



اثرات نرخ تعویض هوا بر آسایش، کیفیت هوا و مصرف انرژی در یک سالن اجتماعات دارای سیستم توزیع هوای زیر سطحی

مهدی افزلیان¹، سید علیرضا ذوالفقاری^{2*}، علی فوادالدینی³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

* zolfaghari@birjand.ac.ir, 97175/376، صندوق پستی

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 07 آذر 1395

پذیرش: 02 بهمن 1395

ارائه در سایت: 25 بهمن 1395

کلید واژگان:

سالن اجتماعات

آسایش حرارتی

کیفیت هوای داخل

مصرف انرژی

نرخ تعویض هوا

چکیده

تهویه ساختمان‌ها به دلیل نیاز به بهبود کیفیت هوای داخل و تأمین شرایط مطلوب آسایشی برای ساکنان امری ضروری است. هرچه فضا بزرگ‌تر و جمعیت بیشتر باشد، تأمین این شرایط نیز پیچیده‌تر می‌شود. در این تحقیق با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و حلگر این فوم به تحلیل اثرات نرخ تعویض ساعتی بر کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی با رعایت قید آسایش حرارتی در یک سالن اجتماعات پرداخته شده است. برای این منظور یک سالن با جمعیت 50 نفر و سیستم توزیع هوای زیر سطحی با دریچه‌های ورود هوا به شکل نواری در مقابل صندلی افراد مدل‌سازی شده، همچنین نرخ تعویض هوای ساعتی در سه حالت 5، 10 و 15 مورد بررسی قرار گرفته است. برای مقایسه بهتر نتایج با استفاده از مدل دو نقطه‌ای آسایش حرارتی گاج، دمای هوای ورودی در این سه حالت به گونه‌ای تنظیم شده است که میانگین شاخص آسایش حرارتی در ناحیه حضور افراد برابر صفر (حالت خنثی) شود. نتایج نشان می‌دهد که غلظت آلاینده‌ها در ناحیه حضور افراد در حالت‌های نرخ تعویض هوای ساعتی 10 و 15 نسبت به 5 به ترتیب 36% و 46% کاهش یافته که به معنای بهبود کیفیت هوای داخل است. از سوی دیگر مصرف انرژی بین 28% تا 69% افزایش می‌یابد، همچنین براساس نتایج با افزایش نرخ تعویض هوای ساعتی نارضایتی موضعی ناشی از کوران به طور محسوسی افزایش یافته و می‌تواند به 15% نیز برسد.

Effects of air change rate on comfort, air quality and energy consumption in an amphitheater with under-floor air distribution system

Mahdi Afzalian¹, Seyed Alireza Zolfaghari^{1*}, Ali Foadadini¹

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

* P.O.B. 97175/376, Birjand, Iran, zolfaghari@birjand.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 27 November 2016
Accepted 21 January 2017
Available Online 13 February 2017

Keywords:
Amphitheater
Thermal comfort
Indoor Air Quality
Energy consumption
Air Change rate

ABSTRACT

Today, the building ventilation is an essential process due to the need for improving the air quality and thermal comfort conditions for occupants. Providing the mentioned conditions is more complex for crowded and larger spaces. In this study, the effects of air change rate per hour (ACH) on thermal comfort, indoor air quality and energy consumption in an amphitheater with under floor air distribution system have been investigated by using the computational fluid dynamics and Open Foam numerical solver. For this issue, an amphitheater with 50 occupants has been modeled under the conditions that the air inlet diffusers are located in the front of the seats. Also, the air change rate per hour is assumed to be 5, 10 and 15. For better comparison between the results, inlet air temperature is controlled until the mean of thermal comfort index (TSens) in the occupied zone is equal to zero. The results indicate that for air change rates of 15, 10 in comparison with ACH of 5, the CO₂ concentrations in the occupied zone are respectively reduced about 36 and 46 percent and so the indoor air quality is improved. On the other hand, the energy consumption is increased about 28 and 69 percent, respectively. Also, based on the results, by increasing the ACH rate, the draft local discomfort is significantly increased and can be reached at the amount of 15%.

1- مقدمه

آلاینده‌ها اهمیت بسیاری یافته است. از سوی دیگر هر چه فضا بزرگ‌تر و تعداد افراد حاضر در آن بیشتر باشد، تأمین شرایط مطلوب پیچیده‌تر می‌شود [1]. مکان‌های پرجمعیت مانند تالار اجتماعات، سالن سینما و تئاتر مکان‌هایی است که جمعیت زیاد به طور هم‌زمان و به تناوب حضور دارند.

از آنجایی که امروزه مردم زمان بیشتری نسبت به گذشته در ساختمان و فضای مسکونی سپری می‌کنند، تأمین شرایط مطلوب برای افراد به مفهوم ایجاد شرایط آسایش حرارتی، کیفیت مطلوب هوای داخل و کاهش غلظت

Please cite this article using:

M. Afzalian, S. A. Zolfaghari, A. Foadadini, Effects of air change rate on comfort, air quality and energy consumption in an amphitheater with under-floor air distribution system, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 284-294, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

معایب سیستم توزیع هوای زیر سطحی می‌توان به این موضوع اشاره کرد که در این سیستم‌ها دریچه‌های ورود هوا در کف فضا و گاهی نزدیک به ساکنان تعبیه شده، در نتیجه نارضایتی حرارتی موضعی⁶ ناشی از کوران⁷ و گردآیدان عمودی دما⁸ در این سیستم‌ها محتمل است.

تاکنون تحقیقات بسیاری در مورد سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی و مکان‌های پرجمعیت انجام پذیرفته است. در سال 2003، چئونگ و همکاران [12] به تحلیل آسایش حرارتی یک تالار اجتماعات در اقلیم گرمسیری کردند. در این تحقیق به دو صورت پیمایش میدانی و تحلیل عددی شرایط یک تالار اجتماعات از نظر سرعت، دما و رطوبت نسبی هوا مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. هو و همکاران در سال 2010 [6] به بررسی و مقایسه سیستم تهویه بالاسری و سیستم توزیع هوای زیر سطحی در یک اتاق به صورت عددی و آزمایشگاهی پرداختند. براساس نتایج به‌دست‌آمده به دلیل این‌که در سیستم توزیع هوای زیر سطحی برخلاف سیستم بالاسری هوای تازه وارد ناحیه حضور افراد و ناحیه استنشاقی می‌شود، هوا در ناحیه حضور افراد از کیفیت بهتری برخوردار است. مصرف انرژی سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی در شرایط یکسان به لحاظ آسایش حرارتی در مقایسه با توزیع بالاسری 20% - 30% کاهش را نشان می‌دهد. الجمی و عامر [13] در سال 2010 به تحلیل سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی و مقایسه با سیستم‌های بالاسری پرداختند. استفاده از سیستم توزیع هوای زیر سطحی براساس نتایج مصرف انرژی را تا 30% کاهش می‌دهد. کیم و همکاران در سال 2013 [7] به بررسی نقش سرعت و محل دریچه‌های ورودی هوا بر آسایش حرارتی، توزیع سرعت و دما در یک سالن تئاتر پرداختند. محل دریچه‌های ورودی هوا براساس نتایج ایشان نقش مهمی در مقادیر دما و سرعت جریان هوا در ناحیه حضور افراد دارد. فتح‌اله‌زاده و همکاران [14] در تحقیقی در سال 2015 به بررسی تأثیر ارتفاع دریچه‌های خروجی بر مصرف انرژی با در نظر گرفتن آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل با دو نوع دریچه ورودی مستقیم و چرخشی در یک مکان پرجمعیت پرداختند. براساس تحقیقات ایشان قرار دادن دریچه خروجی در محل‌های نزدیک کف اتاق مصرف انرژی و کیفیت هوای داخل شرایط بسیار نامطلوبی را به لحاظ آسایش حرارتی ایجاد می‌کند. نادا و همکاران در سال 2016 [15] در یک تحقیق عددی به تحلیل توزیع دما و سرعت و توزیع شاخص آسایش حرارتی در یک سالن تئاتر پرداختند. در این تحقیق تأثیر عواملی مثل سرعت و دمای هوای ورودی، تعداد دریچه‌های ورودی و ارتفاع ساختمان بر آسایش حرارتی، توزیع دما و الگوی جریان هوا مورد مطالعه قرار گرفت، همچنین فتح‌اله‌زاده و همکاران [16] در سال 2016 در تحقیقی دیگر بهبود شرایط عملکردی سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی را در یک مکان پرجمعیت مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق دو حالت دریچه (مقابل و زیر صندلی) و با سرعت‌های مختلف بررسی شد و از لحاظ آسایش حرارتی، کیفیت هوا و نارضایتی حرارتی موضعی مورد تحلیل قرار گرفت. براساس نتایج به‌دست آمده در شرایط یکسان از نظر دما و سرعت هوای ورودی برای دریچه‌های زیر صندلی گردآیدان عمودی دمای بیشتری رخ می‌دهد، ولی از نظر کیفیت هوای داخل تفاوت چشمگیری مشاهده نشد.

