مجله مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1396، دوره 17، شماره 2، ص‌ص 333-342

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

ارزیابی عملکرد سرمایشی سیستم‌های تهویه اختلاطی بالاسری و جابه‌جایی کفی داخل اتوبوس با مدل آسایش حرارتی 65 نقطه‌ای

سید علیرضا ذوالفقاری[1*]، حسن حسن‌زاده[1]، محمد رئیسی[2]، مرتضی طاهری[2]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

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

* بیرجند، صندوق پستی 97175-376، zolfaghari@birjand.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 10 آذر 1395

پذیرش: 25 دی 1395

ارائه در سایت: 01 اسفند 1395

کلید واژگان:

تهویه اختلاطی بالاسری

تهویه جابجایی کفی

وسیله نقلیه عمومی

مدل 65 نقطه‌ای آسایش حرارتی

چکیده

هدف از این تحقیق، مقایسه عملکرد دو سیستم تهویه جابه‌جایی کفی و اختلاطی بالاسری جهت ایجاد شرایط آسایش حرارتی برای مسافران یک اتوبوس است. برای این منظور، شبیه‌سازی عددی جریان و انرژی در یک اتوبوس اسکانیا 4212 با 45 نفر سرنشین انجام شده است. در تهویه جابه‌جایی، دریچه‌های ورودی روی کف و در زیر صندلی‌ها واقع شده است و در تهویه اختلاطی، دریچه‌های ورودی در بالای سر مسافران جانمایی شده است. در هر دو سیستم، طبق استاندارد اشری برای وسایل نقلیه عمومی، دبی هوای ورودی به اندازه 5 لیتر بر ثانیه به ازای هر نفر تأمین شده است. همچنین، دمای هوای ورودی به نحوی تنظیم شده است تا شاخص میانگین رأی افراد طبق استانداردهای آسایش حرارتی در محدوده مجاز واقع شود. در تهویه جابه‌جایی به‌دلیل وجود دریچه‌های ورودی در کف اتوبوس و اثرات شناوری، دمای هوا در ناحیه پای افراد حدود 18°C است که در مقایسه با سایر بخش‌های بدن پایین‌تر است. همچنین، گرادیان عمودی دمایی در تهویه اختلاطی بالاسری نسبت به تهویه جابه‌جایی کفی کمتر است؛ بطوریکه اختلاف دمایی قسمت پا در مقایسه با ناحیه سر تنها 2°C است. در تهویه اختلاطی بالاسری، دمای هوا در ناحیه سر حدود 24°C است در حالی‌که در تهویه جابه‌جایی کفی دما محیط اطراف سر حدود 26°C است که دیگر در ناحیه خنثی قرار نمی‌گیرد. نتایج مدل آسایش حرارتی 65 نقطه‌ای نشان می‌دهد که اختلاف دمای سطح پوست با دمای خنثی پوست هر بخش در تهویه جابه‌جایی کفی در مقایسه با نوع اختلاطی بالاسری بیش‌تر است.

Cooling performance evaluation of overhead mixing and floor displacement ventilation systems inside a bus by using 65-nodes thermal comfort model

Seyed Alireza Zolfaghari*, Hassan Hassanzadeh, Mohammad Raeesi, Morteza Taheri

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 30 November 2016
Accepted 14 January 2017
Available Online 19 February 2017

Keywords:
Overhead mixing ventilation
Floor displacement ventilation
Public transportation
65-nodes thermal comfort model

ABSTRACT

The aim of this study is to compare the performance of floor displacement and overhead mixing ventilation systems in providing the thermal comfort conditions for bus passengers. For this reason, the flow and energy have been numerically simulated inside a Scania 4212 bus with its 45 passengers. In the case of displacement ventilation, the inlet diffusers have been located under the seats on the floor and for mixing ventilation mode, the inlet diffusers have been established in the overhead compartments above the passengers. In both cases, as mentioned in ASHRAE standard for public transportation, the inlet air rate of 5 lit/s has been provided for each passenger and the inlet air temperature has been controlled until the predicted mean vote index is within the allowable range of thermal comfort standards. In displacement ventilation because of the inlet diffusers being located on the floor and the buoyancy effects, the air temperature in foot region is about 18°C, which is lower than other parts of body. Also, vertical temperature difference in overhead mixing ventilation occurred less than floor displacement ventilation and the temperature difference between foot and head region is only 2°C. In overhead mixing ventilation, air temperature near the head is about 24°C while in floor displacement ventilation the temperature is about 26°C, that is not in neutral zone. The results of 65-nodes thermal comfort model indicate that the temperature difference between skin neutral temperatures of each segment in floor displacement mode is higher than overhead mixing ventilation.

1- مقدمه

در وسایل نقلیه عمومی، تامین شرایط آسایش حرارتی و ارتقای سطح کیفیت هوای داخل از اهمیت زیادی برخوردار است. بر این اساس، استفاده از سیستم تهویه مناسب برای محیط داخلی وسایل نقلیه با هدف ایجاد آسایش افراد و به حداقل رساندن آلاینده‌ها امری ضروری است. عوامل مختلفی بر آسایش حرارتی درون وسایل نقلیه تاثیرگذار هستند که می‌توان آن‌ها را به دو دسته عوامل محیطی و عوامل فردی تقسیم‌بندی کرد. عوامل محیطی شامل دمای هوا، دمای متوسط تابش، سرعت هوا و رطوبت نسبی است و عوامل فردی

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. A. Zolfaghari, H. Hassanzadeh, M. Raeesi, M. Taheri, Cooling performance evaluation of overhead mixing and floor displacement ventilation systems inside a bus by using 65-nodes thermal comfort model, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 333-342, 2017 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

شامل میزان فعالیت افراد و مقاومت حرارتی لباس ایشان می‌باشد [1].

سیستم‌های تهویه مکانیکی متداول که امروزه در فضاهای داخلی مورد استفاده قرار می‌گیرند، عبارتند از: سیستم تهویه تخلیه موضعی[1]، سیستم تهویه پیستونی[2]، سیستم تهویه جریان لایه‌ای[3]، سیستم تهویه اختلاطی[4] و سیستم تهویه جابه‌جایی[5]. سیستم‌های تهویه تخلیه موضعی معمولا برای فضاهای صنعتی و با آلایندگی شدید موضعی مورد استفاده قرار می‌گیرند و سیستم‌های تهویه پیستونی نیز معمولا در اتاق عمل بیمارستان‌ها که بایستی عاری از هر گونه آلایندگی باشند استفاده می‌شوند [2].

