



تأثیر جانمایی دریچه ورودی هوا بر کیفیت هوای داخل و آسایش حرارتی ساکنان در یک اتاق دارای سیستم گرمایش قرنیزی

زهره ایمانی نژاد^۱، سید علیرضا ذوالفقاری^{۲*}، مهدی معرفت^۳ و هادی پاسدار شهری^۴

^۱ کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

^۲ استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

^۳ استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

^۴ استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۳/۲۱؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۰۵/۲۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۷/۲۴

چکیده

در سال‌های اخیر، سیستم گرمایش قرنیزی به دلیل توزیع یکنواخت حرارت و پایین بودن دمای آب تغذیه، مورد توجه بسیاری از مهندسان تهویه مطبوع قرار گرفته است. با این وجود، عدم استفاده از تجهیزات وزشی در ساختمان‌های دارای سیستم گرمایشی مذکور، می‌تواند موجب کاهش کیفیت هوای داخل شود. بر این اساس، هدف اصلی تحقیق حاضر، ارزیابی میزان تأثیرگذاری جانمایی دریچه تأمین هوای تازه بر کیفیت هوای داخل و شرایط آسایش حرارتی ساکنان در یک ساختمان با سیستم گرمایشی قرنیزی در فصل زمستان است. برای این منظور، شاخص‌های احساس حرارتی افراد و کیفیت هوای داخل برای یک اتاق نمونه استاندارد در شرایط اقلیمی با دمای طرح خارج زمستانه صفر درجه سلسیوس به صورت عددی، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که جانمایی صحیح دریچه تأمین هوای تازه، تأثیر قابل توجهی بر دمای هوا، شرایط آسایش حرارتی افراد و کیفیت هوای داخل دارد؛ به طوری که با تغییر محل دریچه سقفی تأمین هوا از نزدیکی دیوار خارجی به سمت مرکز اتاق، می‌توان متوسط دمای هوا در فضای نمونه را تا اندازه ۱/۱ درجه سلسیوس (از ۲۱/۴ به ۲۲/۵ درجه سلسیوس) افزایش داد؛ همچنین، نتایج حاکی از آن است که انتخاب محل مناسب برای دریچه تأمین هوای تازه می‌تواند شاخص بهبود کیفیت هوای داخل را از حدود ۰/۴۴ به حدود ۰/۶۷ افزایش دهد.

کلمات کلیدی: سیستم گرمایش قرنیزی؛ دریچه ورودی هوا؛ کیفیت هوای داخل؛ آسایش حرارتی.

Influence of Air Inlet Diffuser Layout on Indoor Air Quality and Occupants' Thermal Comfort in a Room with Baseboard Heating System

Z. Imani Nejad¹, A. Zolfaghari^{1*}, M. Maerefat², H. Pasdars Shahri²

¹ Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

² Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

Abstract

In the recent years, the baseboard heating system has attracted the attention of many HVAC engineers due to its uniform temperature distribution and low feed water temperature. Despite this, lack of ventilation equipments in the buildings with the mentioned heating system, can cause to decrease the indoor air quality. Therefore, the main goal of this study is to evaluate the effects of fresh air supply diffuser layout on the indoor air quality and occupants' thermal comfort conditions in a baseboard heated building in winter. For this reason, the thermal sensation and indoor air quality indices have been numerically investigated in a standard case room and under the climatic conditions of 0°C as winter outdoor design temperature. The results show that the location of air supply diffuser has a significant influence on air temperature, thermal comfort conditions and indoor air quality. So that, changing the location of ceiling air diffuser from near the exterior wall to the center, can cause the average of air temperature to increase about 1.1°C (from 21.4 to 22.5°C). Moreover, the results indicate that selectiong the proper location for fresh air supply diffuser can lead to increase in the indoor air quality improvement index from 0.44 to 0.67.

Keywords: Baseboard Heating System; Air Inlet Diffuser; Indoor Air Quality; Thermal Comfort.

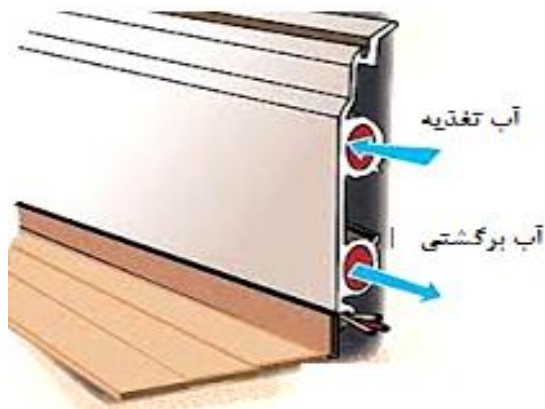
* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۵۶-۳۲۲۰۲۰۵۰؛ فکس: ۰۵۶-۳۲۲۰۲۳۴۸

آدرس پست الکترونیک: zolfaghari@birjand.ac.ir

۱- مقدمه

سیستم‌ها را نداشته باشند. یکی از سیستم‌هایی که بر مبنای این رویکرد پیشنهاد شده است، سیستم گرمایش قرنیزی^۳ است. سیستم گرمایش قرنیزی، تابشگر حرارت با دمای کم است که در امتداد لبه پایینی دیوارهای اتاق نصب می‌شود. مطابق شکل ۱، این سیستم از یک لوله بلند U شکل (لوله تغذیه و برگشت) که روی یک پانل فلزی نصب می‌شود، تشکیل شده است. دمای آب تغذیه در سیستم گرمایش قرنیزی، بین ۴۵ تا ۶۰ درجه سلسیوس است و حرارت سیستم مذکور، از طریق سازوکار تابش با سطوح اطراف و از طریق سازوکار جابه‌جایی با هوای اتاق مبادله می‌شود.

همانطور که قبلاً اشاره شد، پایین بودن کیفیت هوا در ساختمان‌های دارای سیستم‌های تابشی، از جمله محدودیت‌های این سیستم‌هاست. از طرفی با توجه به اینکه، امروزه در اکثر مناطق شهری، افراد بیشتر وقت خود را در محیط‌های بسته سپری می‌کنند، بنابراین لازم است این محیط‌ها از لحاظ شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل در وضعیت مطلوبی باشند و سبب ناراضی‌تی و افت بهره‌وری ساکنان نگردد.