همان‌طور که گفته شد کیفیت هوای داخل و آسایش حرارتی دو موضوع اساسی در مکان‌های پرجمعیت است. در تحقیقات گذشته برای بررسی

بارهای حرارتی در مکان‌های پرجمعیت ناشی از رفت و آمد و حضور جمعیت زیاد است. به این دلیل این‌گونه مکان‌ها از پیچیده‌ترین ساختمان‌ها از نظر تهویه و بارهای حرارتی محسوب شده و تأمین شرایط مطلوب برای افراد به‌ویژه شرایط مناسب برای کیفیت هوای داخل از اهمیت بسیاری برخوردار است. در بحث آسایش حرارتی، از یک سو تأمین شرایط مطلوب آسایش حرارتی و از سوی دیگر توزیع یکنواخت این شرایط در ناحیه حضور افراد حائز اهمیت است. به این مفهوم که باید شرایط حرارتی در ناحیه حضور افراد به‌طور میانگین در محدوده آسایش بوده و همچنین افراد بیشتری در محدوده آسایشی قرار داشته باشند. اهمیت کیفیت هوای داخل نیز به دلیل حضور زیاد و هم‌زمان افراد در این فضاها، تعرق زیاد ساکنان و بوی ناشی از آن و تولید گاز دی‌اکسیدکربن ناشی از تنفس افراد است. از سوی دیگر توجه به این نکته ضروری است که سیستم تهویه مورد استفاده باید شرایط مطلوب از نظر آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل را با صرف کمترین میزان انرژی فراهم کند [2]. سیستم تهویه مورد استفاده در فضاهای پرجمعیت باید ویژگی‌هایی مطابق با شرایط خاص این مکان‌ها داشته باشد. یکی از سیستم‌های تهویه مکانیکی¹ مناسب برای مکان‌های پرجمعیت، سیستم تهویه جابه‌جایی² است. به دلیل الگوی جریان هوا در سیستم تهویه جابه‌جایی جریان هوا لایه‌لایه شده و انتقال حرارت کارآمدتر و همچنین کارایی تهویه بالاتری نسبت به دیگر سیستم‌های تهویه از جمله سیستم تهویه اختلاطی³ دارد [3].

سیستم توزیع هوای زیرسطحی⁴ یکی از انواع سیستم‌های تهویه جابه‌جایی مورد استفاده در محیط‌های اداری، تجاری و پرجمعیت است که بر شنآوری طبیعی هوا جهت برطرف کردن گرما و آلاینده‌های درون فضا تکیه دارد [4]. سیستم توزیع هوای زیر سطحی برای نخستین بار با هدف اصلی کاهش بارهای حرارتی از فضا در دهه 1950 میلادی معرفی شد. در دهه 1970 میلادی برای نخستین بار در مکان‌های تجاری در کشور آلمان مورد استفاده قرار گرفت که نتیجه آن بهبود شرایط آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل و کنترل انفرادی بود [5]. بسیاری از ناظرین صنعت پیش‌بینی کرده‌اند که در آینده‌ای نزدیک سیستم تهویه 35% ساختمان‌ها سیستم توزیع هوای زیر سطحی خواهد بود [6]. به علت اینکه ارتفاع مکان‌هایی مانند سالن سینما و مشابه آن زیاد می‌باشد، سیستم توزیع هوای زیر سطحی از متداول‌ترین سیستم‌های تهویه در این مکان‌ها می‌باشد [7].

در شکل 1 [8] سیستم توزیع هوای زیر سطحی در یک اتاق نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشخص شده در این سیستم هوا از طریق فضای خالی بین کف کاذب که در اصطلاح پلنوم⁵ نامیده می‌شود، عبور کرده و از طریق دریچه‌های روی کف وارد فضا می‌شود [9]. در این سیستم هوای تازه ورودی از دریچه‌های مستقر روی کف بر اثر منابع حرارتی موجود در نزدیکی کف گرم شده و به سمت بالا حرکت کرده و هوای سردتر جایگزین این هوای گرم می‌شود. از طرف دیگر آلاینده‌ها و آلودگی‌های موجود در این محدوده نیز به سمت بالا رانده می‌شود. به همین دلیل هوا در ناحیه حضور افراد و نه در کل فضا از کیفیت مطلوبی برخوردار است [10]. از سوی دیگر به دلیل این‌که در سیستم توزیع هوای زیرسطحی هدف تهویه ناحیه حضور افراد است، نسبت به دیگر سیستم‌های تهویه مصرف انرژی آن کمتر است [11]. از

¹ Mechanical Ventilation

² Displacement Ventilation

³ Mixing Ventilation

⁴ Underfloor Air Distribution system

⁵ Plenum

⁶ Local thermal discomfort

⁷ Draft

⁸ Temperature vertical gradient

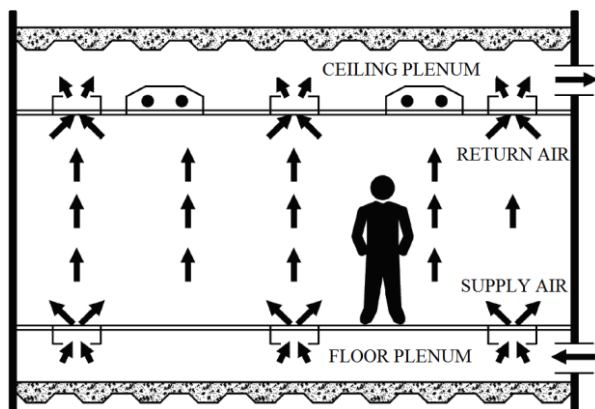


Fig. 1 Underfloor Air Distribution system in a room [8]

شکل 1 یک اتاق با سیستم توزیع هوای زیرسطحی [8]

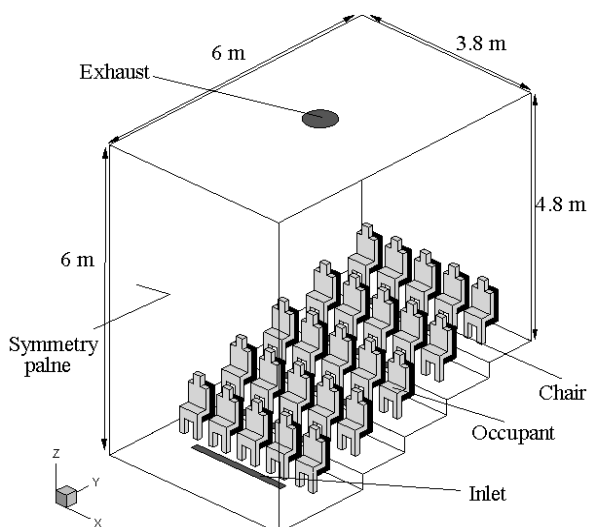


Fig. 2 Configuration of the model space

شکل 2 فضای نمونه

سیال و با در نظر گرفتن اثرات شناوری حرارتی از طریق تقریب بوزینسک شامل معادلات (3-1) 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

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

همچنین $\vec{S}$ بیان گر نیروهای حجمی (شناوری) وارد بر سیال است و به کمک تقریب بوزینسک به صورت رابطه (4) محاسبه می‌شود.

$$\vec{S} = \rho \vec{g} [1 - \beta(T - T_{\text{ref}})] \quad (4)$$

β ضریب انبساط حجمی و $\vec{g}$ بردار شتاب گرانش زمین، همچنین μ_{eff} ضریب لزجت مؤثر سیال که شامل لزجت سیال و لزجت اغتشاشی سیال و به صورت رابطه (5) است.

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (5)$$

لزجت اغتشاشی سیال به کمک مدل دو معادله‌ای $k-\epsilon$ استاندارد محاسبه می‌شود. شدت اغتشاشات در محل دریچه‌های ورودی نیز 40% در نظر گرفته شده است.

آسایش حرارتی از مدل‌های ساده‌ای مانند مدل فنجر استفاده شده است. در این مدل تأثیر برخی از سازوکارهای زیستی بر آسایش حرارتی مدل‌سازی نشده است؛ بنابراین هدف از تحقیق کنونی تحلیل تأثیرات نرخ تعویض هوای ساعتی بر کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی با رعایت قید آسایش حرارتی است. در این تحقیق برای بررسی آسایش حرارتی از مدل دو نقطه‌ای گایج استفاده، همچنین دو عامل نارضایتی حرارتی موضعی کوران و گرادیان عمودی دما محاسبه، و در نهایت بار پیک مصرفی در دو فصل سرد و گرم سال نیز برای حالت‌های مختلف مقایسه شده است.

2- فضای نمونه

در این تحقیق یک سالن به طول 6m، عرض 7.6m و ارتفاع 6m مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجایی که شرایط حرارتی سالن نسبت به صفحه میانی کاملاً متقارن است، نصف سالن مطابق شکل 2 به عنوان فضای نمونه در نظر گرفته شده است. بر این اساس ابعاد فضای نمونه شامل طول 6m، عرض 3.8m و ارتفاع 6m، چیدمان صندلی‌ها در آن پلکانی است. تعداد افراد حاضر در نصف سالن 25 نفر است که در 5 ردیف 5 نفره قرار گرفته‌اند. هوا مطابق شکل توسط 5 دریچه نواری واقع در مقابل صندلی‌ها وارد سالن شده و توسط یک دریچه مدور به قطر 0.4m از سقف خارج می‌شود. برای دریچه خروجی از شرط مرزی گرادیان صفر برای دما گونه و سرعت استفاده شده، فضای نمونه دارای یک صفحه تقارن و سه دیوار جانبی است.