در سیستم تهویه لایه‌ای، هوای تازه در محدوده حضور افراد به صورت افقی وارد شده و از دریچه‌ای تقریباً در همان ارتفاع خارج می‌شود [3]. این نوع سیستم تهویه برای فضاهای کم جمعیت مناسب است. همچنین، مطابق شکل 1 در سیستم تهویه اختلاطی، هوا از سقف وارد فضای مورد نظر شده و از دریچه‌هایی در سقف خارج می‌شود [2]. این نوع سیستم تهویه معمولا برای محیط‌های مسکونی با میزان آلایندگی کم بسیار متداول است. چرا که الگوی جریان ایجاد شده توسط این نوع سیستم تهویه قادر نیست آلاینده‌ها را از محیط‌های پر جمعیت خارج کند با این وجود هنوز از این نوع سیستم در بسیاری از وسایل نقلیه عمومی استفاده می‌شود. از سوی دیگر، همانطور که در شکل 2 ملاحظه می‌شود، در سیستم تهویه جابه‌جایی، هوا از دریچه‌هایی نزدیک به کف وارد فضا شده و از دریچه‌هایی در ارتفاع نزدیک سقف خارج می‌شود [2]. از جمله مزایای این سیستم می‌توان به ارتقای شرایط آسایش حرارتی اشاره کرد [4]. با توجه به کیفیت بالای هوای داخل در محل حضور افراد، استفاده از این سیستم تهویه در فضاهای پرجمعیت مانند سینماها، تئاتر و سالن‌های اجتماعات بسیار متداول است. یکی از مکان‌های پرجمعیت و در معرض آلاینده‌ها، فضاهای وسایل نقلیه عمومی مانند اتوبوس‌ها و قطارهای شهری است که لازم است به یک سیستم تهویه مناسب مجهز شوند تا شرایط آسایش حرارتی مناسب برای مسافران فراهم گردد.

تحقیقات انجام شده در زمینه بررسی شرایط آسایش حرارتی در وسایل نقلیه عمومی چندان گسترده نیست. با این وجود، از این میان می‌توان به تحقیقات زیر اشاره کرد. کیم و همکاران [5] با استفاده از یک تحلیل عددی، میدان سرعت و نرخ توزیع هر دریچه را براساس تغییر سطح مقطع کانال سیستم تهویه اتوبوس و همچنین سطح پخش‌کننده مورد ارزیابی قرار دادند. همچنین، آن‌ها سطح بهینه برای دریچه‌های خروجی را برای یکنواخت‌تر کردن جریان هوا در اتوبوس تعیین نمودند. منصور و همکاران [6] جهت

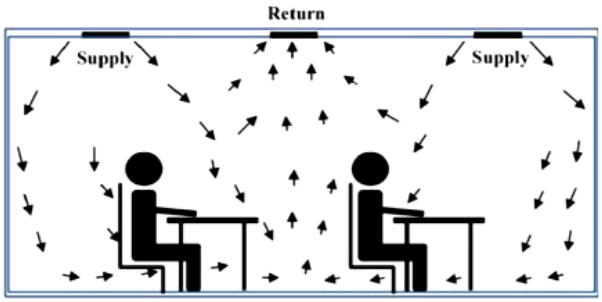


Fig. 1 Mixing ventilation [3]

شکل 1 تهویه اختلاطی [3]

[1] Local Exhaust Ventilation
[2] Piston Ventilation
[3] Stratum Ventilation
[4] Mixing Ventilation
[5] Displacement Ventilation

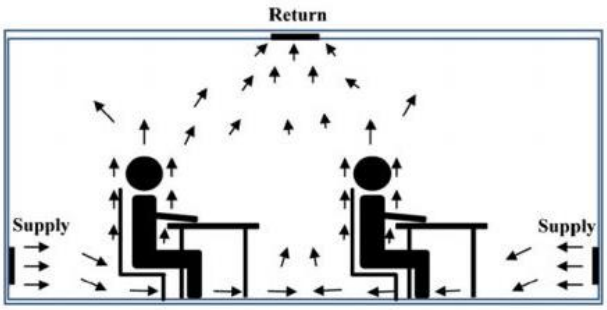


Fig. 2 Displacement ventilation [3]

شکل 2 تهویه جابه‌جایی [3]

صرفه‌جویی انرژی و بهبود شرایط آسایش حرارتی مسافران یک اتوبوس، کنترل یک سیستم تهویه جدید از سقف را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها ضمن استفاده از مدل آسایش حرارتی فنگر[6]، عملکرد سیستم جدید و سیستم متداول را مقایسه نمودند. نتایج ایشان نشان داد که سیستم جدید قادر است تا 20٪ هزینه‌های بهره‌برداری را کاهش دهد. لین و همکاران [7] به ارزیابی آسایش حرارتی مسافران داخل اتوبوس و قطار در مسیرهای کوتاه مدت و بلند مدت با استفاده از روش پیمایش میدانی (جواب دادن به پرسش‌نامه) همراه با اندازه‌گیری کمیت‌های فیزیکی مانند دمای هوا، رطوبت نسبی و سرعت هوا پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که دمای هوای بالا، تابش‌های خورشیدی شدید و جابه‌جایی هوای کم، دلایل احساس حرارتی نامطلوب مسافران است. ریاچی و کلودیک [8] یک مدل عددی برای پیش‌بینی آسایش حرارتی در اتوبوس‌ها توسعه دادند. مدل ارائه شده توانایی محاسبه بار گرمایش اتوبوس و سپس شرایط آسایش مسافران توسط دمای معادل[7] را دارد. پالا و ریدوان [9] به بررسی آسایش حرارتی داخل یک اتوبوس در یک شرایط آب و هوایی گرم با استفاده از مدل آسایش حرارتی گایج[8] و در نرم‌افزار متلب پرداختند. آن‌ها یک مدل ریاضی بر پایه یک روش تجربی را برای استفاده مهندسان تهویه مطبوع خودرو و پژوهشگران مرتبط با زمینه آسایش حرارتی وسایل نقلیه توسعه دادند. دیتانکار و همکاران [10] روشی را برای پیش‌بینی آسایش حرارتی در داخل اتوبوس توسعه داده و نشان دادند که روش ارائه شده برای سرمایش در شرایط آب و هوایی گرم تطابق بیش‌تری با داده‌های تجربی دارد. آن‌ها همچنین به منظور بهبود آسایش حرارتی مسافران، محل استقرار دریچه‌ها و اندازه مجراها را تصحیح کردند. همانطور که مشاهده می‌شود، در هیچ یک از تحقیقات مذکور، به بررسی عملکرد سیستم‌های تهویه جابه‌جایی در وسایل نقلیه عمومی و مقایسه آنها با سیستم‌های تهویه اختلاطی پرداخته نشده است. بر همین اساس، در تحقیق حاضر سعی شده است تا به بررسی و مقایسه عملکرد سیستم‌های تهویه جابه‌جایی و اختلاطی در یک اتوبوس پرداخته شود. این در حالی است که تحقیقات زیادی در زمینه مقایسه عملکرد سیستم‌های مذکور در محیط‌های ساختمانی انجام پذیرفته است. در سال 2005، لین و همکاران [11] به صورت عددی کارآیی سیستم تهویه جابه‌جایی و اختلاطی را برای ساختمان‌های اداری، آموزشی و کارگاه‌های صنعتی مورد مقایسه قرار دادند. نتایج ایشان نشان داد که با استفاده از سیستم تهویه جابه‌جایی می‌توان به شرایط حرارتی مناسب‌تری دست یافت. در همان سال، هی و همکاران [12]