شکل ۱- نمایی از یک سیستم قرنیزی

تحقیقات انجام شده در زمینه عملکرد سیستم‌های قرنیزی، از سابقه‌چندانی برخوردار نیست. در سال ۲۰۱۰، پلوسکیک و هامبرگ [۱] به کمک دینامیک سیالات

سیستم‌های گرمایش و سرمایش ساختمان‌ها، معمولاً به دو دسته سیستم‌های جابه‌جایی و تابشی تقسیم‌بندی می‌شوند. سیستم‌های جابه‌جایی، سیستم‌هایی هستند که بخش قابل توجهی از انتقال حرارت در آن‌ها، توسط جریان طبیعی یا اجباری سیال صورت می‌پذیرد. سیستم‌های هواساز، انواع کولرها و فن‌کویل‌ها در این دسته جای می‌گیرند. از سوی دیگر، سیستم‌های تابشی نیز به سیستم‌هایی اطلاق می‌شود که در آن‌ها، سازوکار تابش بیشترین سهم را در تبادل حرارت میان سیستم با محیط دارد؛ همچنین، سیستم‌های تابشی به دو دسته دما بالا و دما پایین تقسیم می‌شوند. به طور کلی، استفاده از سیستم‌های تابشی دما بالا در محیط‌های مسکونی، اداری و تجاری مرسوم نیست و کاربرد آن‌ها تقریباً منحصر به محیط‌های صنعتی است. از طرف دیگر، سیستم‌های تابشی دما پایین مانند سیستم‌های گرمایش از کف و سرمایش سقفی به دلیل وجود مزایای چشمگیر، به طور فزاینده‌ای مورد توجه قرار گرفته‌اند. در میان مزایای این سیستم‌ها می‌توان به مواردی از جمله، مصرف انرژی نسبتاً پایین در مقایسه با سیستم‌های جابه‌جایی، ایجاد شرایط آسایش حرارتی مطلوب‌تر به دلیل تطابق بهتر با سازوکارهای انتقال حرارت بدن انسان، کم بودن سرعت جریان هوا و عدم ایجاد سرمایش موضعی یا کوران^۱، سروصدا و آلودگی صوتی بسیار کم به دلیل عدم استفاده از فن و دمنده و عدم وجود گرادیان عمودی دمای زیاد اشاره کرد؛ اما علیرغم مزایای مذکور، سیستم‌های تابشی دارای اشکالات و محدودیت‌هایی نظیر، لختی حرارتی نسبتاً زیاد، واکنش کند این سیستم‌ها به تغییرات حرارتی محیط داخل و نیز پایین بودن کیفیت هوای داخل^۲ به دلیل عدم استفاده از تجهیزات ورزشی هستند؛ این در حالی است که کیفیت هوای داخل، تعیین کننده میزان تاثیرات هوای داخل بر سلامت و کارایی ساکنان است.

بر اساس آنچه گفته شد، در دو دهه اخیر بسیاری از طراحان و مهندسان به دنبال یافتن یک سیستم گرمایش ترکیبی (جابه‌جایی- تابشی) جایگزین بوده‌اند تا علاوه بر داشتن مزایای سیستم‌های تابشی، محدودیت‌های این

^۱ Draught

^۲ IAQ (Indoor Air Quality)

^۳ Baseboard Heating Systems

داخل و آسایش حرارتی پرداختند. در سال ۱۹۹۶ موریسک و همکاران [۷]، کیفیت هوای داخل در ساختمان‌های دارای سیستم گرمایشی مختلف شامل، بخاری، شومینه و حرارت مرکزی را به صورت تجربی مقایسه کردند. چن و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۲، به بررسی فاصله بخاری از دیوار بر پراکندگی ذرات آلاینده پرداختند و بالاخره در سال ۲۰۱۳ گلکارفرد و طالبی‌زاده [۹]، انتشار آلاینده‌ها در سیستم گرمایش از کف و رادیاتوری را به کمک تحلیل عددی مقایسه کردند.

با توجه به اینکه مسأله کیفیت هوای داخل به ویژه در ساختمان‌های فاقد سیستم‌های ورزشی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بر این اساس، در تحقیق حاضر سعی شده است تا با مدلسازی یک اتاق دارای سیستم گرمایش قرنیزی، اثرات جانمایی دریچه تأمین هوای تازه، بر کیفیت هوای داخل و شرایط آسایش حرارتی ساکنان، مورد تحلیل قرار گیرد.

۲- فضای نمونه

در تحقیق حاضر، اتاق نمونه شماره ۶۰۰ که یک فضای نمونه استاندارد در دستورالعمل تاسیساتی اشری ۱۴۰ [۱۰] می-باشد، مدلسازی شده است. این اتاق به ابعاد $۸ \times ۶ \times ۲/۷$ متر و دارای دو پنجره به مساحت ۱۲ مترمربع روی دیوار جنوبی است؛ همچنین یک دریچه ورود هوا روی سقف و یک دریچه خروجی روی دیوار شمالی، هر کدام به ابعاد $۰/۲۴ \times ۰/۲۴$ متر به دلخواه در نظر گرفته شده است. همچنین روی لبه پایینی دیوارهای اتاق، یک سیستم گرمایش قرنیزی به طور متقارن به ارتفاع ۱۵ سانتی‌متر شبیه‌سازی شده است. شکل ۲، نمایی از فضای نمونه همراه با ۹ موقعیت دریچه نزدیک به دیوار خارجی که در معرض هوای سرد و کنترل نشده‌ی بیرون است، را نشان می‌دهد. همچنین در جدول ۱، اطلاعات مربوط به جانمایی دریچه‌های ورودی آورده شده است. همچنین، دمای طرح خارج زمستانه صفر درجه سلسیوس است و دمای هوای ورودی از دریچه، برابر با دمای هوای خارج فرض شده است. میزان مقاومت حرارتی کلی برای دیوار خارجی با عایق‌بندی معمولی، $۰/۵۲ \text{ W/m}^2\text{K}$ و برای پنجره دارای شیشه دو جداره، $۳ \text{ W/m}^2\text{K}$ در نظر گرفته شده است. در چنین شرایطی، میزان بار اعمال شده از طریق دیوار خارجی و پنجره به ترتیب برابر، ۵ W/m^2 و