افراد حاضر در سالن با هندسه‌ای ساده و با دقت مورد نیاز برای تحقیق حاضر مدل‌سازی شده‌اند. برای افراد در سالن از شرط مرزی حرارتی شار ثابت استفاده شده است. افراد در وضعیت نشسته و در حال یک فعالیت معمول با نرخ متابولیک 1met و یا 58.15W/m² است. رطوبت نسبی فضا 50% و مقاومت پوشش لباس افراد براساس پوشش رسمی و متداول در این مکان‌ها مانند کت و شلوار برابر 1clo فرض شده است.

3- ابزار تحقیق و معادلات حاکم

3-1- ابزار تحقیق

در تحقیق حاضر برای ترسیم هندسه و ایجاد شبکه از نرم‌افزار سالوم¹ استفاده و شبکه غیرسازمان‌یافته ایجاد شده، سپس برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم از حلگر عددی این‌فوم² و بسته حل بویانت بوزینسک سیمپل فوم³ استفاده شده است. حلگر یادشده از روش حجم محدود بهره می‌گیرد. در این حلگر از تقریب بوزینسک⁴ برای در نظر گرفتن اثرات جابه‌جایی طبیعی طبیعی بر معادله جریان و از الگوریتم سیمپل برای تصحیح جفت‌شدگی بین فشار و سرعت استفاده شده است. در نهایت با استفاده از کد نوشته شده در فرتن برای مدل گایج احساس حرارتی افراد حاضر در سالن با توجه به شرایط محیطی به‌دست آمده است.

2-3- معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت

معادلات حاکم در این تحقیق شامل سه بخش، معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت، معادلات مربوط به احساس حرارتی افراد و معادلات گونه است.

1-2-3- معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت

معادلات حاکم بر جریان پایا و غیرقابل تراکم و با فرض ثابت بودن خواص

¹ Salome

² OpenFoam

³ buoyantBoussinesqSimpleFoam

⁴ Boussinesq approximation

2-2-3- معادلات مربوط به تنظیم حرارتی بدن و آسایش حرارتی فردی

نخستین مدل ریاضی برای آسایش حرارتی در سال 1934 توسط بارتن ارائه شد [17]. سال 1962 مکفرسون [18] 6 عامل تأثیرگذار بر احساس حرارتی به صورت دما و سرعت هوا، رطوبت، دمای متوسط تابش، نرخ متابولیک و نوع لباس با انجام آزمایشات وسیعی بر 1296 نفر در محیطی کنترل شده و با انتقال حرارت یکنواخت بیان کرد. پیشینه ارائه مدل‌های تحلیل آسایش حرارتی به تحقیقات فنگر [19] در سال 1970 بازمی‌گردد. پس از مدل فنگر مدل دیگری که بیشتر مورد توجه قرار گرفته، مدل دو نقطه‌ای گایج [20] که در سال 1986 ارائه شده است. مدل گایج یک مدل گذرا و بر مبنای تعادل حرارتی بین بدن و محیط بوده و برخی از پاسخ‌های فیزیولوژیکی و تطبیقی بدن مانند لرز هنگام سرما و یا انبساط و انقباض عروق با تغییر شرایط حرارتی محیط اطراف و همچنین تبخیر از سطح بدن و تعرق در آن لحاظ شده است. در این مدل بدن به صورت دو استوانه هم‌مرکز که استوانه داخلی شامل مرکز بدن (چربی، ماهیچه‌ها و اعضای داخلی) و استوانه خارجی شامل پوست مدل شده است. در این مدل از انتقال حرارت هدایت میان بدن و محیط صرف‌نظر شده و لباس به صورت یک پوشش یک‌دست بر تمام سطح بدن فرض می‌شود.

معادلات موازنه انرژی برای مرکز و پوست بدن در این مدل به صورت روابط (7,6) تعریف می‌شود.

$$\frac{(1-\alpha)m_b C_{p,b}}{A_D} \frac{dT_{cr}}{dt} = M - W - Q_{res} - Q_{cr-sk} \quad (6)$$

$$\frac{\alpha m_b C_{p,b}}{A_D} \frac{dT_{sk}}{dt} = Q_{cr-sk} - (Q_{eva} + Q_{conv} + Q_{rad}) \quad (7)$$

در این روابط T_{sk} و T_{cr} به ترتیب دمای مرکز بدن و سطح پوست برحسب درجه سلسیوس است. A_D مساحت دوبویز نامیده می‌شود و معرف سطح بدن در شرایط بدون لباس است که طبق دست‌نامه اشری [8] برای انسان استاندارد اشری با قد 1.7m و جرم 70kg این مقدار برابر $1.8m^2$ درنظر گرفته شده است. Q_{res} نشان‌دهنده انتقال حرارت از طریق تنفس، $Q_{conv} + Q_{rad}$ انتقال حرارت محسوس بین بدن و محیط اطراف از طریق جابه‌جایی و تابش و Q_{eva} انتقال حرارت نهان از بدن بر اثر تبخیر است و از طریق روابط (8-10) محاسبه می‌شود.

$$Q_{res} = 0.0014M(34 - T_a) + 0.0173M(5.87 - P_a) \quad (8)$$

$$Q_{conv} + Q_{rad} = \frac{T_{sk} - T_a}{R_t} \quad (9)$$

$$Q_{ev} = w \frac{P_{sat,sk} - P_a}{R_{e,t}} \quad (10)$$

در روابط یادشده P_a ، $P_{sat,sk}$ و $R_{e,t}$ به ترتیب بیانگر فشار بخار آب در هوای اشباع و در دمای پوست، فشار بخار آب در هوا و مقاومت تبخیری کل بین بدن و محیط اطراف است. w معرف میزان رطوبت یا به اصطلاح تری پوست است که در ادامه چگونگی محاسبه آن ارائه می‌شود.

براساس مدل گایج پاسخ‌های حرارتی بدن به تغییر شرایط فردی و محیطی از طریق سیگنال‌های حرارتی بدن به فعال‌شدن عوامل فیزیولوژیکی مانند انبساط و انقباض عروق، تعرق و لرز منتهی می‌شود. روابط مربوط به این سیگنال‌های حرارتی به صورت روابط (11-15) تعریف شده است.

$$WSIG_{cr} = \max\{T_{cr} - T_{cr,n}, 0\} \quad (11)$$

$$WSIG_{sk} = \max\{T_{sk} - T_{sk,n}, 0\} \quad (12)$$

$$CSIG_{cr} = \max\{T_{cr,n} - T_{cr}, 0\} \quad (13)$$

$$CSIG_{sk} = \max\{T_{sk,n} - T_{sk}, 0\} \quad (14)$$

$$WSIG_b = \max\{T_b - T_{b,n}, 0\} \quad (15)$$

در روابط بالا $WSIG_{cr}$ سیگنال گرم مرکز بدن، $WSIG_{sk}$ سیگنال گرم پوست، $CSIG_{cr}$ سیگنال سرد مرکز بدن، $CSIG_{sk}$ سیگنال سرد پوست و $WSIG_b$ سیگنال گرم کل بدن است، همچنین $T_{cr,n}$ و $T_{sk,n}$ به ترتیب بیانگر دمای مرکز و پوست بدن در حالت خنثی که مقادیر آن‌ها به ترتیب برابر با 36.8 و 33.7 درجه سلسیوس است. $T_{b,n}$ و T_b نیز دمای بدن و دمای حالت خنثی بدن است که از روابط (16,17) محاسبه می‌شود.

$$T_b = \alpha T_{sk} + (1 - \alpha) T_{cr} \quad (16)$$

$$T_{b,n} = \alpha T_{sk,n} + (1 - \alpha) T_{cr,n} \quad (17)$$

در روابط بالا α کسری از جرم بدن که در لایه پوست متمرکز شده است و از رابطه (18) محاسبه می‌شود.

$$\alpha = 0.042 + \frac{0.745}{3600\dot{m}_{bl} + 0.585} \quad (18)$$

بدن با فعال‌کردن سازوکارهای اتساع و انقباض عروق، نرخ جریان خون عبوری از رگ‌ها را تغییر داده تا از این طریق دمای بدن را کنترل کند. $\dot{m}_{bl}$ نرخ جریان خون است که به صورت تابعی از سیگنال‌های حرارتی به صورت رابطه (19) تعریف می‌شود:

$$\dot{m}_{bl} = \frac{6.3 + 200WSIG_{cr}}{3600(1 + CSIG_{sk})} \quad (19)$$

انتقال حرارت در مدل دو لایه‌ای گایج بین دو بخش مرکز و پوست بدن از طریق دو سازوکار هدایت و جریان خون به صورت رابطه (20) انجام می‌شود.

$$Q_{cr-sk} = (K + C_{p,bl}\dot{m}_{bl})(T_{cr} - T_{sk}) \quad (20)$$

در این رابطه K میزان مؤثر ضریب انتقال حرارت هدایت بدن و گرمای ویژه خون است.

