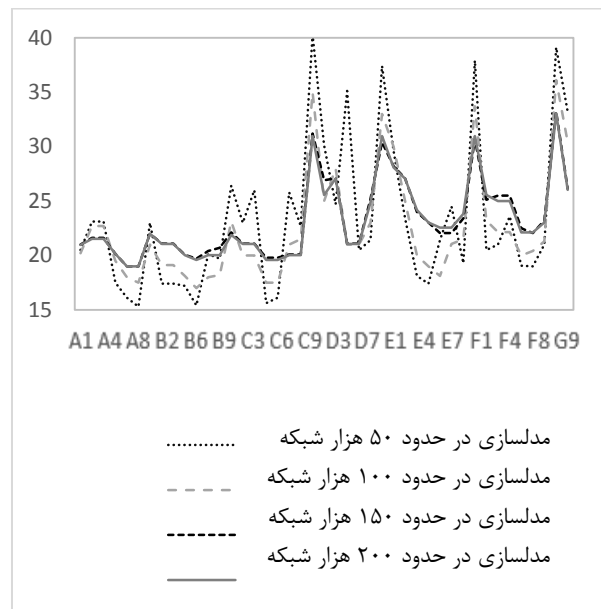


شکل (۱۱). بردار سرعت جریان هوا در ارتفاع ۰.۷m برحسب m/s طبق داده‌های تجربی



شکل (۶). مقایسه متوسط دمای آزمون تجربی و شبیه‌سازی

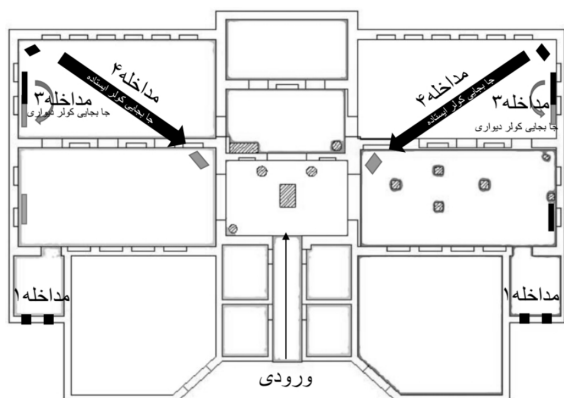
برحسب □



شکل (۷). مقایسه دمای شبیه‌سازی دما برحسب □ در ارتفاع ۰.۷m برای شبکه‌های مختلف

جدول (۲). معرفی مداخلات صورت گرفته

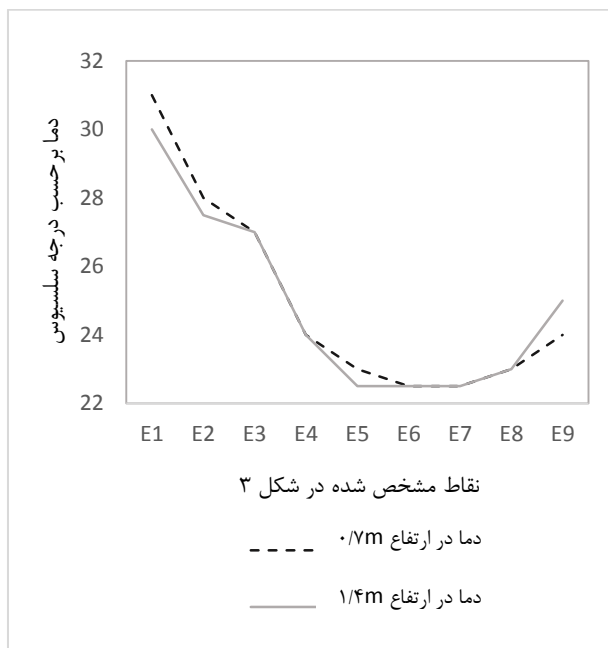
نام مداخله	شرح مداخله (با توجه به شکل‌های ۲ و ۱۳)
مداخله ۱	با حفظ شرایط وضع موجود در اتاقک‌های خروجی هوا (شماره ۶ در شکل ۲) ارتفاع هر ۴ فن خروجی هوا ۱m کاهش داده می‌شود (ارتفاع جدید در پیچه فن خروجی هوا از کف ۲/۵m).
مداخله ۲	با حفظ شرایط وضع موجود کولرهای دیواری شماره ۷ در شکل ۲ که در سالن‌های ۱-۴ قرار دارند در ارتفاع ۲m از کف قرار می‌گیرند.
مداخله ۳	با حفظ شرایط وضع موجود کولرهای دیواری در سالن‌های ۱ و ۴ مطابق شکل‌های ۲ و ۱۳ در یک‌سوم اولی از سمت ورودی گالری‌ها قرار داده شده است بدین منظور کولرها ۲m جابه‌جا شده‌اند.
مداخله ۴	شرایط موجود حفظ شده و جهت مداخله کولرهای ایستاده موجود در سالن‌های ۲ و ۳ را به سالن‌های ۱ و ۴ انتقال داده محل قرارگیری آن‌ها مطابق شکل ۱۳ در نزدیکی فضای تقسیم میان گالری‌ها است.