[6] Fanger
[7] Equivalent temperature
[8] Gagge

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

به روش تجربی و عددی دفع آلاینده‌های منتشر شده از سطوح داخلی اتاق توسط سیستم‌های تهویه جابه‌جایی و اختلاطی را بررسی کردند و نشان دادند که تهویه جابه‌جایی، آلاینده‌ها را در ناحیه حضور افراد به طور موثری کاهش می‌دهد. سمدج و همکاران [13] در سال2011، در یک تحقیق پیمایش میدانی تاثیر سیستم تهویه اختلاطی و جابه‌جایی را روی قدرت فراگیری، سلامتی دانش‌آموزان و کیفیت هوای داخل در یک کلاس درس مورد بررسی قرار دادند. نتایج ایشان حاکی از عملکرد بهتر سیستم تهویه جابه‌جایی در محیط پر جمعیت آموزشی بود. خانکاری [14] در سال 2013 عملکرد سیستم تهویه جابه‌جایی با سیستم تهویه اختلاطی در فضای ورودی یک مرکز مراقبت‌های بهداشتی را به روش عددی بررسی کرد. همچنین در همان سال، یوان و همکاران [15] دو سیستم تهویه اختلاطی و جابه‌جایی در محیط یک آشپزخانه را به صورت عددی بررسی نمودند و نشان دادند که سیستم تهویه جابه‌جایی می‌تواند محیطی با شرایط آسایش حرارتی بهتر و با اختلاف دمای کمتری بین سر و پا فراهم کند. همچنین، در سال 2016 شان و همکاران [16] شرایط آسایش حرارتی را در دو فضای مشابه با تهویه اختلاطی و جابه‌جایی به صورت عددی بررسی کردند و نشان دادند که سیستم تهویه اختلاطی به دلیل سرعت هوای ورودی بیشتر، احساس کوران بیش‌تری نسبت به تهویه جابه‌جایی ایجاد می‌کند.

همانطور که ملاحظه می‌شود موارد بررسی شده همگی مرتبط با محیط‌های مسکونی، اداری و آموزشی است. نتایج این بررسی‌ها نشان از تفاوت قابل ملاحظه دو سیستم تهویه جابه‌جایی و اختلاطی نسبت به یکدیگر دارد و بسته به نوع فضای مورد مطالعه، نوع اقلیم، نوع کاربری و محل دریچه‌ها می‌تواند عملکرد هریک از سیستم‌های مذکور تحت تأثیر قرار گیرد. لذا نیاز است که با توجه به نوع فضا، این دو سیستم مورد بررسی قرار گیرد. به خصوص در وسایل نقلیه عمومی به دلیل نزدیک بودن افراد به محل قرارگیری دریچه‌ها، بررسی این امر از اهمیت بیشتری برخوردار است. لذا هدف این مقاله بررسی این دو سیستم در داخل یک اتوبوس از منظر شرایط آسایش حرارتی کلی و موضعی بر روی بخش‌های مختلف بدن سرنشینان است.

2- فضای نمونه

اتوبوس مورد استفاده در پژوهش حاضر، اتوبوس اسکانیا مدل 4212 است که یکی از رایج‌ترین اتوبوس‌های مورد استفاده در ایران است و ابعاد طول، عرض و ارتفاع آن به ترتیب برابر 12، 2.45 و 1.95 متر می‌باشد. گنجایش این اتوبوس 44 مسافر است که با احتساب راننده به 45 نفر می‌رسد، شماتیک اتوبوس و نحوه چیدمان صندلی‌ها در شکل 3 نشان داده شده است.

در سیستم تهویه اختلاطی بالاسری مورد بررسی در این اتوبوس، هوا از 45 دریچه مستطیل شکل کوچک از بالای سر مسافران وارد شده و از دو دریچه مستطیلی بزرگ خارج می‌شود. ولی در سیستم تهویه جابه‌جایی کفی هوا از دریچه‌های دایره‌ای شکلی در کف اتوبوس وارد شده و توسط دو دریچه مستطیلی بزرگ از فضا خارج می‌شود. دریچه‌های ورودی مستطیلی در سیستم تهویه اختلاطی دارای ابعاد 0.12 در 0.08 متر و دریچه‌های ورودی دایره‌ای در سیستم تهویه جابه‌جایی دارای قطر 0.2 متر هستند. در هر دو سیستم تهویه، هوا از دو دریچه مستطیلی بزرگ با ابعاد 0.5m در 0.95m واقع در سقف راهرو خارج می‌شود. جانمایی دریچه‌های ورودی و خروجی این دو سیستم به ترتیب در شکل‌های 4 و 5 نشان داده شده است.

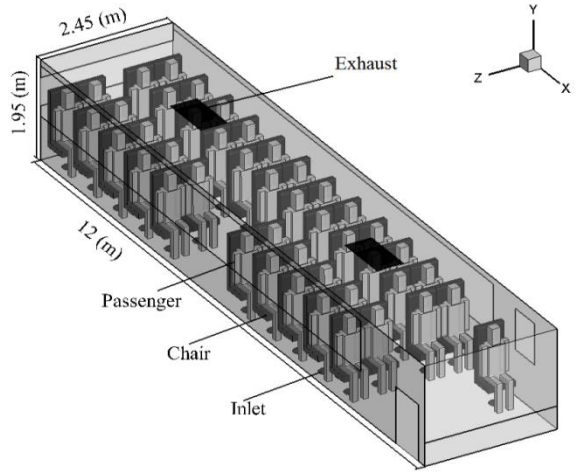


Fig. 3 Schematic of simulation domain

شکل 3 طرح‌واره فضای شبیه سازی

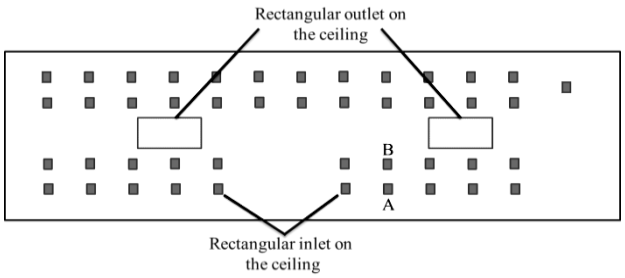


Fig. 4 Arrangements of inlet and outlet diffusers in mixing ventilation

شکل 4 جانمایی دریچه‌های ورودی و خروجی در تهویه اختلاطی

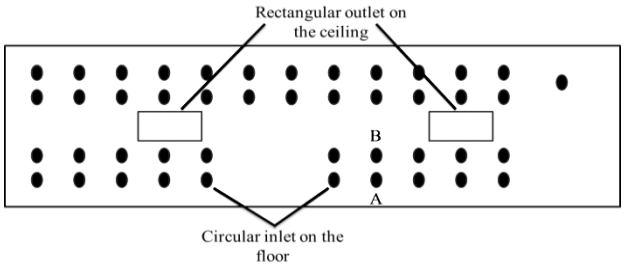


Fig. 5 Arrangements of inlet and outlet diffusers in displacement ventilation

شکل 5 جانمایی دریچه‌های ورودی و خروجی در تهویه جابه‌جایی

3- معادلات حاکم

معادلات حاکم شامل معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی و همچنین معادلات مربوط به آسایش حرارتی افراد هستند که در ادامه معرفی می‌شوند.

3-1- معادلات بقا

برای یک جریان پایا، غیر قابل تراکم با خواص ثابت، معادلات بقا به صورت زیر هستند.