یکی دیگر از سازوکارهای کنترل دمای بدن، سرمایش تعریقی است. بالا رفتن دمای بدن منجر به افزایش میزان ترشح غدد تعریقی و در نتیجه مرطوب‌شدن سطح پوست می‌شود. در نهایت تبخیر این رطوبت از سطح پوست به دفع حرارت از بدن و کاهش دمای آن منجر می‌شود. مقدار حرارت منتقل‌شده توسط سرمایش تبخیری از رابطه (21) قابل محاسبه است.

$$Q_{rsw} = \dot{m}_{rsw} h_{fg} \quad (21)$$

که $\dot{m}_{rsw}$ نرخ تولید عرق بر واحد سطح پوست است و از رابطه (22) به دست می‌آید.

$$\dot{m}_{rsw} = 4.72 \times 10^{-5} WSIG_b \exp(WSIG_{sk}/10.7) \quad (22)$$

در نتیجه مقدار کل رطوبت موجود بر سطح پوست از رابطه (23) محاسبه می‌شود.

$$w = 0.06 + 0.94 \left(\frac{Q_{rsw}}{Q_{evap,max}} \right) \quad (23)$$

که رابطه (24) به صورت زیر است.

$$Q_{evap,max} = \frac{P_{sat,sk} - P_a}{R_{e,t}} \quad (24)$$

سازوکار ایجاد لرز در بدن تحت تأثیر سیگنال‌های سرد دریافت‌شده از بخش مرکزی و پوست بدن دیگر سازوکار موجود در مدل گایج است. بر این اساس بدن با دریافت سیگنال‌های سرد ماهیچه‌های خود را به ارتعاش و لرزش وادار کرده تا از این طریق نرخ متابولیک افزایش یابد. تولید متابولیک ناشی از لرز از طریق رابطه (25) محاسبه می‌شود.

$$M_{shiv} = 19.4 CSIG_{sk} CSIG_{cr} \quad (25)$$

در نتیجه متابولیک کلی مجموع متابولیک ناشی از فعالیت بدنی (M_{act}) و متابولیک ناشی از لرز (M_{shiv}) براساس رابطه (26) است.

اتاق ایجاد شود. دمای هوا در داخل اتاق اغلب به صورت عمودی از کف تا سقف افزایش می‌یابد [8]. این موضوع سبب ایجاد احساس گرما در ناحیه سر و احساس سرما در پا می‌شود در چنین شرایطی حتی در صورتی که شرایط دمایی کلی محیط در محدوده آسایش باشد، فرد به صورت موضعی احساس ناراضی خواهد داشت. گرادیان عمودی دما براساس تعریف برابر اختلاف دمای هوا در مج پا (0.1m) و سر (1.1m) است. برای فضاهای پرجمعیت بیشینه گرادیان عمودی دمای پیشنهاد شده در استاندارد ایزو 7730 سه درجه سلسیوس است [22].

3-2-3- کیفیت هوای داخل

کیفیت هوای داخل به عواملی مانند میزان غلظت آلاینده‌های موجود در محیط، نرخ تهویه هوا، نحوه الگوی توزیع هوا و نوع سیستم تهویه مورد استفاده وابسته است. غلظت دی‌اکسیدکربن در محل حضور افراد معمولاً شاخص سنجش کیفیت هواست؛ بنابراین گونه دی‌اکسیدکربن به‌عنوان نماینده آلاینده‌ها انتخاب شده است تا نحوه توزیع و غلظت آلاینده‌ها در سالن تحلیل شود. بیشترین میزان مجاز گاز دی‌اکسیدکربن برای فضایی که افراد برای 8 ساعت در آن حضور دارند نهایتاً 5000 ppm است. البته مطلوب این است که غلظت دی‌اکسیدکربن از 1200 ppm بیشتر نشود [8].

یافتن چگونگی انتشار آلاینده در فضای مورد بررسی مستلزم حل معادله گونه است. برای این منظور از رابطه (31) استفاده شده است.

$$\vec{V} \cdot \nabla C = D_{\text{eff}(c/a)} \nabla^2 C + Q_c \quad (31)$$

در آن $D_{\text{eff}(c/a)}$ ضریب پخش مؤثر گونه در هوا و C جزء جرمی گونه و Q_c جمله چشمه است. ضریب پخش مؤثر گونه از حاصل جمع ضریب پخش لایه‌ای و توربولانسی به‌دست می‌آید. برای حل معادلات گونه نیاز به ساخت حلگری است که بتواند به کمک نتایج استخراج‌شده از حلگر بویانت بوزینسک سیمپل فوم پس از همگرایی معادلات گونه را به صورت مستقل حل کند.

براساس فیزیولوژی تنفس در هر بازدم 1.1 لیتر هوا از ریه هر فرد بالغ خارج می‌شود که 4% آن گاز دی‌اکسیدکربن است. انسان به‌طور متوسط در هر دقیقه 12 بار تنفس می‌کند. میزان تولید گاز دی‌اکسیدکربن ناشی از تنفس افراد به کمک این اطلاعات قابل محاسبه است.

برای مدل‌سازی تولید گونه در سالن بر اثر تنفس افراد حاضر یک جمله چشمه در حلگر گونه اضافه شده است. مقدار جمله چشمه با توجه به میزان دی‌اکسیدکربن تولیدشده توسط هر فرد محاسبه شده و به حجم کوچکی نزدیک به دهان افراد اعمال شده است، همچنین غلظت دی‌اکسیدکربن در هوای ورودی 400 ppm فرض شده است. برای دریچه خروجی هوا و تمام دیوارها شرط مرزی گرادیان صفر لحاظ شده است.

4- اعتبارسنجی و استقلال از شبکه

1- اعتبارسنجی

مسئله تهویه در یک اتاق جهت اعتبارسنجی و بررسی توانایی مدل‌های استفاده شده مورد بررسی قرار می‌گیرد. این مطالعه به صورت آزمایشگاهی توسط کوبایاشی [23] انجام شده است. مسئله مورد بررسی اتاقی با طول 5.16m، عرض 3.65m و ارتفاع 2.27m است. هندسه اتاق در شکل 3 به نمایش درآمده است. نرخ تعویض هوای ساعتی و دمای هوای ورودی به ترتیب برابر $4.4(\text{hr}^{-1})$ و 19 درجه سلسیوس است. مقایسه میان نتایج مدل‌سازی کنونی با نتایج آزمایشگاهی کوبایاشی [23] در شکل 4 ارائه شده است.

$$M = M_{\text{act}} + M_{\text{shiv}} \quad (26)$$

در نهایت مدل دو نقطه‌ای گایج برای بیان احساس حرارتی افراد یک شاخص بدون بعد به نام TSSENS ارائه می‌کند. این شاخص دامنه احساس حرارتی را بین +5 تا -5 در نظر گرفته است. -5 بیانگر سرمای غیرقابل تحمل، -4 خیلی سرد، -3 سرد، -2 خنک، -1 کمی خنک، 0 خنثی، +1 کمی گرم، +2 گرم، +3 داغ، +4 خیلی داغ و +5 نیز بیانگر گرمای غیرقابل تحمل و محدوده مطلوب آسایشی نیز در این معیار بین 0.5 تا 0.5- است. مقدار این شاخص آسایشی از رابطه (27) محاسبه می‌شود.

$$\text{TSSENS} = \begin{cases} 0.4685(T_b - T_{b,c}) \\ 4.7\eta_{\text{ev}}(T_b - T_{b,c}) / (T_{b,h} - T_{b,c}) \\ 4.7\eta_{\text{ev}} + 0.4685(T_b - T_{b,h}) \end{cases} \quad (27)$$

در این رابطه η_{ev} بازدهی تبخیری نامیده شده و برابر با 0.85 در نظر گرفته شده است. مقادیر $T_{b,h}$ و $T_{b,c}$ از روابط (28,29) محاسبه می‌شوند.

$$T_{b,c} = 0.0033(M - W) + 36.301 \quad (28)$$

$$T_{b,h} = 0.0060(M - W) + 36.669 \quad (29)$$

3-2-2-1- عوامل ناراضیاتی موضعی

از آنجایی که بیشتر مدل‌های مورد استفاده در آسایش حرارتی مانند گایج براساس موازنه انرژی برای کل بدن تعریف شده‌اند، تنها شرایط آسایش حرارتی عمومی را برای بدن پیش‌بینی می‌کنند؛ در حالی که ممکن است فرد در بخش‌هایی از بدن سرما یا گرما را به‌صورت موضعی احساس کند. به عبارت دیگر امکان دارد فرد از لحاظ حرارتی احساس مطلوب و خنثی داشته باشد، ولی همچنان احساس ناراضیاتی در بخش‌هایی از بدن حس می‌شود [8]. از آنجایی که این عوامل تعادل حرارتی بر کل بدن را بر هم نهد و فقط به صورت موضعی بخش‌هایی از بدن را تحت تأثیر قرار می‌دهند، عوامل ناراضیاتی موضعی نامیده شده‌اند. عوامل ناراضیاتی موضعی به چهار دسته تابش نامتقارن، کوران، گرادیان عمودی دما و کف سرد یا گرم تقسیم می‌شوند. در نتیجه قرار گرفتن شاخص‌های آسایش حرارتی در محدوده‌های مجاز، شرط لازم و نه کافی برای قابل پذیرش بودن شرایط آسایش حرارتی از سوی افراد است؛ بنابراین این چهار عامل ناراضیاتی حرارتی موضعی نیز باید در کنار شاخص آسایش بررسی شود. در سیستم توزیع هوای زیرسطحی تنها احتمال ایجاد کوران و گرادیان عمودی دما وجود دارد. در ادامه به معرفی این دو عامل و نحوه محاسبه آن‌ها اشاره شده است.