محاسباتی نشان دادند که سیستم گرمایش قرنیزی با دمای آب تغذیه ۵۵ درجه سلسیوس، می‌تواند بار حرارتی لازم برای گرمایش یک ساختمان اداری در کشور سوئد را تأمین کند. در همین سال، رن و همکاران [۲]، عملکرد سیستم گرمایش و سرمایش کفی متمرکز در نزدیکی قرنیز یک اتاق مسکونی واقع در کشور چین را مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیقات ایشان نشان داد که این سیستم با دمای آب تغذیه ورودی ۳۰ درجه سلسیوس جهت گرمایش و ۱۵ درجه سلسیوس جهت سرمایش، توانایی تأمین بار مورد نیاز برای فضای نمونه در اقلیم مذکور را دارد؛ همچنین در سال ۲۰۱۱، پلوسکیک و هامبرگ [۳] به بررسی عملکرد سیستم گرمایش قرنیزی همراه با جابه‌جایی اجباری پرداختند و نشان دادند که با عبور جریان هوا از روی پانل سیستم گرمایش قرنیزی، می‌توان دمای آب تغذیه را تا ۱۰ درجه سلسیوس کاهش داد. در سال ۲۰۱۴، پلوسکیک و هامبرگ [۴] در تحقیقی دیگر، عملکرد سیستم گرمایش تابشی قرنیزی را به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی نمودند. نتایج تحقیق ایشان حاکی از آن بود که توانایی انتقال حرارت سیستم گرمایش تابشی قرنیزی تا ۵۰٪ بیشتر از پانل‌های تابشی است. ضمن اینکه برای حفظ عملکرد تابشی در سیستم‌های قرنیزی، ارتفاع پانل‌ها باید به گونه‌ای طراحی شود که دمای آب تغذیه لازم برای سیستم از ۴۰ درجه سلسیوس کمتر نشود؛ همچنین در همین سال، ذوالفقاری و سخاوت‌مند [۵] به بررسی تأثیرات نفوذ هوا از درزهای پنجره بر عملکرد سیستم گرمایش قرنیزی و شرایط آسایش ساکنان پرداختند. نتایج تحقیقات ایشان نشان داد که سیستم گرمایش قرنیزی، هم به لحاظ الگوی جریانی و هم الگوی توزیع حرارت در اتاق، می‌تواند شرایط نسبتاً یکنواختی را در سراسر فضای نمونه به وجود آورد.

بر اساس آنچه که گفته شد، ملاحظه می‌شود که تاکنون تحقیقی در زمینه بررسی کیفیت هوای داخل در ساختمان‌های دارای سیستم گرمایش قرنیزی انجام نگرفته است. در ادامه، به چند مورد از تحقیقات انجام شده در زمینه بررسی کیفیت هوای داخل فضاها‌ی مسکونی دارای سایر سیستم‌های گرمایشی اشاره شده است. نو و کویی [۶] در سال ۱۹۹۴، به بررسی عددی و سه بعدی سیستم‌های سرمایش سقفی همراه با سیستم تهویه جابه‌جایی از نظر کیفیت هوای

۳- معادلات حاکم

در این تحقیق، معادلات حاکم شامل، دو بخش معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت و معادلات مربوط به احساس حرارتی افراد است. معادلات حاکم بر جریان پایا و غیر قابل تراکم با فرض ثابت بودن خواص سیال شامل معادلات زیر است:

معادله پیوستگی

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

معادله بقای تکانه خطی

$$\rho (\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla P + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 \vec{V} + \vec{S} \quad (2)$$

معادله انرژی

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \alpha_{\text{eff}} \nabla^2 T + S_T \quad (3)$$

که

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k} \quad (4)$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\hat{i} + \frac{\partial}{\partial y}\hat{j} + \frac{\partial}{\partial z}\hat{k} \quad (5)$$

همچنین، \vec{S} بیانگر نیروهای حجمی (شناوری) وارد بر سیال است و به کمک تقریب بوزینسک محاسبه می‌شود.

$$\vec{S} = \rho \vec{g} [1 - \beta(T - T_{\text{ref}})] \quad (6)$$

که β ضریب انبساط حجمی (K^{-1}) و \vec{g} بردار شتاب گرانش زمین ($m.s^{-2}$) است؛ همچنین، μ_{eff} ضریب لزجت مؤثر سیال است که شامل، لزجت سیال و لزجت اغتشاشی سیال است.

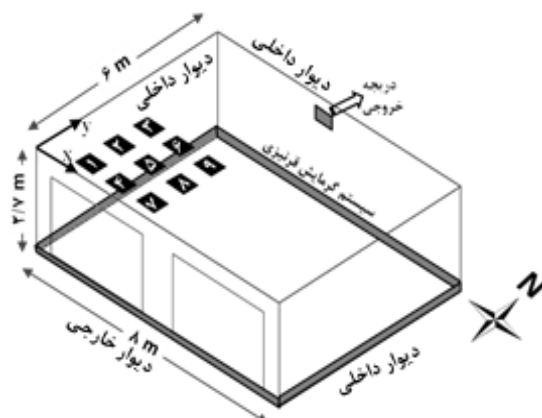
$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (7)$$

که لزجت اغتشاشی سیال به کمک مدل دو معادله‌ای $k-\epsilon$ استاندارد محاسبه می‌شود؛ همچنین معادله غلظت گونه برای تعیین نحوه توزیع آلاینده‌ها به صورت زیر است.

$$\rho (\vec{V} \cdot \nabla C) = D_{\text{eff}} \nabla^2 C \quad (8)$$

که C جزء جرمی گونه و D_{eff} ضریب نفوذ مؤثر گونه ($m^2.s^{-1}$) است.

بخش دوم معادلات حاکم، شامل معادلات مربوط به بدن و شرایط آسایش حرارتی افراد است. در این تحقیق، به منظور ارزیابی احساس حرارتی افراد از مدل آسایش حرارتی فنر [۱۳] استفاده می‌شود. شایان ذکر است که مدل آسایش حرارتی فنر، یکی از معروفترین و پرکاربردترین مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی به حساب می‌آید و از آن در استانداردهای اشری ۵۵ [۱۲] و ایزو ۷۷۳۰ [۱۴]، به عنوان مدل استاندارد آسایش حرارتی یاد شده است. مدل فنر با نوشتن معادلات انرژی برای بدن و با در نظر گرفتن هفت



شکل ۲- نمایی کلی از تحقیق حاضر

جدول ۱- اطلاعات مربوط به جانمایی دریچه‌های ورودی هوا

شماره دریچه	x مرکز دریچه (m)	y مرکز دریچه (m)	ابعاد دریچه (m×m)
۱	۱	۰/۷۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۲	۱	۱/۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۳	۱	۲/۲۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۴	۲	۰/۷۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۵	۲	۱/۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۶	۲	۲/۲۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۷	۳	۰/۷۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۸	۳	۱/۵	۰/۲۴×۰/۲۴
۹	۳	۲/۲۵	۰/۲۴×۰/۲۴

$36W/m^2$ است. ضمن اینکه سایر دیوارها به صورت جدار داخلی فرض شده است. نرخ جریان هوای ورودی از دریچه به‌ازای یک بار تعویض هوا در ساعت، برابر با 0.36 مترمکعب بر ثانیه است؛ همچنین، مقدار اولیه آلاینده در اتاق، معادل 1000 پی‌پی‌ام کربن دی‌اکسید لحاظ شده است که برابر با حد مجاز این آلاینده است. ضمن اینکه غلظت آلاینده در هوای تازه ورودی از دریچه، 400 پی‌پی‌ام [۱۱] در نظر گرفته شده است. شار حرارتی قرنیزها به گونه‌ای تنظیم شده است که متوسط شاخص احساس حرارتی افراد در محدوده مجاز استاندارد اشری [۱۲] قرارگیرد. ضمن اینکه مسئله در حالت دائم بررسی شده است.