شکل (۱۳). مداخلات انجام شده در وضع موجود

بر این اساس به شرح نتایج حاصل از مداخلات در جدول ۲ اقدام می‌شود:

مداخله ۱: شبیه‌سازی‌ها نشان دادند که با کاهش ۱m ارتفاع فن‌ها، مطابق شکل‌های (۱۴ و ۱۵) سرعت جریان هوا بین ۱/۴m/s تا ۲/۰۲m/s متغیر است.



شکل (۱۲). نمودارهای توزیع دما در محور E بر اساس شبیه‌سازی وضع موجود

در ادامه، به انجام مداخلاتی در محیط مجازی به شرح جدول ۲ اقدام می‌شود. با توجه به اینکه هدف اصلی این پژوهش یکسان‌سازی تهویه در فضای داخلی موزه می‌باشد، لذا محاسبه درصد تغییرات دما در هر یک از مداخلات نسبت به وضع موجود ضروری بوده که از روابط ۱۶ تا ۱۸ (وارینانس) محاسبه شده است.

$$\sigma^2_{\text{وضع موجود}} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n} \quad (16)$$

در معادله ۱۶، x_i دما در نقطه E_i موجود در شکل ۱۲ است.

$$\sigma^2_{\text{مداخله ۱}} = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n} \quad (17)$$

در معادله ۱۷، y_i دما در نقطه E_i موجود در شکل ۱۸ است. در مداخلات بعدی از این فرمول استفاده شده و در این حالت از نمودار مربوط به همان مداخله استفاده شده است.

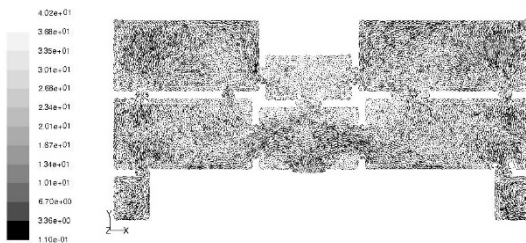
$$\text{درصد اختلاف بهبود یافته} = \frac{\sigma^2_{\text{وضع موجود}} - \sigma^2_{\text{مداخله ۱}}}{\sigma^2_{\text{وضع موجود}}} \quad (18)$$

چرخش ایجاد شده در اتاقک خروج هوا مانع نفوذ هوای بازگشتی از فن‌ها می‌شود؛ بنابراین گردش جریان هوایی به‌خوبی انجام شده است.



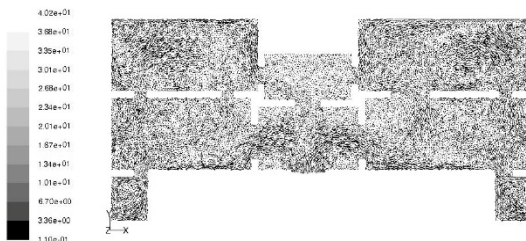
شکل (۱۸). دمای نقاط آزمون در محور E بعد از مداخله