کوران

سرمایش موضعی ناخواسته بر بدن که بر اثر جابه‌جایی هوا رخ می‌دهد از انواع ناراضیاتی حرارتی موضعی است که کوران نامیده می‌شود. برای محاسبه کوران از رابطه فنگر استفاده می‌شود. این رابطه درصد افرادی را که از کوران احساس ناراضیاتی دارند به صورت رابطه (30) محاسبه می‌کند [8].

$$DR = (34 - t_a)(\bar{V} - 0.05)^{0.62} (0.37\bar{V}T_u + 3.14) \quad (30)$$

DR درصد ناراضیاتی افراد ناشی از ناراضیاتی موضعی کوران، $\bar{V}$ سرعت جریان هوا، t_a دمای هوا و T_u شدت اغتشاشات جریان است. براساس استاندارد 55 اشری، مقدار این شاخص نباید بیش از 20% باشد [21].

گرادیان عمودی دما

گرادیان عمودی دما در فضا یکی دیگر از عوامل ایجاد ناراضیاتی حرارتی موضعی است. این نوع ناراضیاتی می‌تواند در اثر نحوه توزیع طبیعی دما در

و مجاورت منابع گرمایی و تولید گونه تراکم شبکه محاسباتی افزایش یافته است. برای انتخاب شبکه‌ای مناسب جهت شبیه‌سازی عددی مسئله لازم است نخست استقلال از شبکه در حل برای میدان دما، سرعت و گونه مورد بررسی قرار گیرد. از این‌رو مسئله برای تعداد شبکه برابر با 886650، 1325419 و 2156146 مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. براساس نتایج به‌ازای تغییر شبکه از 1325419 به 2156146 تغییر چندانی در پاسخ‌ها حاصل نشده؛ بنابراین شبکه 1325419 به‌عنوان شبکه مناسب برای انجام محاسبات انتخاب شده است.

5- نتایج و بحث

هدف از تحقیق کنونی بررسی اثرات نرخ تعویض هوای ساعتی بر کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی با رعایت قید آسایش حرارتی در سالن اجتماعات است. رعایت قید آسایش حرارتی به این مفهوم است که نتایج در شرایط یکسان آسایشی مورد مقایسه قرار گرفته؛ بنابراین پارامترهای مورد مطالعه در سه حالت A، B و C مطالعه شده که به ترتیب دارای نرخ تعویض هوای ساعتی برابر با سه مقدار 5، 10 و 15 بار در ساعت است. برای رسیدن به شرایط آسایش حرارتی یکسان دمای هوا ورودی از دریچه‌های نواری به نحوی انتخاب شده که میانگین شاخص آسایش حرارتی (TSens) در ناحیه حضور افراد براساس مدل گایج دو نقطه‌ای برابر با صفر شود. با این مقدار که بهترین وضعیت آسایشی است، همه افراد با خصوصیات فردی و جنسیتی متفاوت احساس آسایش حرارتی مطلوبی در هر دو فصل سرد و گرم سال خواهند داشت. دمای مطلوب برای هوای ورودی از دریچه‌ها براساس جدول 1 با روش

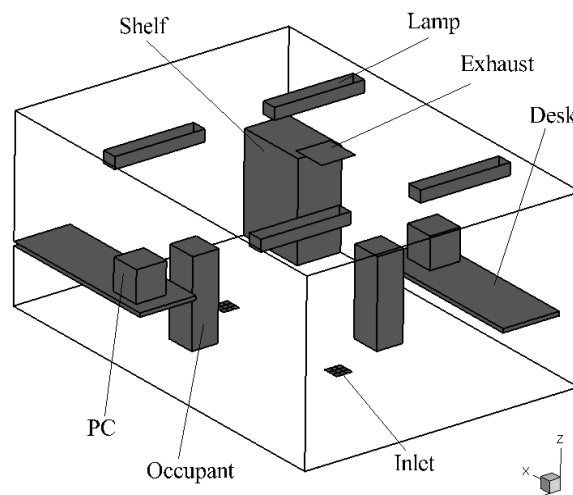


Fig. 3 Configuration of the model room used for validation [23]

شکل 3 هندسه اتاق مورد مطالعه برای اعتبارسنجی [23]

همخوانی به نسبت مناسبی میان نتایج تحقیق کنونی با نتایج تجربی به چشم قابل مشاهده و این امر نشان‌دهنده صحت و اعتبار قابل پذیرش مدل‌سازی حاضر است.

2-4- استقلال از شبکه

همان‌طور که بیان شد برای حل مسئله یک شبکه‌بندی غیرسازمان‌یافته ایجاد شده که در نواحی با گرادین زیاد مانند نزدیک دریچه‌های ورود و خروج هوا

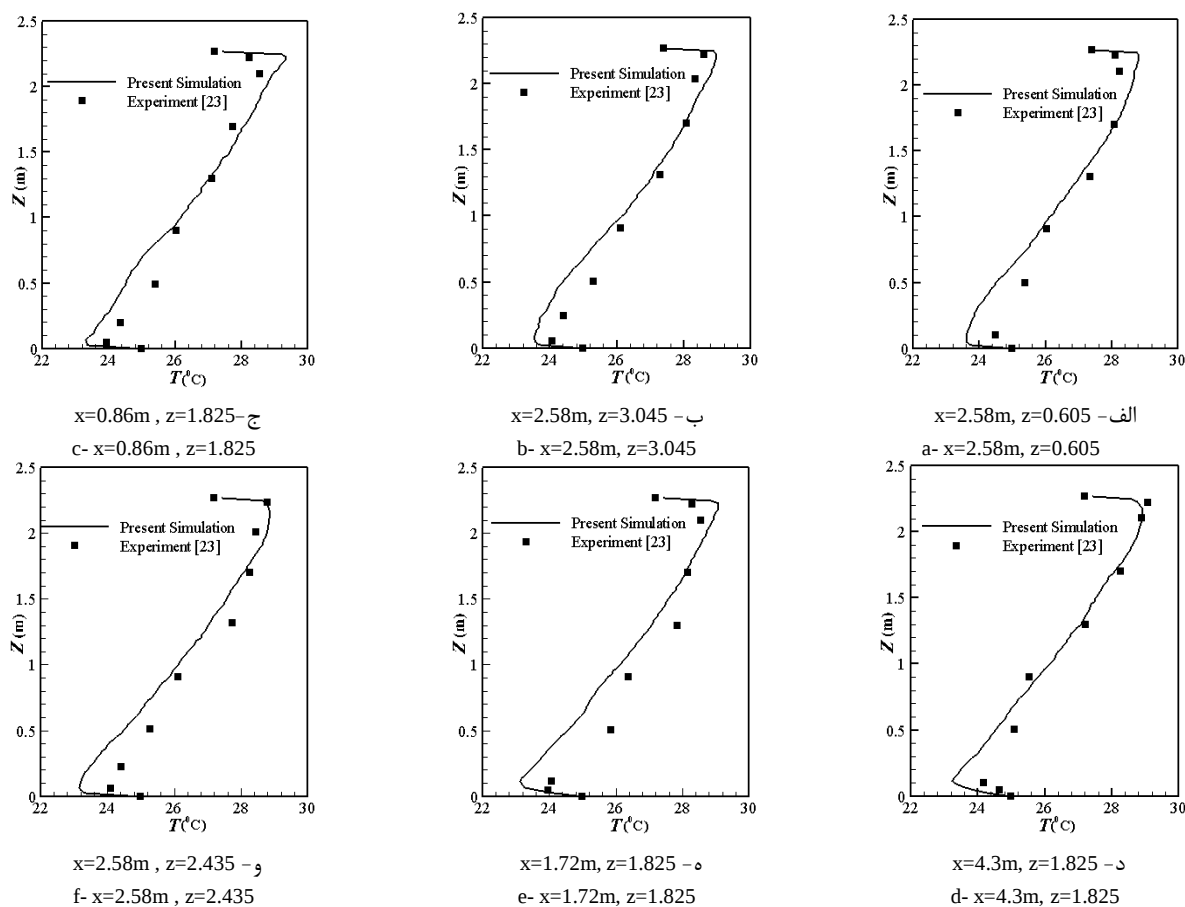
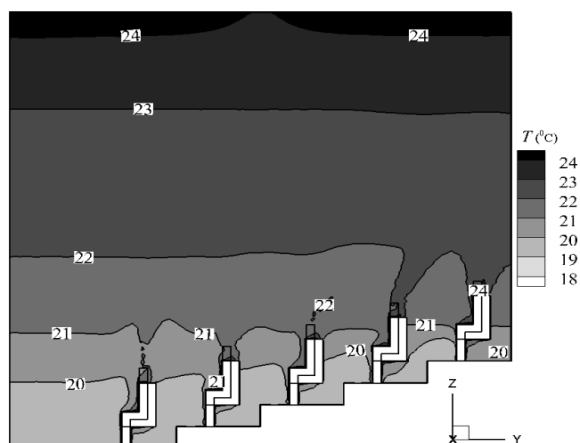
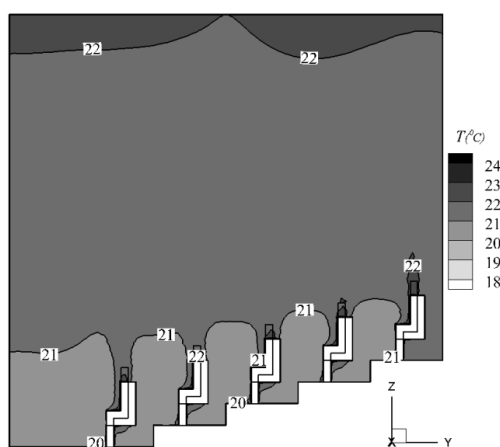