بر این اساس، این شاخص طبق مقیاس پیشنهاد شده توسط اشری [۱۲] اعدادی در بازه ۳- تا ۳+ را شامل می‌شود و هر عدد صحیح در این بازه، بیانگر یک احساس حرارتی تعریف شده است. به طوری که ۳+، بیان‌کننده احساس حرارتی داغ، ۲+ گرم، ۱+ کمی گرم، ۰ خنثی، ۱- کمی خنک، ۲- خنک و ۳- سرد است؛ همچنین، استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۱۴]، محدوده $0.5 < PMV < 0.5$ را به عنوان محدوده قابل قبول برای آسایش حرارتی معرفی می‌کند.

در این تحقیق، سعی شده است تا با مدل‌سازی سه بعدی یک فضای نمونه دارای سیستم گرمایش قرنیزی و حل معادلات مربوط به جریان، انرژی، پخش آلاینده‌ها و نیز آسایش حرارتی، اثرات جانمایی درجه تأمین هوای تازه بر عملکرد سیستم گرمایش قرنیزی مورد تحلیل و ارزیابی قرار گیرد.

۴- روش حل و اعتبارسنجی نتایج

در این پژوهش، از رویکرد تحلیل عددی سه بعدی به کمک کد متن‌باز این‌فوم^۳ (نسخه ۲.۱.۱) برای مدل‌سازی یک اتاق دارای سیستم گرمایش قرنیزی استفاده شده است. کد متن - باز این فوم، یک جعبه ابزار دینامیک سیالات محاسباتی است که قادر به تحلیل عددی طیف وسیعی از مسائل مختلف است. در این تحقیق، از حلگر «بویانت بوزینسک سیمپل فوم»^۴ در این فوم استفاده شده است. این بسته، از روش عددی حجم محدود برای مجزاسازی معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی بهره برده، معادلات پیوستگی، بقای تکانه خطی، انرژی و معادلات مربوط به جریان‌های آشفتگی را به صورت جفت شده حل می‌کند؛ همچنین بسته مذکور از تقریب بوزینسک برای مدل‌سازی اثرات شناوری بر همرفت طبیعی و نیز از الگوریتم سیمپل برای تصحیح جفت‌شدگی میان فشار و سرعت بهره می‌گیرد. علاوه بر این، از آنجا که معادلات مربوط به انتشار گونه‌ها و آسایش حرارتی در بسته حل مذکور وجود ندارد، نویسندگان طی فرآیند کد نویسی، امکان حل معادله انتشار گونه و معادله آسایش حرارتی را به حلگر مذکور افزوده‌اند.

عامل سراسری موثر بر شرایط حرارتی بدن شامل، چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابشی^۱، رطوبت نسبی و سرعت جریان هوا) و سه عامل فردی (میزان کار افراد، نرخ متابولیک و میزان پوشش)، احساس حرارتی افراد را در قالب شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده (PMV^۲) برای ساکنان به صورت روابط (۹-۱۰) بیان می‌کند.

$$PMV = (0.028 + 0.303 \exp(-0.036M)) \left[\frac{M - W}{-0.00305(5733 - 6.99(M - W) - P_a)} - 0.42((M - W) - 58.15) - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - T_a) - f_{cl} h_t (T_{cl} - T_o) \right] \quad (9)$$

$$T_{cl} = T_{sk} - f_{cl} I_{cl} h_t (T_{cl} - T_o) \quad (10)$$

که T_{sk} دمای سطح پوست افراد (°C) است و به کمک رابطه (۱۱) قابل محاسبه است [۱۴]:

$$T_{sk} = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (11)$$

همچنین M ، نرخ متابولیک افراد (W/m^2)، W نرخ کار خارجی افراد (W/m^2)، P_a فشار بخار هوا (Pa)، T_a دمای هوا (°C)، T_{cl} دمای سطح لباس (°C)، T_o دمای عملکردی (°C)، I_{cl} مقاومت حرارتی لباس (m^2K/W)، f_{cl} فاکتور سطح لباس (بی‌بعد) و h_t ضریب انتقال حرارت کلی روی سطح لباس (W/m^2K) است. فاکتور لباس f_{cl} به منظور در نظر گرفتن افزایش سطح تبادل حرارتی به دلیل ضخامت لباس از رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود [۱۵]:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 0.2I_{cl} & I_{cl} < 0.5clo \\ 1.05 + 0.1I_{cl} & I_{cl} > 0.5clo \end{cases} \quad (12)$$

هر واحد clo، تقریباً $\frac{K.m^2}{W}$ ۰/۱۵۵ است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از سطح لباس افراد از رابطه ۱۳ به دست می‌آید که در این رابطه، V سرعت هوا ($\frac{m}{s}$) است.

$$h_t = \begin{cases} 2.38(T_{cl} - T_a) & \text{جابجایی آزاد} \\ 12.1\sqrt{V} & \text{جابجایی اجباری} \end{cases} \quad (13)$$

جزئیات بیشتر در مورد پارامترهای فوق، در استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۱۴] و استاندارد ۱۴۳۸۴ سازمان ملی استاندارد ایران [۱۶] ارائه شده است.

شایان ذکر است که شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده (PMV)، بیانگر احساس حرارتی افراد نسبت به محیط است.