معادله بقای جرم:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{1}$$

معادلات بقای اندازه حرکت خطی:

$$\rho\left(\overrightarrow{V} \cdot \nabla \vec{V}\right) = -\nabla P + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 \vec{V} + \vec{s} \tag{2}$$

معادله بقای انرژی:

$$\overrightarrow{V} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T + s_{\text{T}} \tag{3}$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

در معادلات فوق، $\vec{V}$، P، T و α به ترتیب بردار سرعت، فشار، دما و ضریب پخش حرارتی است. هم‌چنین $\vec{s}$ بیان‌گر نیروی شناوری وارده بر واحد حجم سیال است که به کمک تقریب بوزینسک به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\vec{s} = \rho\vec{g}[1 - \beta(T - T_0)] \quad (4)$$

در این رابطه β ضریب انبساط حجمی و $\vec{g}$ بردار شتاب جاذبه زمین است. μ_{eff} لزجت موثر سیال است که برای جریان آشفته به صورت حاصل جمع لزجت سیال و لزجت توربولانسی سیال بیان می‌شود.

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

روش‌های مختلفی برای مدل‌سازی μ_{t} در جریان آشفته توسعه یافته است که تعداد زیادی از آن‌ها برای شبیه‌سازی جریان داخلی به کار می‌رود. مطالعات انجام شده در مورد مقایسه کارآیی مدل‌های مختلف آشفتگی نشان داده‌اند که مدل RNG k-e کارآیی بسیار مناسبی را نسبت به دیگر مدل‌ها برای فضاهای بسته دارد [17]. بنابراین با توجه به فضای مورد مطالعه در این پژوهش، از مدل آشفتگی RNG k-e استفاده شده است [19,18]. معادلات مربوط به این مدل در مرجع [20] بیان شده است.

3-2- معادلات مدل آسایش حرارتی 65 نقطه‌ای تانابه

مدل مورد استفاده در این تحقیق، روش تنظیم حرارت 65 نقطه‌ای تانابه [21]است که توسعه یافته مدل استالویچ [23,22] است. در مدل 65 نقطه‌ای بدن به شانزده بخش (سر، سینه، پشت، لگن و بازو، ساعد، دست، ران، ساق و پای چپ و راست)، تقسیم می‌شود که هر بخش خود دارای چهار لایه (مرکز، ماهیچه، چربی و پوست) می‌باشد 65-امین بخش این مدل، خون است که ارتباط دهنده بین اجزا و لایه‌های مختلف بدن می‌باشد. حرارت بین بافت‌های مختلف از طریق انتقال حرارت هدایت مبادله می‌شود. تبادل حرارت بدن شخص و محیط اطراف به صورت جابجایی، تابش، تبخیر و تنفس انجام می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی و تابش و همچنین مقاومت لباس به کمک آزمایش استخراج شده است [24] .

3-2-1- معادلات موازنه انرژی برای 65 نقطه بدن

معادلات موازنه انرژی بین چهار لایه مرکز، ماهیچه، چربی، پوست و بخش خون به صورت زیر می‌باشد:

$$\text{Core layer:}\quad C(i,1)\times(\mathrm{d}T(i,1)/\mathrm{d}t) = Q(i,1) - B(i,1) - D(i,1) - \mathrm{RES}(i,1) \quad (6)$$

$$\text{Muscle layer:}\quad C(i,2)\times(\mathrm{d}T(i,2)/\mathrm{d}t) = Q(i,2) - B(i,2) - D(i,2) + D(i,1) \quad (7)$$

$$\text{Fat layer:}\quad C(i,3)\times(\mathrm{d}T(i,3)/\mathrm{d}t) = Q(i,3) - B(i,3) - D(i,3) + D(i,2) \quad (8)$$

$$\text{Skin layer:}\quad C(i,4)\times(\mathrm{d}T(i,4)/\mathrm{d}t) = Q(i,4) - B(i,4) + D(i,3) - Q_{\text{t}}(i,4) - E(i,4) \quad (9)$$

$$\text{Central blood:}\quad C(65)\times\left(\frac{\mathrm{d}T(65)}{\mathrm{d}t}\right) = \sum_{i=1}^{i=16}\sum_{j=1}^{j=4} B(i,j) \quad (10)$$

این معادلات بیان کننده نحوه تبادل حرارت بین بخش‌ها و لایه‌های مختلف بدن و بخش خون می‌باشند. علائم و کمیت‌های موجود در معادلات مذکور در بخش علائم و نشانه‌ها معرفی شده است.

3-2-2- حرارت تولید شده

در معادلات (6) تا (9) جمله $Q(i,j)$ بیانگر نرخ تولید حرارت در هر لایه از هر بخش است که از رابطه (11) قابل محاسبه است که از حاصل جمع نرخ متابولیک بنیانی هر بخش $Q_{\text{b}}(i,j)$، حرارت تولید شده در اثر کار مکانیکی در هر بخش $W(i,j)$ و حرارت تولید شده از طرق لرز $C_{\text{h}}(i,j)$ می‌باشد. باید توجه داشت که حرارت تولید شده توسط کار و لرز تنها در ماهیچه‌ها یعنی لایه دوم ($j = 2$) رخ می‌دهد و برای سایر لایه‌ها این مقادیر صفر می‌باشد.

$$Q(i,j) = Q_{\text{b}}(i,j) + W(i,j) + C_{\text{h}}(i,j) \quad (11)$$

$$W(i,j) = 58.2\,(M - Q_{\text{b}})A_{\text{Du}}Metf(i) \quad (12)$$

$$C_{\text{h}}(i\,.\,j) = \{-C_{\text{ch}}Err(1\,,1) - S_{\text{ch}}(Wrms - Clds) - P_{\text{ch}}Cld(1.1)Clds\}Chilf(i) \quad (13)$$

در صورتی که مقادیر بدست آمده برای $W(i,j)$ و $C_{\text{h}}(i,j)$ در لایه ماهیچه‌ای منفی باشد، این مقادیر برابر با صفر فرض می‌شود.

3-2-3- حرارت انتقال داده شده از طریق جریان خون

$B(i,j)$ حرارت مبادله شده بین خون و سایر بخش‌های بدن است که از طریق رابطه (14) محاسبه می‌شود. در این رابطه $a = 1.0$ و $\rho c =$ 1.067 Wh/(°C) در نظر گرفته شده است. ضمن اینکه $T(65)$ بیانگر دمای خون در مرکز هر قسمت می‌باشد.

$$B(i,j) = a\,\rho c\,BF(i,j)\big(T(i,j) - T(65)\big) \quad (14)$$

$$BF(i,j) = BFB(i,j) + \left(\frac{W(i,j) + C_{\text{h}}(i,j)}{1.16}\right) \quad (15)$$

$$BF(i,4) = \frac{BFB(i,4) + SKINV(i)\times D_{\text{L}}}{1 + (SKINC(i)\times S_{\text{T}})}\times km(i,4) \quad (16)$$

رابطه (15) بیانگر نرخ جریان خون در تمامی لایه‌ها به جز پوست است و معادله (16) برای لایه پوست می‌باشد و $BFB(i,j)$ نیز بیانگر نرخ جریان بنیانی خون برای هر بخش می‌باشد.