اول برحسب



شکل (۱۹). بردار سرعت هوا در ارتفاع ۰/۷م برحسب m/s

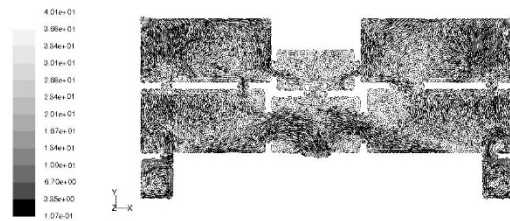
بعد از مداخله ۲



شکل (۲۰). بردار سرعت جریان هوا در ارتفاع ۱/۴م

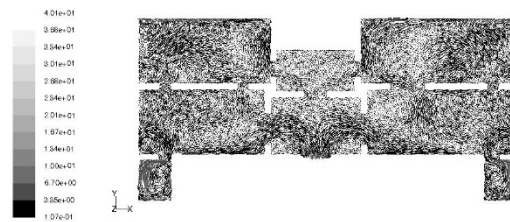
برحسب m/s بعد از مداخله ۲

در شکل‌های (۲۱) و (۲۰) حداقل دما ۱۷/۵°C و حداکثر دما در سالن‌ها ۲۵/۵°C است؛ لذا اختلاف دمایی ۸°C است.



شکل (۱۴). بردار سرعت جریان هوا در ارتفاع ۰/۷م

برحسب m/s بعد از مداخله ۱



شکل (۱۵). بردار سرعت جریان هوا در ارتفاع ۱/۴م

برحسب m/s بعد از مداخله ۱



شکل (۱۶). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۱ در

ارتفاع ۰/۷م برحسب کلوین



شکل (۱۷). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۱ در

ارتفاع ۱/۴م برحسب کلوین

مطابق شکل‌های (۱۶ و ۱۷)، اختلاف دما در گالری‌ها به ۱۰°C می‌رسد، حداقل دما ۱۸/۵°C و حداکثر دما در سالن‌های اصلی ۲۸/۵°C می‌شود که در تراز بالا ۸۴٪ و در تراز پایین ۵۸٪، هم‌دمایی بهبود پیدا کرده است (مطابق شکل‌های ۱۲ و ۱۸).

مداخله ۲: شبیه‌سازی‌ها نشان دادند که متوسط سرعت جریان هوا بین ۱ m/s تا ۲/۰۲ m/s (شکل‌های ۱۹ و ۲۰) است.

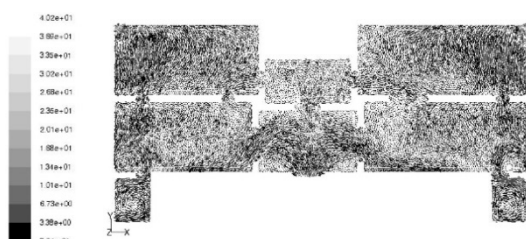
و (۲۵)، حداقل دما $19/5^{\circ}\text{C}$ و حداکثر دما 24°C است. اختلاف دمایی تراز بالا و پایین $2/5^{\circ}\text{C}$ افزایش یافته است. در این حالت تراز بالاتر اختلاف دمایی کمتری را نشان داده و جهت جریان هوا تغییر کرده است. همان‌طور که در شکل (۲۶) و (۲۷) مشاهده می‌شود تخلیه هوا در سالن‌های ایلامیان و هخامنشیان به‌کندی صورت می‌گیرد. باید توجه کرد که به دلیل افزایش سرعت جریان هوا به‌صورت قابل‌توجهی بهبود یافته است.



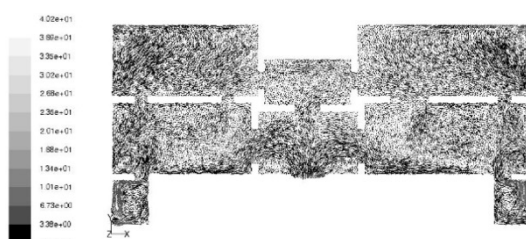
شکل (۲۴). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۳ در ارتفاع $0/7\text{m}$ برحسب کلوین



شکل (۲۵). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۳ در ارتفاع $1/4\text{m}$ برحسب کلوین