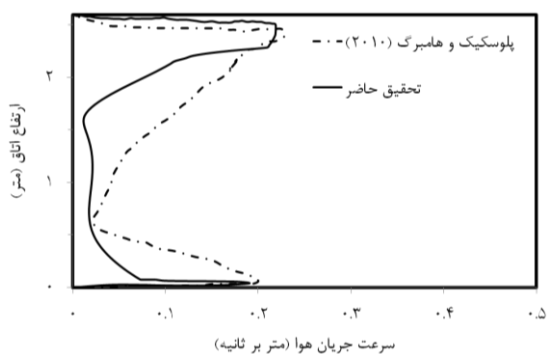
³ OpenFoam® (Open source Field Operation and Manipulation)

⁴ buoyant Boussinesq Simple Foam

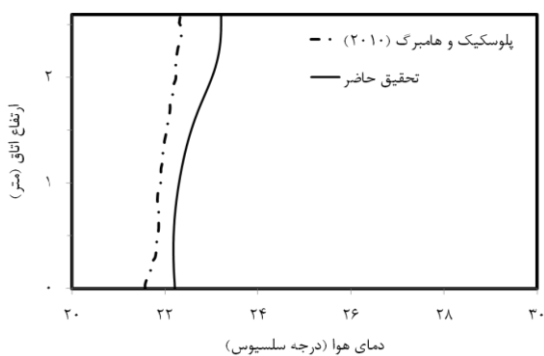
¹ Mean Radiant Temperature

² Predicted Mean Vote

از ۰/۰۴ متر بر ثانیه و برای دما حدود ۰/۶ درجه سلسیوس است. ملاحظه می‌شود که نتایج تحقیق حاضر، از همخوانی نسبی با نتایج پلوسکیک و هامبرگ [۱] برخوردار است.



شکل ۴- صحت‌سنجی حل عددی با نتایج تحقیق پلوسکیک و هامبرگ [۱] برای توزیع سرعت در مرکز اتاق



شکل ۵- صحت‌سنجی حل عددی با نتایج تحقیق پلوسکیک و هامبرگ [۱] برای توزیع دما در مرکز اتاق

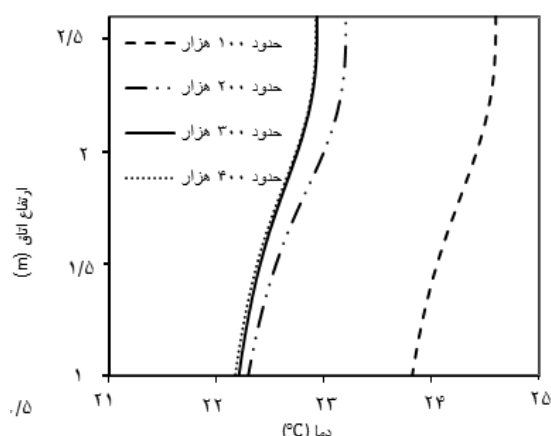
۵- نتایج و بحث

در تحقیق حاضر، به منظور ارزیابی صحت نتایج تحقیق حاضر، از مقایسه‌ی کیفیت هوای داخل به ازای ۹ موقعیت مختلف برای دریچه ورود هوا، شاخص بهبود کیفیت هوای داخل بدون بعد (η_C) به صورت رابطه (۱۲) تعریف می‌شود:

$$\eta_C = \frac{\bar{C}_{indoor} - C_{init}}{C_{inlet} - C_{init}} \quad (12)$$

که \bar{C}_{indoor} ، مقدار متوسط غلظت آلاینده، C_{init} ، مقدار اولیه غلظت آلاینده در فضای اتاق و C_{inlet} ، مقدار غلظت آلاینده‌ها در هوای تازه ورودی از دریچه به اتاق است. لازم به ذکر است که در استانداردهای مربوط به کیفیت هوای داخل از جمله استاندارد اشری ۶۲ [۱۷]، غلظت دی اکسید کربن در محیط

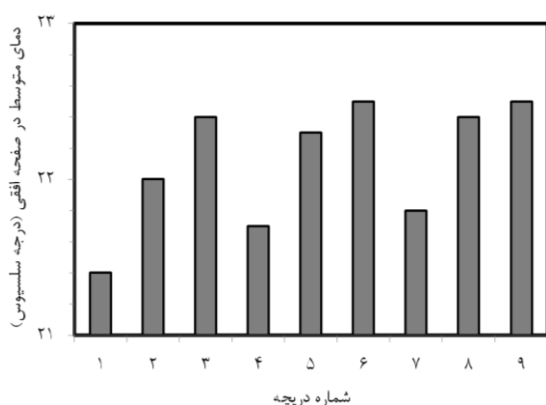
در این مدل‌سازی از یک شبکه سازمان یافته و دارای تطابق در نزدیکی مرزها استفاده شده است؛ همچنین، استقلال جواب‌ها از اندازه شبکه محاسباتی به دقت مورد بررسی قرار گرفته، از عدم وابستگی جواب‌ها به اندازه شبکه اطمینان حاصل شده است. بر این اساس، شبکه محاسباتی با حدود ۳۰۰ هزار گره، مناسب تشخیص داده شده است. برای انتخاب شبکه‌ای مناسب برای شبیه‌سازی عددی مسئله، مطابق شکل ۳، ابتدا استقلال از شبکه در حل، مورد بررسی قرار می‌گیرد. از این رو مسئله، برای تعداد شبکه ۱۰۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰۰، ۳۰۰۰۰۰ و ۴۰۰۰۰۰ گره محاسباتی مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۳ نشان می‌دهد، به ازای تغییر تعداد شبکه از ۳۰۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰۰ تغییر چندانی در جواب‌ها حاصل نشده است، بنابراین شبکه محاسباتی با حدود ۳۰۰ هزار گره مناسب تشخیص داده شده است.



شکل ۳- بررسی استقلال از شبکه

به منظور ارزیابی صحت نتایج تحقیق حاضر، از مقایسه نتایج حل عددی با نتایج تحقیق پلوسکیک و هامبرگ [۱] استفاده شده است. ایشان در تحقیق خود، یک اتاق اداری دارای سیستم گرمایش قرنیزی به ابعاد، $۵/۳ \times ۳/۸ \times ۲/۶$ متر و دارای دو پنجره، هرکدام به ابعاد، $۲ \times ۱/۶$ متر روی دیوار جنوبی را با شرایط دمای طرح خارج ۱۰- درجه سلسیوس و دمای طرح داخل ۲۲ درجه سلسیوس بررسی کردند. شکل-های ۴ و ۵، مقایسه میان نتایج تحقیق حاضر با تحقیق پلوسکیک و هامبرگ [۱] برای میدان‌های دما و سرعت در مرکز اتاق را نشان می‌دهد. میانگین خطا برای سرعت کمتر