Fig. 4 Comparison of the measured and simulated air temperature profiles

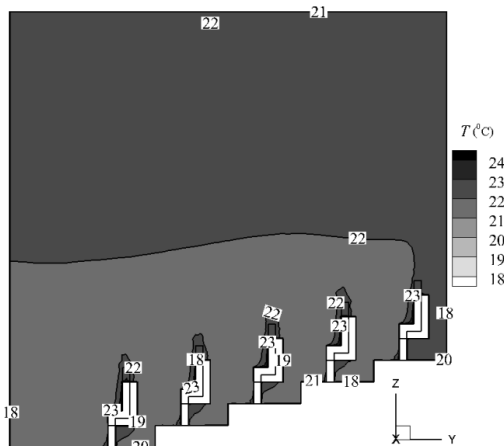
شکل 4 اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی در نواحی مختلف با استفاده از نمودار توزیع دما



الف - ACH=5
a- ACH=5



ب - ACH=10
b- ACH=10



ج - ACH=15
c- ACH=15

Fig. 6 Temperature distribution in plane $x=1.9$

شکل 6 نمودار توزیع دما در فضا در صفحه $x=1.9$

مستقر در سالن است. نمودار احساس ناراضی ناشی از کوران برای حالت‌ها و در ردیف‌های مختلف در شکل 11 نشان داده شده است. برای محاسبه کوران تمام افراد حاضر در ردیف‌های مختلف مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. احساس ناراضی کوران به دما و هم به سرعت جریان هوا وابسته است.

سعی و خطا برای سه حالت A، B و C برابر 19، 20 و 21 درجه سلسیوس به‌دست آمده است. با توجه به جدول 1 با افزایش سرعت هوای ورودی انتقال حرارت از بدن افراد افزایش یافته و در نتیجه برای جبران آن باید دمای هوای ورودی از دریچه‌ها نیز افزایش یابد تا شرایط مطلوب آسایش فراهم شود.

به دلیل هندسه خاص این سالن ناحیه حضور افراد مطابق شکل 5 به پنج ناحیه تقسیم، در شکل 6 توزیع دما و شکل 7 توزیع سرعت برای سه حالت در صفحه‌ای وسط سالن نشان داده شده است. همان‌گونه که مورد انتظار بود جریان هوا در سیستم توزیع هوای زیرسطحی به صورت لایه لایه در آمده است. هوای سردتر نزدیک به ناحیه حضور افراد قرار دارد و هر چه ارتفاع بیشتر می‌شود، دمای هوا نیز افزایش می‌یابد، همچنین با افزایش نرخ تعویض هوا و از سویی افزایش دمای هوای ورودی توزیع دما در محیط یکنواخت‌تر شده است. جهت جریان هوا به دلیل شناوری، به سمت بالا و انتهای سالن و از آن‌جا به سمت دریچه‌های خروجی است.

در شکل 8 نمودار میانگین دما و شکل 9 نمودار میانگین سرعت در نواحی حضور افراد در حالت‌های مختلف نشان داده شده است. با توجه به قرارگیری دریچه‌ها در مقابل پای نفرات حاضر در هر ستون و فاصله تقریباً برابر این افراد از دریچه‌ها، توزیع هر شاخص برای یک ردیف تقریباً یکنواخت است. بر این اساس میانگین‌گیری شاخص‌های مورد نظر به ازای هر ردیف محاسبه شده است. در هر حالت میانگین سرعت و دمای هوا در تمام ردیف‌ها شرایط یکسانی دارد و سیستم تهویه مورد استفاده توانسته است وضعیت یکنواختی را به لحاظ میانگین دما و سرعت در ناحیه حضور افراد ایجاد کند. حال که شرایط آسایشی در ناحیه حضور افراد به طور متوسط در شرایط مطلوب قرار دارد، نارضایتی‌های حرارتی موضعی کوران و گرادیان عمودی دما در هر ردیف و برای حالت‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. براساس نتایج به‌دست‌آمده گرادیان عمودی دما با افزایش نرخ تعویض هوای ساعتی کاهش می‌یابد. این موضوع با توجه به نتایج ارائه‌شده در شکل 6 و یکنواخت‌شدن توزیع دما در نرخ‌های بالای تعویض هوا مورد انتظار بود. به این ترتیب در حالت C این اختلاف بسیار اندک است و افراد یکنواخت‌ترین شرایط را تجربه می‌کنند. از سوی دیگر به دلیل شکل جریان هوا که پیشتر توضیح داده شد، این اختلاف دما در ردیف‌های بالای سالن بیشتر می‌شود، ولی برای تمامی حالت‌های مورد بررسی این شاخص کمتر از 3 درجه سانتی‌گراد است که نشان‌دهنده عدم وقوع این نارضایتی در افراد

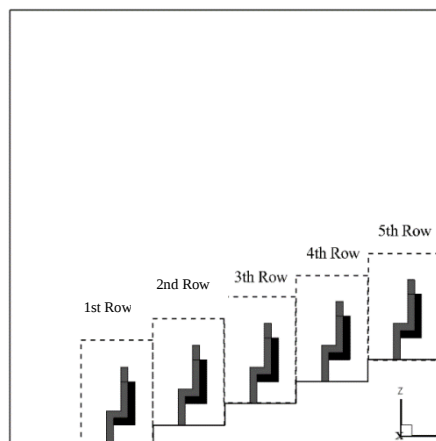


Fig. 5 The occupied zones for each row

شکل 5 ناحیه‌های حضور افراد براساس ردیف

جدول 1 دما و سرعت هوا و نرخ تعویض هوای ساعتی برای حالت‌های مورد بررسی

Table 1 ACH, Temperature and velocity of each case study

حالت	نرخ تعویض هوای ساعتی (hr ⁻¹)	دمای هوای ورودی (°C)	سرعت هوای ورودی (m/s)
A	5	19	0.12
B	10	20	0.24
C	15	21	0.36

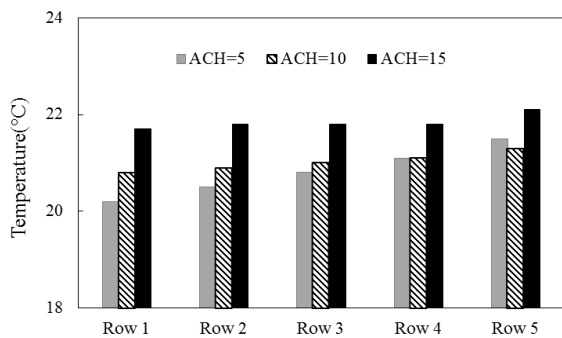


Fig. 8 Mean temperature in the occupied zones

شکل 8 نمودار میانگین دما در ناحیه حضور افراد

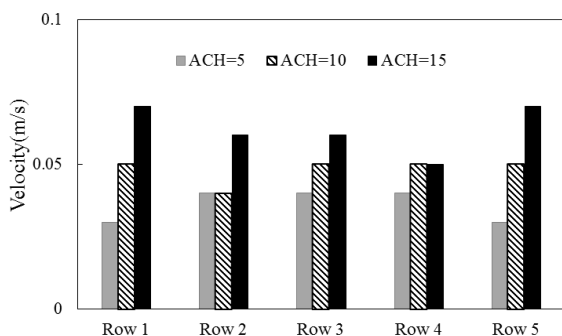


Fig. 9 Mean velocity in the occupied zones

شکل 9 نمودار میانگین سرعت در ناحیه حضور افراد

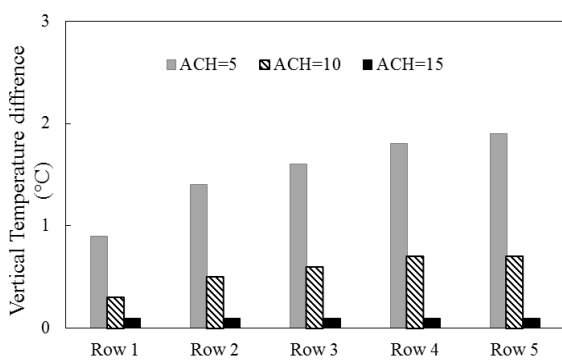


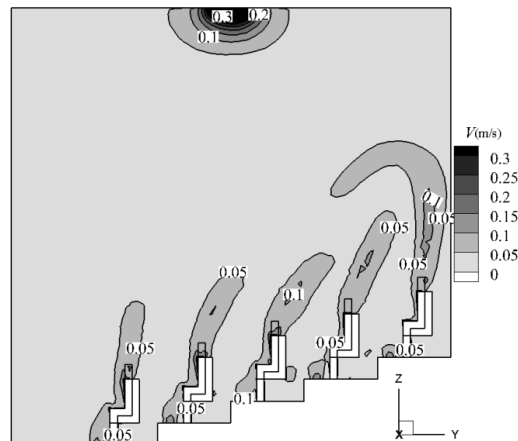
Fig. 10 Vertical temperature gradient for each case study