شکل (۲۶). بردار سرعت جریان هوا برحسب m/s بعد از مداخله ۳ در ارتفاع $0/7\text{m}$



شکل (۲۷). بردار سرعت جریان هوا برحسب m/s بعد از مداخله ۳ در ارتفاع $1/4\text{m}$

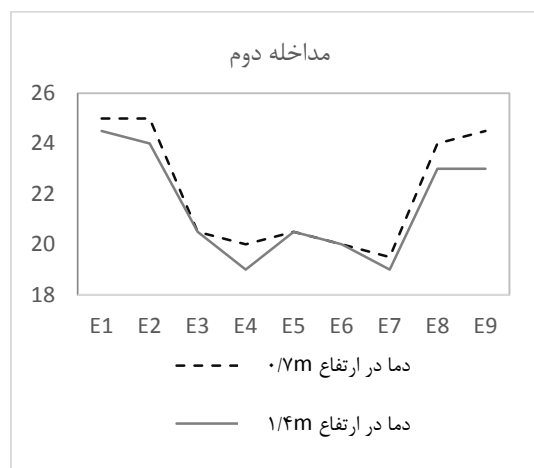


شکل (۲۱). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۲ در ارتفاع $0/7\text{m}$ برحسب کلوین



شکل (۲۲). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۲ در ارتفاع $1/4\text{m}$ برحسب کلوین

در این حالت کولرهای به کنار کشیده شده ایجاد منطقه پرفشار می‌کنند و مانع ورود هوای برگشتی از فن‌های خروجی هوا می‌شوند (شکل‌های ۱۹ و ۲۰)؛ در نتیجه به تعادل دمایی کمک می‌کنند. مقایسه شکل‌های ۱۲ و ۲۳ نشان می‌دهد که در تراز بالا $3/8\%$ و در تراز پایین $3/4\%$ هم‌دمایی بهبود پیدا کرده است.



شکل (۲۳). دمای نقاط آزمون در محور E بعد از مداخله دوم برحسب \square

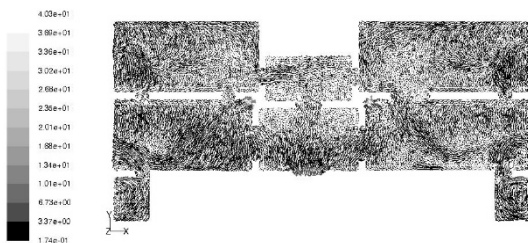
مداخله ۳: داده‌های به‌دست‌آمده پس از شبیه‌سازی‌ها به شرح زیر است:

با توجه به کانتورهای توزیع دمای هوا در شکل‌های (۲۴)

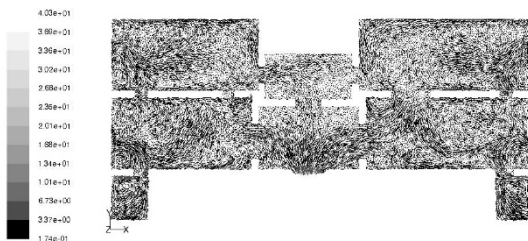


شکل (۳۰). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۴ در ارتفاع ۱/۴m برحسب کلونین

سرعت متوسط جریان هوا $2/03 \text{ m/s}$ و در قسمت پرسرعت، بیشینه سرعت $4/04 \text{ m/s}$ است (شکل‌های ۳۱ و ۳۲)؛ لذا سرعت جریان هوا در تمامی سالن‌ها به‌ویژه در سالن پیش از تاریخ افزایش یافته است و گردابه‌های هوایی مناسبی در اتاقک‌های خروجی، مانع از نفوذ هوای بازگشتی به درون سالن‌های اصلی شده است. در تراز بالا 0.73% و در تراز پایین 0.68% ، هم‌دمایی بهبود پیدا کرده است (مطابق شکل‌های ۱۲ و ۳۳) و رابطه‌های (۱۶) تا (۱۸). مطابق شکل ۳۳، اختلاف دمایی ترازها ناچیز است. ایجاد فشار مناسب باعث مقابله با هوای بازگشتی و عدم نفوذ آن به درون سالن‌ها می‌شود. در این حالت سالن‌ها به‌جز در مساحتی محدود، به هم‌دمایی مناسب رسیده‌اند.