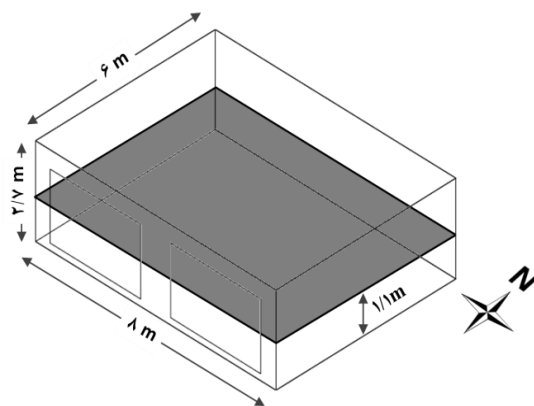
شماره ۹ موجب می‌شود که متوسط دمای هوا با افزایشی ۱/۱ درجه‌ای، از ۲۱/۴ به ۲۲/۵ درجه سلسیوس برسد. البته توجه به این نکته ضروری است که به لحاظ متوسط دمای هوای داخل، دریچه‌های قرار گرفته در موقعیت‌های ۳، ۶ و ۹ در شرایط تقریباً یکسانی قرار دارند و دمای متوسط هوا در اتاق، به ازای همه این موقعیت‌ها، حدود ۲۲/۵ درجه سلسیوس است. به بیان دیگر، با دور شدن محل دریچه تأمین هوای تازه از دیوار خارجی، عملکرد حرارتی فضای نمونه بهبود خواهد یافت؛ این در حالی است که دریچه‌های ۱، ۴ و ۷ که در مجاورت دیوار خارجی قرار دارند، عملکرد مطلوبی را نشان نمی‌دهند. این امر را می‌توان چنین توجیه کرد که از طرفی، جریان هوا روی پانل گرمایش قرنیزی گرم شده، توسط سازوکار جابه‌جایی طبیعی به سمت بالا حرکت می‌کند و از سوی دیگر، در صورت قرار گیری دریچه تأمین هوای تازه در مجاورت دیوار خارجی، جریان هوای سرد رو به پایین با جریان هوای گرم رو به بالا تلاقی می‌کند و عملکرد گرمایشی سیستم قرنیزی را تحت تأثیر قرار می‌دهد.



شکل ۷- متوسط دما در صفحه افقی به ازای موقعیت‌های مختلف برای دریچه تأمین هوای تازه

همچنین در شکل ۸، تأثیر موقعیت دریچه تأمین هوا بر متوسط شاخص احساس حرارتی افراد در فضای نمونه نشان داده شده است. لازم به ذکر است که محدوده خاکستری نمودار، معرف مقدار مجاز شاخص احساس حرارتی افراد است و محدوده مشکی، میزان انحراف از شرایط مجاز را نشان می‌دهد. بر این اساس، ملاحظه می‌شود که مقدار شاخص احساس حرارتی به ازای قرارگیری دریچه در موقعیت ۹، در

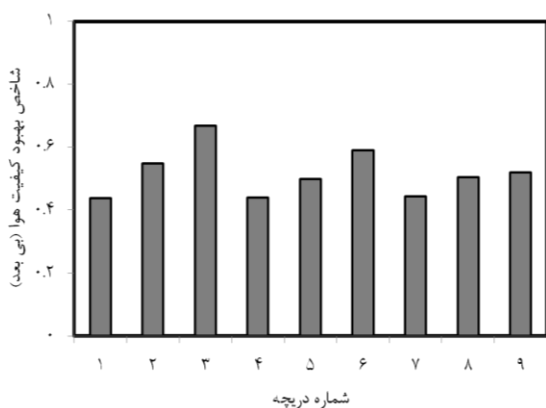
را به عنوان معیاری جهت تعیین کیفیت هوای داخل معرفی کرده‌اند. این امر، به دلیل آن است که غلظت بالای دی اکسید کربن در محیط‌های داخلی، می‌تواند بیانگر بالا بودن میزان سایر آلاینده‌هایی نیز باشد که منشا انسانی دارند و بر این اساس، افزایش غلظت دی اکسید کربن به معنای تهویه ناکافی هوای داخل ساختمان خواهد بود. استاندارد اشری ۶۲ [۱۷]، مقدار ۱۰۰۰ پی‌پی‌ام را به عنوان حداکثر غلظت مجاز دی اکسید کربن پیشنهاد کرده است. همانطور که پیشتر نیز گفته شد، در تحقیق حاضر، غلظت اولیه دی‌اکسید کربن در اتاق، ۱۰۰۰ پی‌پی‌ام و غلظت آن در هوای تازه ورودی، برابر با ۴۰۰ پی‌پی‌ام [۱۱] در نظر گرفته شده است؛ همچنین، به منظور ارزیابی نتایج تحقیق حاضر، مقادیر پارامترهای دما و غلظت در صفحه افقی با فاصله ۱/۱ از کف گزارش شده است. شایان ذکر است که ارتفاع ۱/۱ از کف طبق استانداردهای تأسیساتی، بیانگر محدوده استنشاقی برای افراد نشسته روی صندلی است؛ بنابراین، شرایط خروجی‌های تحقیق حاضر در محدوده استنشاقی افراد ارائه می‌شود. شکل ۶، نمایی از صفحه افقی مذکور را در فضای نمونه نشان می‌دهد.



شکل ۶- نمایی از صفحه افقی با فاصله ۱/۱ از کف برای بیان نتایج تحقیق

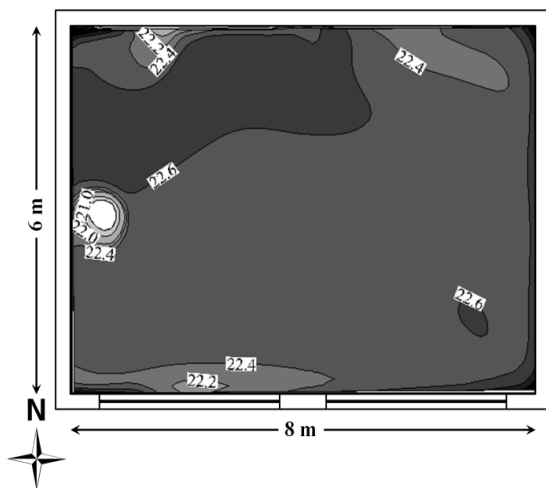
در شکل ۷، مقایسه‌ای میان مقادیر متوسط دما در صفحه افقی به ازای ورودی هوا از ۹ دریچه مختلف نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، جانمایی دریچه تأمین هوای تازه، می‌تواند تأثیر قابل توجهی بر متوسط دمای هوای اتاق داشته باشد. به طوری که در شرایط یکسان، تغییر محل دریچه تأمین هوای تازه از موقعیت شماره ۱ به موقعیت

موقعیت‌های ۶ و ۹ نشان می‌دهد. بر این اساس می‌توان گفت که از میان حالات مورد بررسی در تحقیق حاضر، دریچه شماره ۳ بهترین عملکرد را دارد.