3-2-4- تبادل حرارت با سازوکار هدایت

مقدار حرارت مبادله شده از طریق سازوکار هدایت با لایه مجاور در هر بخش از بدن به وسیله رابطه (17) بیان می‌شود که $C_{\text{d}}(i,j)$ معرف هدایت حرارتی بین دو لایه مجاور است.

$$D(i,j) = C_{\text{d}}(i,j)(T(i,j) - T(i,j+1)) \quad (17)$$

3-2-5- اتلاف حرارت به وسیله تنفس

رابطه (18) میزان حرارت اتلاف شده از طریق تنفس را که تنها در لایه مرکزی ($j = 1$) و بخش سینه ($i = 2$) رخ می‌دهد بیان می‌کند و در این رابطه $t_a(1)$ و $p_a(1)$ دمای هوا و فشار بخار در بخش سر می‌باشد.

$$\mathrm{RES}(2,1) = \{0.0014\big(34 - t_a(1)\big) + 0.017(5.867 - p_a(1))\}\sum_{i=1}^{i=16}\sum_{j=1}^{j=4} Q(i,j) \quad (18)$$

3-2-6- اتلاف حرارت تبخیری از پوست

مقدار اتلاف حرارت تبخیری در سطح پوست توسط رابطه (19) محاسبه می‌گردد که رابطه (20) اتلاف حرارت از طریق پخش بخار آب روی پوست می‌باشد:

$$E(i,4) = E_{\text{b}}(i,4) + E_{\text{sw}}(i,4) \quad (19)$$

$$E_{\text{b}}(i,4) = 0.06(1 - E_{\text{sw}}(i,4)/E_{\max}(i,4))E_{\max}(i,4) \quad (20)$$

$$E_{\max}(i,4) = h_{\text{e}}(i)\big(p_{\text{sk.s}}(i) - p_{\text{a}}(i)\big)A_{\text{Du}}(i) \quad (21)$$

$$E_{\text{sw}}(i,4) = \{C_{\text{sw}}Err(1,1) + S_{\text{sw}}(Wrms - Clds) + P_{\text{sw}}Wrm(1,1)Wrms\}\times SKINS(i)km(i,4) \quad (22)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

رابطه (21) بیانگر میزان اتلاف حرارتی از طریق تبخیر عرق روی پوست می‌باشد. ضمن اینکه رابطه (19) بیانگر ماکزیمم حرارت مبادله شده از طریق تبخیر است که در آن h_e ضریب انتقال حرارت تبخیری از سطح پوست به محیط اطراف می‌باشدکه تابعی از ضریب نفوذ تبخیری لباس $i_{cl}(i)$ بوده و توسط رابطه (23) محاسبه می‌شود. کمیت‌های $p_{sk.s}(i)$ و $p_a(i)$ در رابطه (23) به ترتیب فشار بخار اشباع روی پوست و فشار بخار محیط اطراف هستند که توسط روابط (24) و (25) محاسبه می شوند.

$$h_e(i) = \left(\frac{LR \times i_{cl}(i)}{0.155 I_{cl}(i) + \left(\frac{i_{cl}(i)}{h_c(i)} \times f_{cl}(i)\right)}\right) \quad (23)$$

$$p_{air} = \left(\frac{RH}{100}\right) \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{T_{air} + 235}\right) \quad (24)$$

$$p_{sk,sat} = \exp\left(16.6536 - \frac{4030.183}{T_{air} + 235}\right) \quad (25)$$

3-2-7- انتقال حرارت محسوس بر روی سطح پوست

$Q_t(i,4)$ نیز نشان‌دهنده نرخ انتقال حرارت جابجایی و تابشی بین پوست و محیط اطراف است که توسط رابطه (26) محاسبه می‌شود. در این رابطه $h_t(i)$ ضریب انتقال حرارت کلی بین پوست و محیط اطراف است که از طریق رابطه (27) محاسبه می‌گردد.

$$Q_t(i,4) = h_t(i)(T(i,4) - t_o(i))A_{Du}(i) \quad (26)$$

$$\frac{1}{h_t(i)} = 0.155 I_{cl}(i) + (1/h_c(i) + h_r(i) f_{cl}(i)) \quad (27)$$

3-2-8- سیستم کنترلی مدل 65 نقطه‌ای

سیستم کنترلی برای این مدل، سیگنال‌های ارسال شده توسط حسگرهای عصبی بدن است که از طریق رابطه (28) محاسبه می‌شود. در این رابطه T_{set} به عنوان دمای کنترلی نقش مهمی را در تنظیم حرارت بدن ایفا می‌کنند.

$$Err(i,j) = \left(T(i,j) - T_{set}(i,j)\right) + \mathrm{RATE}(i,j)\mathrm{F}(i,j) \quad (28)$$

که $\mathrm{RATE}(i,j)$، در رابطه (28) حساسیت دینامیکی دریافت کننده‌های حرارتی و $F(i,j)$ نیز نرخ تغییر دما در هر بخش می‌باشد. از آنجایی که تاکنون تحلیل و آزمایش دقیقی برای تعیین مقدار $\mathrm{RATE}(i,j)$ انجام نشده است لذا طبق پیشنهاد تانابه و همکاران [21] برای آن مقداری برابر با صفر لحاظ می‌شود.

سیگنال گرم $Wrm(i,j)$ و سیگنال سرد $Cld(i,j)$ به گیرنده‌های سرد و گرم وابسته‌اند که برای محاسبه آن‌ها هنگامی‌که سیگنال خطا مثبت باشد $(Err(i,j) > 0)$ از روابط (29) و در غیر این صورت $(Err(i,j) < 0)$ از روابط (30) محاسبه می شوند.

$$Wrm(i,j) = Err(i,j), \quad Cld(i,j) = 0 \quad (29)$$

$$Cld(i,j) = -Err(i,j), \quad Wrm(i,j) = 0 \quad (30)$$

همچنین، سیگنال‌های حسی یکپارچه توسط روابط (31) و (32) محاسبه می‌شوند.

$$Wrms = \sum_{i=1}^{16} (SKINR(i) \times Wrm(i,4)) \quad (31)$$

$$Clds = \sum_{i=1}^{16} (SKINR(i) \times Cld(i,4)) \quad (32)$$

3-2-9- سیستم تنظیم حرارت مدل 65 نقطه‌ای

تمامی معادلات کنترلی از سه بخش تشکیل شده‌اند. یکی از آنها به سیگنال مرکز سر و دیگری به سیگنال پوست و سومین سیگنال، به هر دو وابسته است. سیستم تنظیم حرارت بدن براساس چهار فرایند شامل تولید حرارت از طریق اتساع عروق، انقباض عروق، تعرق و لرز می‌باشد. سیگنال‌های کنترلی D_L و S_T به ترتیب جهت اتساع و انقباض عروق پوست مورد استفاده قرار می‌گیرند و توسط روابط (33) و (34) محاسبه می‌شوند.

$$D_L = C_{dl} Err(1.1) + S_{dl}(Wrms - Clds) + P_{dl} Wrms \quad (33)$$

$$S_T = -C_{st} Err(1.1) - S_{st}(Wrms - Clds) + P_{st} Clds \quad (34)$$

$$km(i.4) = 2.0^{Err(i.4)/RT(i.4)} \quad (35)$$

که $RT(i,4)$ برابر 10°C می‌باشد. همچنین، مقادیر $A_{Du}(i)$، $BFB(i,j)$، $C(i,j)$، C_{ch}، $C_d(i,j)$، C_{dl}، $Chilf(i,j)$، C_{st}، C_{sw}، $D(i,j)$، $Metf(i)$، P_{ch}، P_{dl}، P_{st}، P_{sw}، Q_b، S_{ch}، S_{dl}، $SKINC(i)$، $SKINR(i)$، $SKINS(i)$، $SKINV(i)$، S_{st}، S_{sw}، S_T و $T_{set}(i,j)$ در جداول ارائه شده توسط تانابه و همکاران [21] نمایش داده شده‌است.