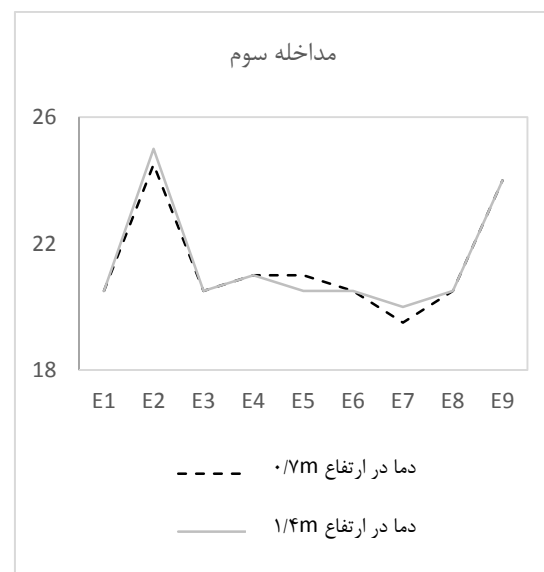


شکل (۳۱). بردارهای سرعت جریان هوا برحسب m/s بعد از مداخله ۴ در ارتفاع ۰/۷m



شکل (۳۲). بردارهای سرعت جریان هوا برحسب m/s بعد از مداخله ۴ در ارتفاع ۱/۴m

مطابق شکل‌های ۲۶ و ۲۷ سرعت متوسط جریان هوا $2/04 \text{ m/s}$ و در قسمت پرسرعت، بیشینه سرعت $4/05 \text{ m/s}$ است. در سالن اشکانیان و ماقبل تاریخ از سمت اتاقک‌های خروج هوا منطقه پرفشار ایجاد شده که مانع نفوذ هوای بازگشتی به درون سالن‌ها می‌شود. در این پیشنهاد، توزیع مناسب هوایی، عدم تجمع هوا و ایجاد منطقه پرفشار در کناره‌ها نکات مثبت آن هستند. در تراز بالا 0.56% و در تراز پایین 0.67% ، هم‌دمایی بهبود پیدا کرده است (مطابق شکل‌های ۱۲ و ۲۸).



شکل (۲۸). دمای نقاط آزمون در محور E بعد از مداخله

سوم برحسب □

مداخله ۴: پس از شبیه‌سازی داده‌های زیر به دست آمده است:
بازه دما در سالن‌ها از $18/5^\circ\text{C}$ تا 25°C متغیر است. اختلاف دمایی $6/5^\circ\text{C}$ است (شکل‌های ۲۹ و ۳۰).



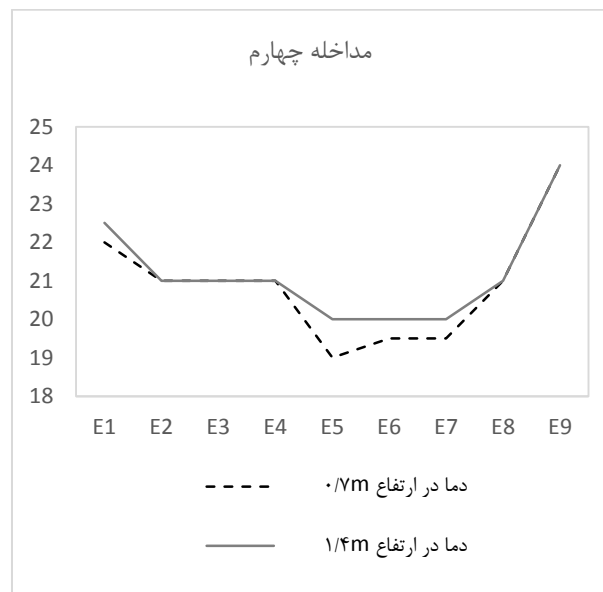
شکل (۲۹). کانتور توزیع دمای هوا بعد از مداخله ۴ در ارتفاع ۰/۷m برحسب کلونین

سالن‌های در ارتباط با فضای خارج و اتاقک‌های خروجی هوا، اختلاف دما ۰.۶۸٪ تا ۰.۷۳٪ کاسته شده است.