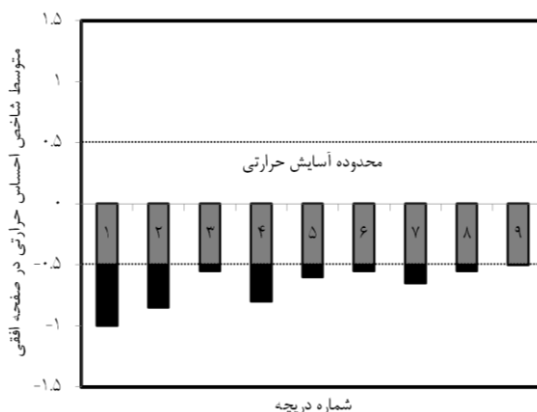
شکل ۹- متوسط شاخص بهبود کیفیت هوا در ناحیه تنفس به ازای موقعیت‌های مختلف برای دریچه تأمین هوای تازه

همچنین، به منظور بررسی میزان یکنواختی شرایط در فضای اتاق به ازای جانمایی دریچه در موقعیت شماره ۳، نمودار توزیع دما، شاخص احساس حرارتی و نیز غلظت آلاینده‌ها در محدوده استنشاقی در شکل‌های ۱۰، ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۱۰ ملاحظه می‌شود، به غیر از محدوده کوچکی از فضای نمونه که در معرض



شکل ۱۰- توزیع دما (درجه سلسیوس) در ارتفاع ۱/۱ متری از کف به ازای قرارگیری دریچه تأمین هوای تازه در موقعیت شماره ۳

محدوده مجاز واقع شده است؛ همچنین، قرارگیری دریچه ورودی در موقعیت‌های ۳ و ۶ نیز، انحراف بسیار ناچیزی نسبت به شرایط مجاز نشان می‌دهد؛ این در حالی است که با جانمایی دریچه ورودی در موقعیت ۱، نامطلوب‌ترین حالت از نظر شرایط آسایش حرارتی اتفاق خواهد افتاد؛ به طوری که در این شرایط، شاخص احساس حرارتی به مقدار نامطلوب ۱- (احساس کمی خنک) سوق پیدا می‌کند و به اندازه ۰/۵ واحد از شرایط مجاز فاصله می‌گیرد.



شکل ۸- متوسط شاخص آسایش حرارتی افراد در اتاق به ازای موقعیت‌های مختلف برای دریچه تأمین هوای تازه

در شکل ۹، متوسط شاخص بهبود کیفیت هوا در ناحیه استنشاقی افراد به ازای ۹ حالت مختلف برای جانمایی دریچه ورودی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که موقعیت دریچه تأمین هوای تازه، می‌تواند تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر کیفیت هوای داخل داشته باشد؛ به طوری که با تغییر محل دریچه از موقعیت ۱ به ۳، مقدار شاخص بهبود کیفیت هوای داخل از ۰/۴۴ به ۰/۶۷ خواهد رسید.

به عبارت دیگر، قرارگیری دریچه ورودی در موقعیت ۳، باعث می‌شود که الگوی جریان هوا در اتاق به نحوی شکل گیرد که آلاینده‌های موجود را به نحو مؤثرتری جاروب کرده، از اتاق خارج نماید؛ همچنین با نگاهی به شکل‌های ۶ تا ۸ می‌توان گفت که موقعیت‌های شماره ۳، ۶ و ۹ برای دریچه تأمین هوا به لحاظ متوسط دمای هوا و نیز شاخص احساس حرارتی افراد در شرایط نسبتاً یکسانی قرار دارند؛ این در حالی است که به لحاظ کیفیت هوای داخل، قرارگیری دریچه ورودی در موقعیت ۳، عملکرد مطلوب‌تری را نسبت به

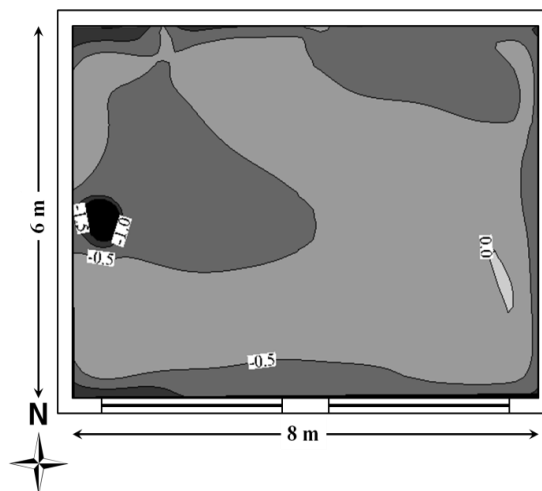
قرارگیری دریچه تأمین هوا در موقعیت ۳، باعث می‌شود که غلظت آلاینده دی‌اکسید کربن در اتاق، از مقدار اولیه ۱۰۰۰ پی‌پی‌ام، به مقداری در حدود ۶۰۰ پی‌پی‌ام برسد. با توجه به اینکه غلظت آلاینده در هوای تازه، ۴۰۰ پی‌پی‌ام فرض شده است؛ لذا می‌توان چنین نتیجه گرفت که قرارگیری دریچه در موقعیت مذکور، می‌تواند به نحو بسیار مؤثری میزان آلاینده‌های موجود در فضای داخل را کاهش دهد.