4- روش حل

4-1- روش حل عددی

در پژوهش حاضر از نسخه 3.0.16 حلگر عددی ایرپک جهت حل معادلات استفاده شده است. در این حلگر برای حل عددی از روش حجم محدود و از الگوریتم سیمپل برای تصحیح کوپلینگ فشار و سرعت استفاده شده است. هم‌چنین تقریب بوزینسک برای جابه‌جایی طبیعی به کار رفته است.

4-2- شرایط مرزی

در این تحقیق، عملکرد سیستم‌های تهویه جابه‌جایی و اختلاطی در شرایط سرمایش برای یک اتوبوس متداول مورد تحلیل قرار گرفته است. برای این منظور، دمای محیط اطراف اتوبوس، 35°C فرض شده است. این دما برای محاسبه شارهای بدنه اتوبوس در نظر گرفته شده است. با توجه به مشخصات ارائه شده توسط شرکت سازنده اتوبوس شبیه‌سازی‌شده و نیز شرایط طرح خارج، طبق محاسبات از شرط مرزی شار ثابت برای شیشه‌های جانبی، دیوارها، سقف و کف اتوبوس به ترتیب برابر با 20، 10، 5 و 5 وات بر متر مربع استفاده شده است. برای محاسبه مقدار شارهای ورودی شیشه‌ها از تحقیقات انجام شده رابین [25] در این زمینه استفاده شده است. همچنین ازشرط شار ثابت 50 وات بر متر مربع روی شیشه جلو اتوبوس استفاده شده است. نرخ متابولیک تمامی افرادی که در اتوبوس هستند در حالت نشسته برابر 1met و مقاومت لباس افراد برابر یک پوشش معمول تابستانه و معادل 0.8 clo فرض شده است. طبق استاندارد اشری [26] برای وسایل نقلیه عمومی، سرعت دریچه‌های ورودی در حالت تهویه جابه‌جایی که در کف اتوبوس واقع شده‌اند برابر 0.16 متر بر ثانیه است و برای تهویه اختلاطی که دریچه‌های ورودی در سقف اتوبوس قرار دارند، سرعت ورودی برابر 0.52 متر بر ثانیه فرض شده‌است. همچنین، در تعیین ابعاد دریچه‌ها و سرعت ورودی، دقت شده است که در هر دو حالت، مقدار 5 لیتر برثانیه به ازای هر نفر هوای تازه تأمین شود و دمای هوای ورودی به نحوی تعیین شده است تا بتواند شرایط آسایش حرارتی کلی در فضای اتوبوس از طریق معیار PMV=0.5 مطابق با استاندارد ملی ایران شماره 14384 [27] برقرار باشد.

4-3- شبکه‌بندی و استقلال حل از شبکه

یکی از بخش‌های مهم فرآیند شبیه‌سازی عددی، شبکه بندی می‌باشد. برای حل مسأله یک شبکه‌بندی سازمان‌یافته ایجاد شده و در طی حل، استقلال حل از شبکه محاسباتی به دقت مورد بررسی قرار گرفته است. بر این اساس،

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

با بررسی روند تغییرات نتایج برای شبکه‌هایی با تراکم مختلف، در نهایت شبکه‌ای با نزدیک به سه میلیون گره محاسباتی انتخاب شده است.

5- صحت‌سنجی نتایج

در تحقیق حاضر برای اطمینان از صحت حل معادلات مومنتوم و انرژی سیال توسط حلگر ایرپک، از مقایسه نتایج حلگر عددی با نتایج تجربی تحقیق لین و همکاران [28] استفاده شده است. نمونه مورد بررسی اتاقی مطابق شکل 6، به طول 3.9 متر، عرض 2.9 متر و ارتفاع 2.6 متر است. شرط مرزی دمایی در نظر گرفته شده برای تمامی دیواره‌ها، عایق است و شار گرمایی سایر تجهیزات موجود در اتاق در جدول 1 آورده شده است. نرخ تعویض هوای ساعتی و دمای ورودی هوا به ترتیب $5.5(\frac{1}{hr})$ و 21°C دما است. همان‌طور که در شکل 7 مشاهده می‌شود در مقایسه‌ی نتایج استخراج شده از حلگر عددی با نتایج تجربی [28] همخوانی نسبتاً مناسبی به چشم می‌خورد که همین امر نشان‌دهنده صحت قابل قبول نتایج است.

6- نتایج و بحث

همانطور که پیش‌تر نیز گفته شد، هدف اصلی از تحقیق حاضر، تحلیل و مقایسه عملکرد دو سیستم تهویه جابه‌جایی کفی و اختلاطی بالاسری در ایجاد شرایط آسایش حرارتی برای سرنشینان یک اتوبوس است. از آنجایی که پوشش لباس فرد برای هر بخش از بدن متفاوت می‌باشد، در نتیجه حساسیت هر بخش از بدن نیز نسبت به شرایط محیط اطراف متفاوت است. از طرفی، دما و سرعت جریان نیز در نزدیکی بخش‌های مختلف بدن یکسان نیست و همین امر می‌تواند سبب ایجاد نارضایتی حرارتی موضعی در بخش‌هایی از بدن شود. به همین دلیل، این نیاز دیده شده است که معیاری مناسب برای بررسی شرایط آسایش حرارتی روی بخش‌های مختلف بدن به کارگرفته شود.