مداخلات و شبیه‌سازی آن‌ها نشان داد که الگوی حرکتی جریان هوای داخل تا چه حد می‌تواند تحت تأثیر محل قرارگیری دمنده‌ها و مکنده‌های هوا قرار گیرد. پیشنهاد می‌شود در طراحی فضاهای نمایشگاهی موزه‌های آثار باستانی، با توجه به لزوم یکسان‌سازی تهویه مطلوب، و کاهش نوسان‌ها و اختلاف دمای نقاط مختلف در فضای داخلی، بنا بر مقایسه شکل‌های ۱۰ و ۱۵ مکنده‌های خروجی هوا در ارتفاع ۲/۵m از کف تمام شده طراحی شوند و محل قرارگیری دمنده‌ها با توجه به مداخله دوم در ارتفاع ۲m از کف و در انتهای یک‌سوم دیوار به سمت دریچه‌های خروجی هوا تعبیه شوند. در نهایت با توجه به احتمال ایجاد هوای بازگشتی در نزدیکی مکنده‌های هوا که معمولاً در اتاقک‌های ارتباط با فضای خارج طراحی می‌شوند، توصیه می‌شود که تجمع دمنده‌ها در فضای کناری ایجاد شود تا با ایجاد یک منطقه پرفشار مانع از هوای بازگشتی گردد. موقعیت دریچه‌های تأمین هوای مطبوع و دریچه‌های خروجی آن طبق نتایج این مقاله، نه تنها می‌تواند تهویه داخلی یکنواختی در سراسر نقاط فضای داخل ایجاد نماید، بلکه مصرف انرژی را نیز مدیریت می‌نماید.

۷- مراجع

- Martínez-Molina, A., Tort-Ausina, I., Cho, S., Vivancos, J. L. "Energy and Efficiency and Thermal Comfort in Historic Buildings: a review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 61, pp. 70-85, 2016.
- Camuffò, D., Bernardi, A., Sturaro, G., and Valentino, A. "The Microclimate Inside the Pollaiuolo and Botticelli Rooms in The Uffizi Gallery, Florence", *Journal of Cultural Heritage*, Vol. 3, No. 2, pp. 155-161, 2002.
- Jeong, J. H., and Lee, K. H. "The physical Environment in Museums and its Effects on Visitors' Satisfaction", *Building and Environment*. Vol. 41, No. 7, pp. 963-969, 2006.
- Dzulkifli, S. M., Abdullah, A. H., and Leman, A. M. "Design and Material in Museum: Does it Affect the Ventilation in Indoor Air Quality?", *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 11, No. 11, pp. 7341-7348, 2016.



شکل (۳۳). دمای نقاط آزمون در محور E بعد از مداخله چهارم برحسب °C

۶- نتیجه‌گیری

به‌منظور اصلاح الگوی جریان هوای داخل و دما در موزه آثار باستانی شوش با هدف محافظت از آثار باستانی، چهار پیشنهاد بررسی شد. تمامی مدل‌ها با شرایط یکسان (طبق داده‌های حاصل از آزمون‌های تجربی) و فقط با مداخله در موقعیت دمنده‌ها و مکنده‌ها در نرم‌افزار فلونتت شبیه‌سازی شد. بر اساس شبیه‌سازی‌ها (مداخله اول) با کاهش ارتفاع فن‌های خروجی هوا به میزان ۱m و قرار دادن آن‌ها در ارتفاع ۲/۵m از سطح زمین، هم‌دمایی بین ۰.۵۸٪ تا ۰.۸۴٪ افزایش می‌یابد. همان‌گونه که در مداخله دوم بیان شد با کاهش ارتفاع دریچه‌های ورودی هوا (کاهش ارتفاع کولرهای دیواری) و قرار دادن آن‌ها در ارتفاع بالای سر انسان (۲m از کف) بهبود هم‌دمایی به نسبت شرایط موجود تا ۰.۳۸٪ خواهد بود. با توجه به الگوی پلان که شامل فضای تقسیم در وسط و ارتباط با محیط خارج فقط از یک جهت بنا است؛ این درک حاصل می‌شود که به‌منظور کاهش هوای برگشتی از دریچه‌های ارتباط با هوای خارج، بهتر است در اولین فضای در ارتباط با آن یک منطقه پرفشار ایجاد کرد. بدین منظور با تعبیه دریچه‌های ورودی هوا در یک‌سوم دیوار عمود بر جهتی از ساختمان که با محیط خارج در ارتباط است، مطابق مداخله سوم اختلاف دما تا ۰.۷۳٪ کاهش می‌یابد. در مرحله دوم مطابق مداخله ۴ با افزایش دریچه ورودی هوا در