شکل 10 گرادیان عمودی دما برای حالت‌های مورد بررسی

مورد بررسی برای سنجش کیفیت هوای داخل قرار می‌گیرد. براساس شکل 12 که توزیع این آلاینده در کل فضای اتاق را نشان می‌دهد، در ناحیه حضور افراد تولید آلاینده به دلیل تنفس سبب افزایش غلظت دی‌اکسیدکربن شده است. همان‌طور که در شکل نیز نشان داده شده آلاینده‌ها در محل حضور افراد به دلیل تنفس انسان تولید شده و براساس الگوی جریان این آلاینده‌ها به سمت بالا حرکت کرده و از ناحیه حضور افراد خارج می‌شوند. در نتیجه در بالای ناحیه حضور افراد غلظت آلاینده بیش از ناحیه حضور افراد است. در شکل 13 مقدار غلظت آلاینده دی‌اکسیدکربن در نواحی حضور افراد به

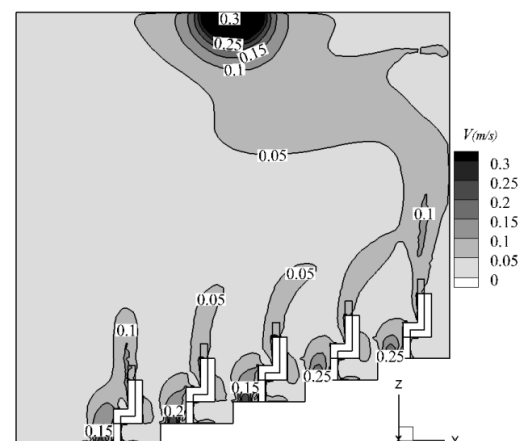
بنابراین همان‌گونه که مشاهده می‌شود کوران در ناحیه حضور افراد با افزایش نرخ تعویض هوای ساعتی به دلیل افزایش سرعت هوا در فضای نمونه افزایش می‌یابد. با توجه به این‌که مقدار این نارضایتی در تمامی حالت‌ها کمتر از 20% است این نارضایتی نیز رخ نمی‌دهد.

معمولاً غلظت دی‌اکسیدکربن در ناحیه حضور افراد به عنوان شاخص



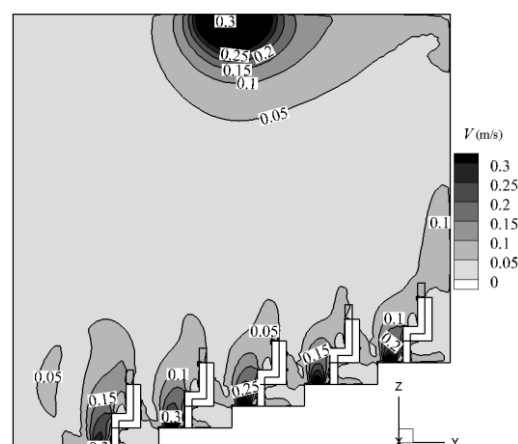
الف - ACH=5

a- ACH=5



ب - ACH=10

b- ACH=10

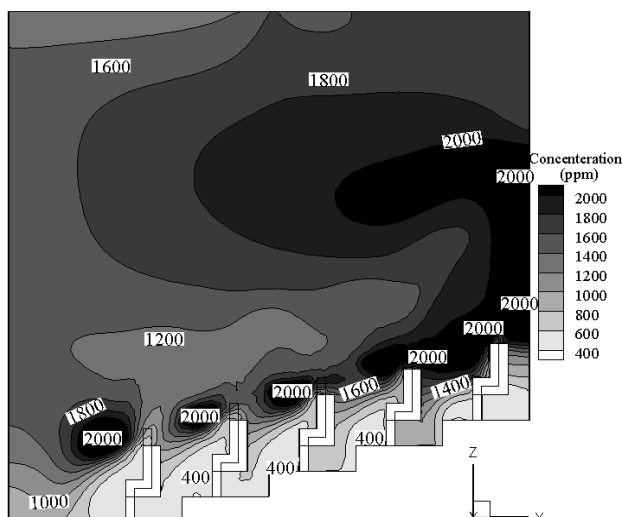


ج - ACH=15

c- ACH=15

Fig. 7 Velocity distribution in plane x=1.9

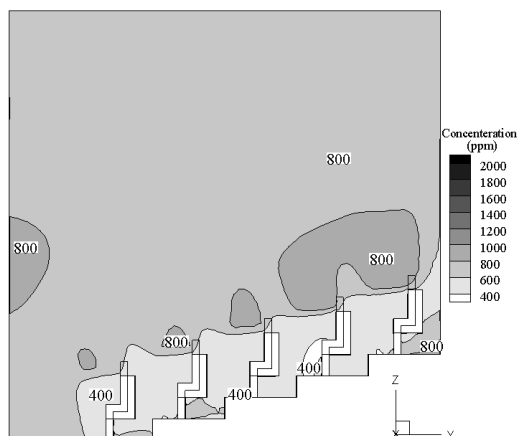
شکل 7 نمودار توزیع سرعت در فضا در صفحه x=1.9



الف - ACH=5
a- ACH=5



ب - ACH=10
b- ACH=10



ج - ACH=15
c- ACH=15

Fig. 12 CO₂ concentration in plane x=1.9

شکل 12 نمودار توزیع غلظت آلاینده دی اکسید کربن در فضا در صفحه x=1.9

شد. نتایج نشان داد که با افزایش نرخ تعویض هوای ساعتی، ناراضیاتی حرارتی ناشی از کوران به شدت افزایش می‌یابد و تا نزدیکی 15% نیز می‌رسد. این در حالی است که گرادیان عمودی دما در هیچ یک از حالت‌ها چشمگیر نیست،

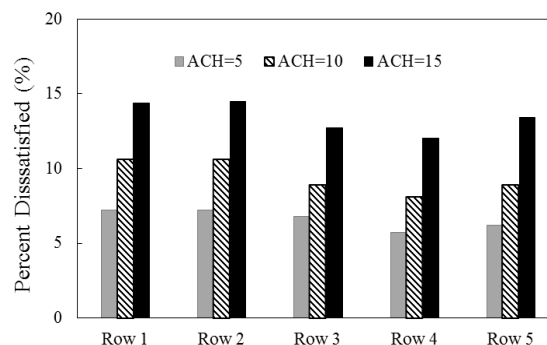


Fig. 11 Dissatisfaction percentage in the occupied zone

شکل 11 درصد ناراضیاتی ناشی از کوران برای حالت‌های مورد بررسی

تفکیک برای حالت‌های مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. مقدار غلظت آلاینده دی اکسید کربن برای مجموع نواحی حضور افراد در حالت A برابر 3477ppm و غلظت آلاینده در ناحیه حضور افراد در حالت A برخلاف دو حالت دیگر بیش از استاندارد توصیه شده، 5000ppm، است.

بیشینه مصرف در دو فصل سرد و گرم برای مقایسه مصرف انرژی بین حالت‌های مختلف مورد محاسبه و ارزیابی قرار گرفته است. از آنجایی که لزوم حفظ کیفیت هوای داخل بسیار جدی است و برای این که بوی نامطبوع ناشی از بدن افراد به محیط بازنگردد در فضاهایی مانند ساختمان مورد بررسی در بسیاری از موارد از سیستم‌های به اصطلاح کاملاً هوای تازه¹ استفاده می‌شود. در مطالعه حاضر مقدار هوای برگشتی از دریچه خروجی نیز با توجه به هدف مقایسه بیشینه مصرف در دو فصل سرد و گرم برابر صفر در نظر گرفته شده است. دمای طرح خارج در فصل سرد -5 و برای فصل گرم 35 درجه سلسیوس فرض و برای محاسبه مصرف انرژی از روابط (33,32) استفاده شده است.

$$Q_{cooling} = \dot{m}c_p(T_{out,sum} - T_{in}) \quad (32)$$

$$Q_{heating} = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out,win}) \quad (33)$$

که $\dot{m}$ دبی هوای ورودی، T_{in} دمای هوای ورودی از دریچه‌ها، $T_{out,win}$ دمای طرح خارج زمستان، $T_{out,sum}$ دمای طرح خارج تابستان، c_p ظرفیت گرمایی هوا و $Q_{cooling}$ و $Q_{heating}$ به ترتیب اوج بار مصرفی در زمستان و تابستان است. که مقدار بیشینه مصرف انرژی در شکل 14 نشان داده شده است. براساس نتایج به دست آمده با افزایش نرخ تعویض هوای ساعتی مصرف انرژی افزایش یافته، به طوری که بار سرمایشی در حالت A نسبت به حالت C، 62% و بار گرمایشی 69% کاهش یافته است، که این مقدار برای حالت B نسبت به حالت C در بار سرمایشی 28% و در بار گرمایشی 36% کاهش مصرف را نشان می‌دهد.