۶- نتیجه‌گیری

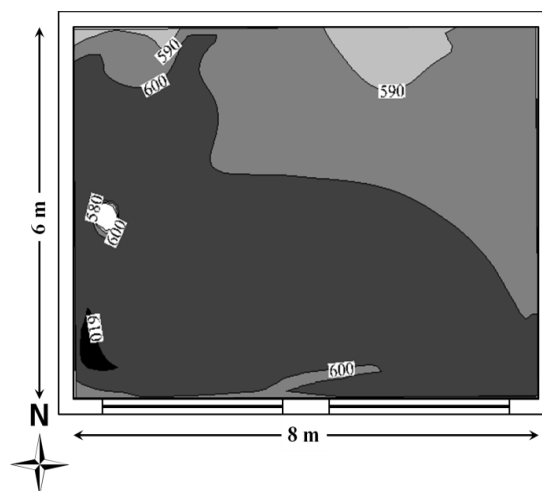
در تحقیق حاضر، به بررسی تأثیرات جانمایی دریچه ورودی هوا بر کیفیت هوای داخل و شرایط آسایش حرارتی ساکنان در یک اتاق دارای سیستم گرمایش قرینزی پرداخته شد. برای این منظور، ۹ حالت مختلف برای جانمایی دریچه سقفی ورودی هوا در نظر گرفته شد و شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل در آن‌ها، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که با دور شدن محل دریچه تأمین هوای تازه از دیوار خارجی و نزدیک شدن آن به مرکز اتاق، متوسط دمای هوا در اتاق می‌تواند تا ۱/۱ درجه سلسیوس افزایش یابد؛ همچنین، مقایسه شرایط حرارتی و کیفیت هوای داخل اتاق به ازای جانمایی‌های مختلف دریچه ورودی، نشان داد که موقعیت قرارگیری شماره ۳ برای دریچه تأمین هوای تازه، موجب دستیابی به عملکرد مناسب‌تری به لحاظ کیفیت هوای داخل خواهد شد؛ به طوری که در این شرایط، شاخص بهبود کیفیت هوای داخل به حدود ۰/۶۷ خواهد رسید؛ این در حالی است که در صورت جانمایی محل دریچه تأمین هوا در نزدیکی دیوار خارجی (موقعیت‌های ۱، ۴ و ۷)، این شاخص می‌تواند تا ۰/۴۴ نیز کاهش یابد.

۷- فهرست علائم

غلظت، ppm	C
ضریب نفوذ گونه، m^2s^{-1}	D
فاکتور لباس، بی‌بعد	f_{cl}
شتاب جاذبه، ms^{-2}	g
ضریب انتقال حرارت کلی روی سطح لباس، wm^2k^{-1}	h_t
مقاومت حرارتی لباس افراد، clo	I_{cl}
نرخ متابولیک، W/m^2	M



شکل ۱۱- توزیع شاخص احساس حرارتی افراد به ازای قرارگیری دریچه تأمین هوای تازه در موقعیت شماره ۳



شکل ۱۲- توزیع غلظت آلاینده دی‌اکسید کربن (پی‌پی‌ام) در ارتفاع ۱/۱ متری از کف به ازای قرارگیری دریچه تأمین هوای تازه در موقعیت شماره ۳

وزش مستقیم از دریچه تأمین هوا قرار می‌گیرد، دمای هوا در سایر بخش‌های فضای نمونه تقریباً یکنواخت است و اختلاف دما در نقاط مختلف اتاق، از ۰/۴ درجه سلسیوس تجاوز نمی‌کند. چنان که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود، قرارگیری دریچه ورودی هوا در موقعیت ۳، موجب می‌شود که شاخص احساس حرارتی با یک توزیع تقریباً یکنواخت، در بخش قابل توجهی از فضای اتاق در محدوده مجاز آسایش حرارتی قرار گیرد. ضمن اینکه با توجه به شکل ۱۲،

- [5] Zolfaghari A, Sekhvatmand B (2014) The effect of air infiltration from window gaps on the performance of baseboard heating system and occupants' thermal comfort conditions. *Modares Mech Eng* 14(8): 113-120. (In Persian)
- [6] Niu J, Kooi JVD (1994) Indoor climate in rooms with cooled ceiling systems. *Build Environ* 29(3): 283-290.
- [7] Moriske HJ, Drews M, Ebert G, Menk G, Scheller C, Schondube M, Konieczny L (1996) Indoor air pollution by different heating systems: coal burning open fireplace and central heating. *Toxicol Lett* 88(1-3): 349-354.
- [8] chen X, Li A, Gao R (2012) Effects of near-wall source on particle deposition. *Build Environ* 5(4): 371-382.
- [9] Golkarfard V, Talebizadeh P (2014) Numerical compression of airborne particles deposition and dispersion in radiator and floor heating systems. *Adv Powder Technol* 25: 389-397.
- [10] ANSI/ASHRAE (2001) Standard 140-2001. Standard method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [11] Clive D (2003) Marine Notice: Carbon Dioxide: Health Hazard. Australian Maritime.
- [12] ANSI/ASHRAE (2010) Standard 55-2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [13] Fanger PO (1970) Thermal comfort analysis and applications in environmental engineering. McGraw-Hill, New York.
- [14] ISO7730 (1994) Moderate thermal environments—Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. International Standards Organization.
- [15] ASHRAE (2001) Handbook of fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [16] ISIRI-14384 (2012) Determination of thermal comfort PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Institute of Standards and Industrial Research of Iran. (In Persian).
- [17] ANSI/ASHRAE (2004) Standard 62-2004. Ventilation for acceptable indoor air quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- فشار، Pa P
- شاخص احساس حرارتی افراد PMV
- دما، °C T
- مولفه اول سرعت، ms^{-1} u
- مولفه دوم سرعت، ms^{-1} v
- بردار سرعت، ms^{-1} V
- مولفه سوم سرعت، ms^{-1} w
- نرخ کار خارجی افراد، W/m^2 W
- علائم یونانی**
- نفوذ حرارتی، $kg\ m^{-3}$ α
- ضریب انبساط حجمی، K^{-1} β
- چگالی، $kg\ m^{-3}$ ρ
- لزجت دینامیکی، $kg\ m^{-1}s^{-1}$ μ
- زیر نویس‌ها**
- مربوط به هوا a
- مربوط به لباس cl
- موثر eff
- مربوط به داخل اتاق $indoor$
- مقدار اولیه $init$
- مقدار ورودی $inlet$
- مربوط به پوست sk
- اغتشاشی t
- ۸- مراجع**
- [1] Ploskić A, Holmberg S (2010) Heat emission from thermal skirting boards. *Build Environ* 45(5): 1123-1133.
- [2] Ren J, Zhu L, Wang Y, Wang C, Xiong W (2010) Very low temperature radiant heating/cooling indoor end system for efficient use of renewable energies. *Sol Energy* 84(6): 1072-1083.
- [3] Ploskić A, Holmberg S (2011) Low-temperature baseboard heaters with integrated air supply – An analytical and numerical investigation. *Build Environ* 46(1): 176-186.
- [4] Ploskić A, Holmberg S (2014) Performance evaluation of radiant baseboards (skirtings) for room heating – An analytical and experimental approach. *Appl Therm Eng* 62(2): 382-389.