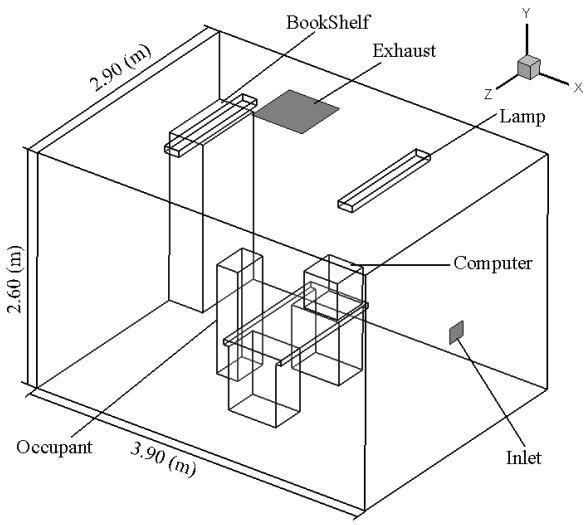


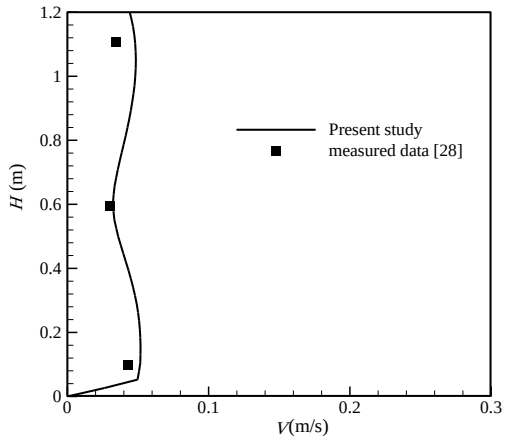
Fig. 6 Schematic of office in study of Lin et al.[28]

شکل 6 شماتیک دفتر کار در تحقیق لین و همکاران [28]

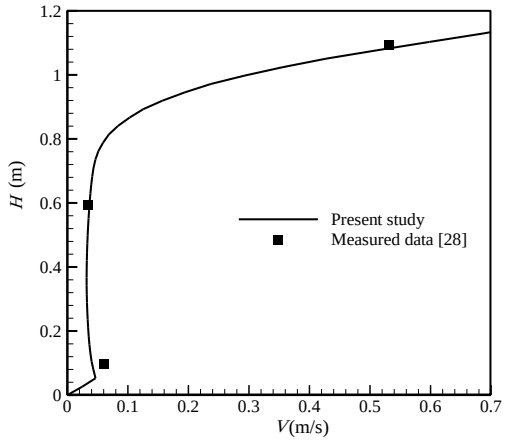
جدول 1 منابع تولید حرارت در دفترکار [28]

Table 1 Internal heat source in office [28]

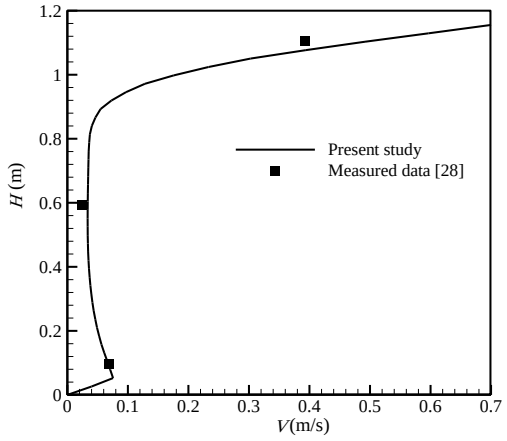
تجهیزات	حرارت تولیدی (W)
فرد نشسته	75
رایانه	180
لامپ فلوئورسنت	72×2



الف) $(x = 0.6\ (\mathrm{m}), y = 1.45\ (\mathrm{m}))$



ب) $(x = 2.95\ (\mathrm{m}), y = 1.45\ (\mathrm{m}))$



ج) $(x = 3.2(\mathrm{m}), y = 1.45\ (\mathrm{m}))$

Fig. 7 measured and simulated velocity profile for various position

شکل 7 مقایسه نتایج مطالعه حاضر و نتایج تجربی سرعت در نقاط مختلف

برای این منظور از مدل آسایش حرارتی 65 نقطه‌ای تانابه برای تحلیل شرایط بخش‌های مختلف بدن استفاده شده است. در سال 2007، نلسون [29] در یک تحقیق وسیع تجربی، موفق به ارائه رابطه (36) شد که توسط آن محدوده دمایی و احساس حرارتی برای هر بخش از بدن در آن محدوده قابل بیان است.

$$t_{\mathrm{eq,zone}} = t_{\mathrm{s}} - R_{\mathrm{T}}(a + b\mathrm{MTV}_{\mathrm{zone}}) \qquad (36)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

که $t_{eq,zone}$ دمای معادل محیط در هر ناحیه بر حسب درجه سلسیوس، t_s دمای سطح آدمک حرارتی (در پژوهش وی 34 درجه سلسیوس)، R_T مقاومت حرارتی کلی پوشش روی هر بخش (شامل مقاومت حرارتی لباس و هوا)، a و b ثابت‌های رگرسیون خطی برای هر بخش از بدن و MTV_{zone} میانگین آراء برای هر بخش می‌باشد [29].

در این مطالعه قید استفاده شده برای تعیین دمای مناسب هوای ورودی از دریچه‌ها به ازای سرعت معلوم، شاخص میانگین رای افراد در احساس حرارتی (PMV) می‌باشد که در این مطالعه مقدار در نظر گرفته شده برای هر دو حالت تهویه اختلاطی بالاسری و جابه‌جایی کفی برابر 0.5 می‌باشد و مطابق شکل 8 این مقدار برای افراد ردیف چهارم نسبت به سایر ردیف‌ها نزدیک‌تر به 0.5 است. شکل 9 نحوه توزیع دما را برای افراد نشسته در ردیف چهارم نشان می‌دهد و همان‌طور که مشاهده می‌شود در تهویه جابه‌جایی کفی به‌دلیل وجود دریچه‌های ورودی در کف اتوبوس و اثرات شناوری، دمای هوا در ناحیه پا و ساق افراد در مقایسه با سایر بخش‌های بدن پایین‌تر است، در حالی‌که در تهویه اختلاطی اختلاف دمایی قسمت ساق و پا در مقایسه با ناحیه سر تنها 2°C است و گرادیان عمودی دمایی در این حالت نسبت به تهویه جابه‌جایی کفی کمتر رخ می‌دهد. در تهویه اختلاطی بالاسری دمای هوا در ناحیه سر 24°C است و همان‌طور که در شکل‌های 10 و 11 دیده می‌شود در ناحیه خنثی قرار دارد، در حالی‌که در تهویه جابه‌جایی کفی دما محیط اطراف سر 26°C بوده که دیگر در ناحیه خنثی نمی‌باشد. با توجه به شکل 8- الف با وجود این‌که فرد مستقر در موقعیت A به دیواره و شیشه اتوبوس نزدیک است، اما نواحی پا و ساق در تهویه جابه‌جایی کفی در مقایسه با تهویه اختلاطی بالاسری در ناحیه خنثی می‌باشد.

شکل‌های 11 و 12 بیانگر دمای معادل بخش‌های مختلف بدن برای اشخاص مستقر در موقعیت‌های A و B است و با توجه به اینکه برای ناحیه حضور افراد PMV=0.5 است، اکثر بخش‌های بدن در ناحیه گرم بوده، اما در شرایط آسایشی به سر می‌برند.