- Thermal Environments”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 3-11, 2007.
19. Ascione, F., and Minichiello, F. “Microclimatic Control in The Museum Environment: Air Diffusion Performance”, *International journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 4, pp. 806-814, 2010.
 20. Papakonstantinou, K., Kiranoudis, C., and Markatos, N. “Mathematical Modeling of Environmental Conditions Inside Historical Buildings. The case of The Archaeological Museum of Athens”, *Energy and Buildings*, Vol. 31, No. 3, pp. 211-220, 2000.
 21. Rahae, O. “Cultural Identity and Its Effects on Indigenous Methods of Natural Ventilation Passage of Metal Smiths in Dezful’s Old Bazaar”, *The Monthly Scientific Journal of Bagh-e Nazar*, Vol. 10, No. 24, pp. 39-46, 2013. (In Persian)
 22. Kompatscher, K., Kochen, S., van Schijndel, A., and Schellen, H. “Coupled Heat, Moisture and CFD Modeling in the Built Environment”, *COMSOL Conf. 18-20 October 2017, Rotterdam, The Netherlands*, 2017.
 23. Luo, X., Lei, S., Tian, W., and Gu, Z. “Evaluation of Air Curtain System Orientated to Local Environmental Control of Archaeological Museum: A case Study for the Stone Armor Pit of Emperor Qin’s Mausoleum Museum”, *Sustainable Cities and Society*, Vol. 57, pp. 102121, 2020.
 24. Ascione, F., Bellia, L., and Capozzoli, A. “A coupled Numerical Approach on Museum Air Conditioning: Energy and fluid-dynamic Analysis”, *Applied energy*, Vol. 103, pp. 416-427, 2013.
 25. Corgnati, S. P., and Perino, M. “CFD Application to Optimise the Ventilation Strategy of Senate Room at Palazzo Madama in Turin (Italy)”, *Journal of Cultural Heritage*, Vol. 14, No. 1, pp. 62-69, 2013.
 26. Wang, F., Pichetwattana, K., Hendry, R., and Galbraith, R. “Thermal Performance of a Gallery and Refurbishment Solutions”, *Energy and Buildings*, Vol. 71, pp. 38-52, 2014.
 27. Balocco, C. “Daily Natural Heat Convection in a Historical Hall”, *Journal of Cultural Heritage*, Vol. 8, No. 4, pp. 370-376, 2007.
 28. Schmid, F., and Burrell, G. “CFD Analysis Challenges in Building Simulation”, *Proceedings of SimBuild*, Vol. 1, No. 1, 2016.
 29. Schalin, A., and Nielsen, P. V. “Impact of Turbulence Anisotropy Near Walls in Room Airflow”, *Indoor Air*, Vol. 14, No. 3, pp. 159-168, 2004.
 30. Zhang, Z., Zhang, W., Zhai, Z. J., and Chen, Q. Y. “Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed
 5. Pavlogeorgatos, G. “Environmental Parameters in Museums”, *Building and Environment*. Vol. 38, No. 12, pp. 1457-1462, 2003.
 6. Corgnati S. P., Fabi V., and Filippi M. “A Methodology for Microclimatic Quality Evaluation in Museums: Application to a Temporary Exhibit”, *Building and Environment*, Vol. 44, No. 6, pp. 1253-1260, 2009.
 7. Schieweck A., and Salthammer T. “Indoor Air Quality in Passive-type Museum Showcases”, *Journal of Cultural Heritage*, Vol. 12, No. 2, pp. 205-213, 2011.
 8. Lucero-Gómez, P., Balliana, E., Izzo, F. C., and Zendri, E. “A new Methodology to Characterize indoor Variations of Temperature and Relative humidity in historical Museum Buildings for Conservation Purposes”, *Building and Environment*, Vol. 185, pp. 107-147, 2020.
 9. Kramer, R., Schellen, L., and Schellen, H. “Adaptive Temperature Limits for Air-Conditioned Museums in Temperate Climates”, *Building Research and Information*, Vol. 46, No. 6, pp. 686-697, 2018.
 10. Nakielska, M., and Pawłowski, K. “Conditions of the Internal Microclimate in the Museum”, *Journal of Ecological Engineering*, Vol. 21, No. 1, 2020.
 11. Thomson, G. “The Museum Environment”, *Butterworths*, London, 1986.
 12. Khanizad, S. “Museum Design in Iran and the World”, *Architectural art of the century Publisher*, 2013. (In Persian)
 13. Mui, K. W. H., and Chan, W. T. D. “Adaptive Comfort Temperature Model of Air-Conditioned Building in Hong Kong”, *Building and environment*, Vol. 38, No. 6, pp. 837-852, 2003.
 14. Sulaiman, R. B., Kamaruzzaman, S., Rao, S., and Pitt, M. “The Environmental Performance of Air Conditioning Systems in Heritage Buildings in Tropical Climates”, *Journal of Surveying, Construction and Property*, Vol. 2, No. 1, 2011.
 15. Luo, X., Gu, Z., Tian, W., Xia, Y., and Ma, T. “Experimental Study of a Local Ventilation Strategy to Protect Semi-Exposed Relics in a Site Museum”, *Energy and Buildings*, Vol. 159, pp. 558-571, 2018.
 16. Handbook, A. “HVAC Applications, Chapter 21: Museums,” *Galleries, Archives, and Libraries*, 2007.
 17. Sun, Z., and Wang, S. “A CFD-based test Method for Control of Indoor Environment and Space Ventilation”, *Building and Environment*, Vol. 45, No. 6, pp. 1441-1447, 2010.
 18. Kim, T., Song, D., Kato, S., and Murakami, S. “Two-step Optimal Design Method Using Genetic Algorithms and CFD-coupled Simulation for Indoor