6- نتیجه گیری

در این تحقیق اثرات نرخ تعویض هوای ساعتی بر کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی با رعایت قید آسایش حرارتی در یک سالن اجتماعات دارای سیستم توزیع هوای زیر سطحی در سه نرخ تعویض هوای ساعتی 5، 10 و 15 بار در ساعت مورد مطالعه قرار گرفته است. با رعایت قید آسایش حرارتی، دمای مطلوب برای هوای ورودی از دریچه‌ها برای سه حالت بالا، برابر 19، 20 و 21 درجه سلسیوس محاسبه شد. پس از برقراری شرایط آسایش کلی در ناحیه حضور افراد، ناراضیاتی موضعی کوران و گرادیان عمودی دما محاسبه

علائم یونانی	
α	ضریب نفوذ (kgm^{-3})
β	ضریب انبساط حجمی (K^{-1})
η	بازده (بی بعد)
μ	لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
زیر نویس ها	
a	مربوط به هوا
act	فعالیت بدنی
b	مربوط به بدن
bl	مربوط به خون
cr	مرکز بدن
cooling	سرمایش
eff	مؤثر
e,t	کل
ev	تبخیری
h	گرم
heating	گرمایش
in	ورودی
n	خنثی
out	هوای بیرون
rad	تابشی
ref	مرجع
res	تنفسی
shiv	سازوکار لرز
sk	پوست
t	اغتشاشی

8- مراجع

- [1] X. Hao, G. Zhang, Y. Chena, S. Zou, D. J. Moschandreas, A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification, *Building and Environment*, Vol. 42, No. 9, pp. 3298-3308, 2008.
- [2] Y. Huang, J. L. Niu, A review of the advance of HVAC technologies as witnessed in ENB publications in the period from 1987 to 2014, *Energy and Buildings*, Vol. 130, No. 1, pp. 33-45, 2016.
- [3] Y. J. P. Lin, C. L. Lin, A study on flow stratification in a space using displacement ventilation, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 73, No. 1, pp. 67-75, 2014.
- [4] Gh. Heidarinejad, M. H. Fatollahzadeh, H. Pasdar-shahri, Investigating the effect of return air vent height on energy consumption, thermal comfort, and air quality in under floor air distribution system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 16, pp. 125-133, 2015. (in Persian)
- [5] K. Zhang, X. Zhang, Sh. Lia, X. Jin, Review of underfloor air distribution technology, *Energy and Buildings*, Vol. 85, No. 1, pp. 180-186, 2014.
- [6] S. H. Ho, L. Rosario, M. M. Rahman, Comparison of underfloor and overhead air distribution systems in an office environment, *Building and Environment*, Vol. 46, No. 7, pp. 1415-1427, 2011.
- [7] G. Kim, L. Schaefer, T.S. Lim, J.T. Kim, Thermal comfort prediction of an underfloor air distribution system in a large indoor environment, *Energy and Buildings*, Vol. 64, pp. 323-351, 2013.
- [8] ASHRAE, Handbook-Fundamentals, Atlanta, Ga: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009.
- [9] K. H. Lee, S. Schiavon, F. Bauman, T. Webster, Thermal decay in underfloor air distribution (UFAD) systems: Fundamentals and influence on system performance systems, *Applied Energy*, Vol. 91, No. 1, pp. 197-207, 2012.
- [10] A. F. Alajmi, H. Z. Abou-Ziyan, W. El-Amer, Energy analysis of under-floor air distribution (UFAD) system: An office building case study, *Energy Conversion and Management*, Vol. 73, No. 1, pp. 78-85, 2013.
- [11] A. F. Alajmi, F. A. Baddar, R. I. Bourisli, Thermal comfort assessment of an

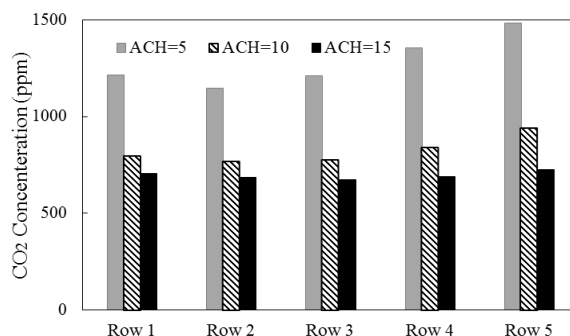


Fig. 13 CO₂ concentration in the occupied zone in ppm

شکل 13 نمودار غلظت گاز دی اکسیدکربن در نواحی حضور افراد برحسب ppm

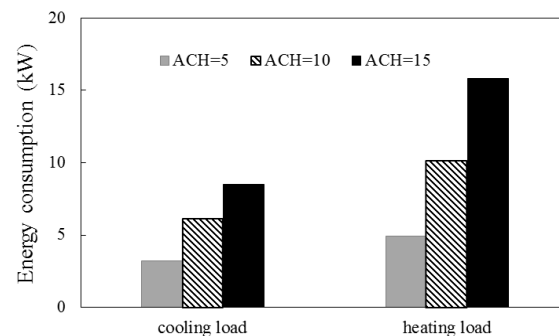


Fig. 14 Energy consumption for hot and cold seasons

شکل 14 نمودار پیک مصرف انرژی در دو فصل سرد و گرم

همچنین کاهش نرخ تعویض هوا به 5 بار در ساعت سبب می شود که غلظت آلاینده ها در ناحیه حضور افراد به شدت افزایش یافته و مقدار غلظت دی اکسیدکربن از حد مجاز 1200ppm عبور کند.

7- فهرست علائم

A_D	سطح تماس بدن (m^2)
CSIG	سیگنال سرد
D	ضریب پخش گونه
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
M	نرخ متابولیک (Wm^{-2})
$\dot{m}$	نرخ جریان خون ($\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$)
P	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
P_a	فشار جزئی بخار آب ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
Q	تولید یا تبادل حرارت بر واحد سطح (Wm^{-2})
R	مقاومت ($\text{kgms}^{-2}\text{W}^{-1}$)
RH	رطوبت نسبی (%)
S	پارامتر مربوط به جمله چشمه
$\vec{S}$	نیروهای حجمی ($\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-2}$)
T	دما (K)
T_u	شدت اغتشاشات جریان (%)
TSENS	شاخص آسایش حرارتی (بی بعد)
V	سرعت (ms^{-1})
W	کار خارجی ماهیچه ها (Wm^{-2})
w	تری پوست (بی بعد)
WSIG	سیگنال گرم

- performance for the under floor air distribution system in a dense occupancy space, *Building and Environment*, Vol. 126, No. 1, pp. 230-238, 2016.
- [17] M. Maerefat, A. Omidvar, *Thermal Comfort*, pp. 17-20, Tehran: Kelid Amoozesh, 2008. (in Persian فارسی)
- [18] R. K. Macpherson, Thermal stress and thermal comfort, *Ergonomics*, Vol. 16, No. 5, pp. 611-622, 1973.
- [19] P. O. Fanger, *Thermal comfort Analysis and applications in environmental engineering*, pp. 87-93, New York: McGraw-Hill, 1972.
- [20] A. P. Gagge, An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response, *ASHRAE Transactions*, Vol. 77, No. 1, pp. 247-262, 1971.
- [21] ASHRAE, ASHRAE Standard 55, *Thermal Environmental Conditions For Human Occupancy*, Atlanta, 2013.
- [22] H.B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, pp. 117-118, London: E&FN Spon Press, 1998.
- [23] N. Kobayashi, Q. Chen, Floor supply displacement ventilation in a small office, *Indoor and Built Environment*, Vol. 12, No. 4, pp. 281-292, 2003.
- office building served by under-floor air distribution (UFAD) system: A case study, *Building and Environment*, Vol. 85, No. 1, pp. 153-159, 2015.
- [12] K. W. D. Cheong, E. Djunaedy, Y. L. Chua, K. W. Tham, S. C. Sekhar, N. H. Wong, M. B. Ullah, Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics, *Building and Environment*, Vol. 38, No. 1, pp. 63-73, 2003.
- [13] A. Alajmi, W. El-Amer, Saving energy by using underfloor-air-distribution (UFAD) system in commercial buildings, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 8, pp. 1637-1642, 2010.
- [14] M. H. Fathollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasharshahi, Prediction of thermal comfort, IAQ, and energy consumption in a dense occupancy environment with the under floor air distribution system, *Building and Environment*, Vol. 90, No. 1, pp. 96-104, 2015.
- [15] S.A. Nada, H.M. El-Batsh, H. F. Elattar, N. M. Ali, CFD investigation of airflow pattern, temperature distribution and thermal comfort of UFAD system for theater buildings applications, *Building and Environment*, Vol. 6, No. 1, pp. 274-300, 2016.
- [16] M. H. Fathollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasharshahi, Producing a better