- Transfer, Part B Fundamentals, Vol. 28, No. 3, pp. 353-369, 1995.
35. Versteeg, H., and Malalasekera, W. "An Introduction to Computational Fluid Dynamics", Finite Volume Method, Essex, Longman Scientific and Technical, 1995.
36. Schlichting, H., and Truckenbrodt, E. "Aerodynamics of the Airplane", McGraw-Hill Companies, 1979.
37. Rudy, W. "The Universities of Europe, 1100-1914: a History", Rutherford [NJ]: Fairleigh Dickinson University Press, London; Cranbury, 1984.
38. Wilcox, D. C. "Turbulence Modeling for CFD", DCW industries La Canada, CA, 1998.
39. De Dear, R. J., and Brager, G. S. "Thermal Comfort in Naturally Ventilated Buildings: Revisions to ASHRAE Standard 55", Energy and buildings, Vol. 34, No. 6, pp. 549-561, 2002.
- Environments by CFD: Part 2—Comparison with Experimental Data from Literature", HvacandR Research, Vol. 13, No. 6, pp. 871-886, 2007.
31. Teodosiu, C., Ilie, V., and Teodosiu, R. "Appropriate CFD Turbulence Model for Improving Indoor Air Quality of Ventilated Spaces", Mathematical Modelling in Civil Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 28-42, 2014.
32. Kompatscher, K., Kochen, S., van Schijndel, A., and Schellen, H. "Combined Heat, Moisture and CFD Modelling to Assess The Impact of Climate Control on Local Climates Near Cultural Objects in a Museum Exhibition Room", European COMSOL Conf., Rotterdam, The Netherlands, 2017.
33. Blake, G., Schlichting, E., and Zimmermann, U. "Water recharge in a Soil with Shrinkage Cracks", Soil Science Society of America Journal, Vol. 37, No. 5, pp. 669-672, 1973.
34. Chen, Q. "Comparison of different k-ε models for indoor air flow computations," Numerical Heat