در شکل 11 بخش های سمت راست شخص (پا، ساق، ران، دست، ساعد و بازو) به دلیل نزدیک بودن به دیواره و شیشه اتوبوس، دارای دمای بیشتری نسبت به سمت دیگر بدن شخص می‌باشند که در شکل 12 به دلیل فاصله بیشتر شخص از شیشه و دیواره این اختلاف دمایی کمتر دیده می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود که دمای بخش‌های مختلف بدن فرد مستقر در موقعیت B (کنار راهرو) در مقایسه با فرد مستقر در موقعیت A (کنار پنجره) به محدوده دمای طبیعی نزدیک‌تر است. مطابق شکل 8-ب و همان‌طور که

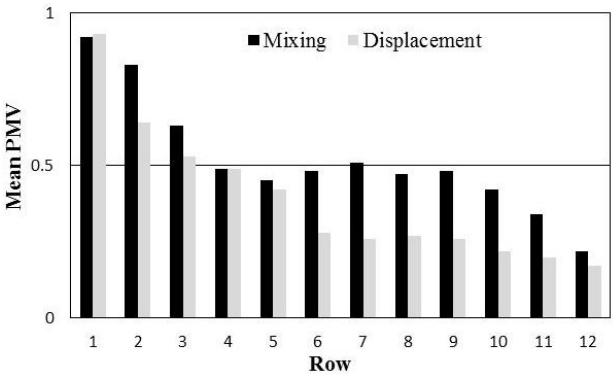


Fig 8 PMV mean difference in all rows

شکل 8 تغییرات متوسط میانگین رای افراد در تمام ردیف‌ها

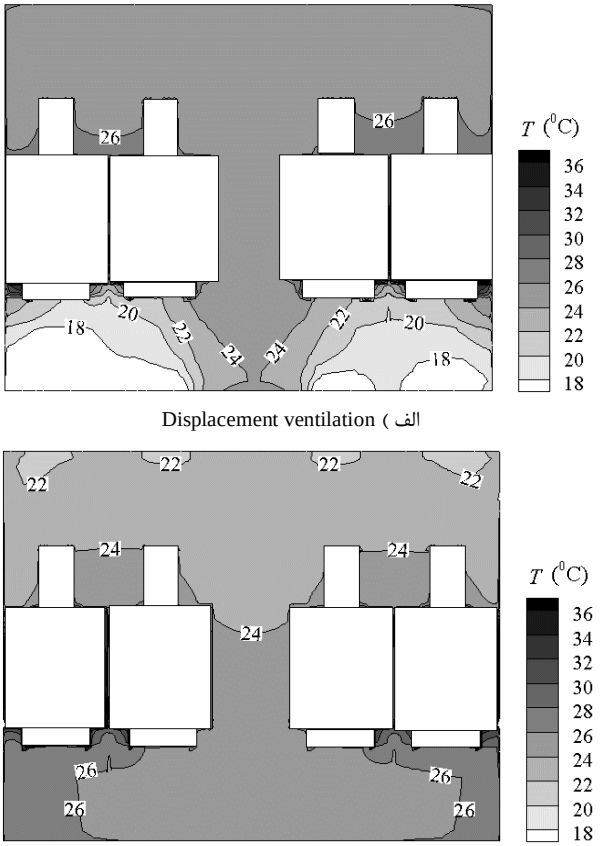


Fig 9 Temperature distribution in 4th row

شکل 9 توزیع دما برای افراد ردیف چهارم

گفته شد در تهویه اختلاطی بالاسری گرادیان عمودی دما در مقایسه با تهویه جابه‌جایی کفی کمتر است که به طور واضح در شکل 12 برای شخص مستقر در موقعیت B (که در شرایط یکنواخت‌تری قرار دارد) دیده می‌شود که دمای بخش‌های مختلف بدن به یکدیگر نزدیک‌تر می‌باشند.

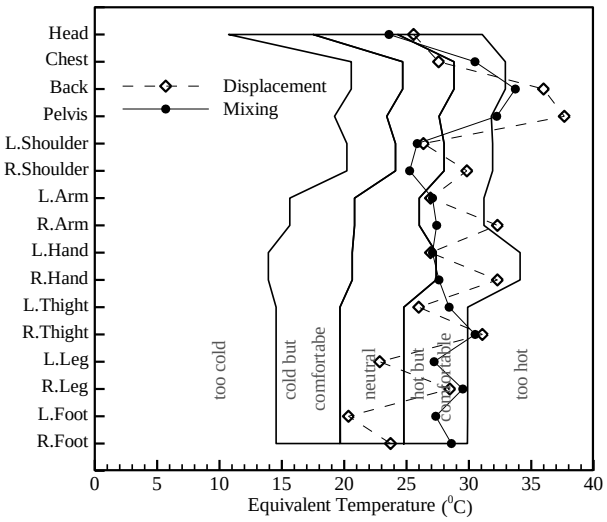


Fig 10 Equivalent temperature of body segment in mixing and displacement ventilation for position A

شکل 10 دمای معادل بخش‌های مختلف بدن در تهویه اختلاطی و جابجایی نفر اول ردیف چهارم

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

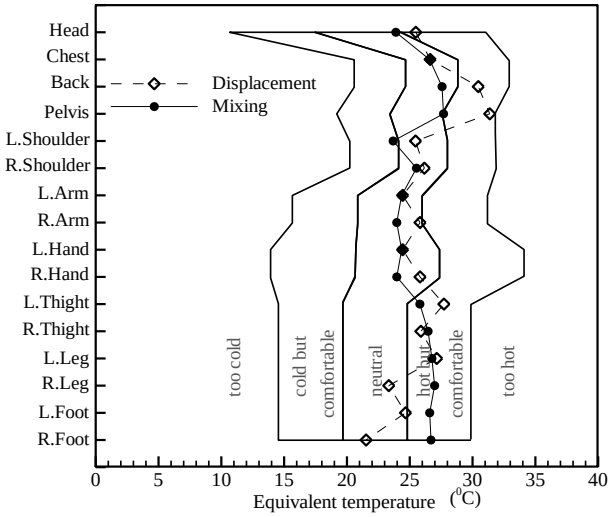


Fig 11 Equivalent temperature of body segment in mixing and displacement ventilation for position B

شکل 11 دمای معادل بخش‌های مختلف بدن در تهویه اختلاطی و جابجایی برای فرد مستقر در موقعیت B

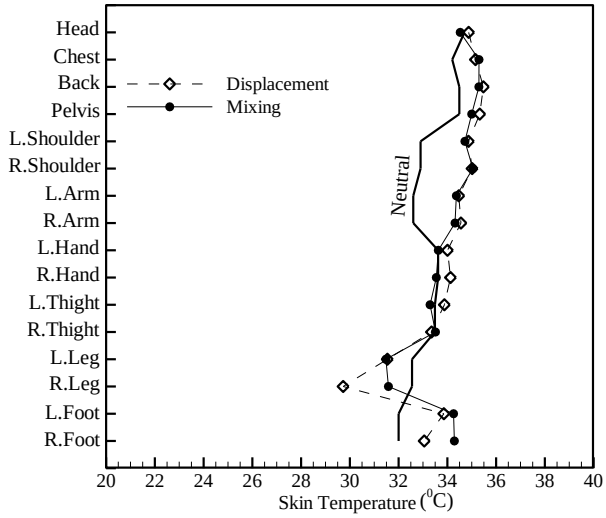


Fig 13 Comparison of skin temperature with neutral temperature of body segment in mixing and displacement ventilation for position B

شکل 13 مقایسه دمای پوست با دمای خنثی برای بخش‌های مختلف بدن در تهویه اختلاطی و جابجایی برای فرد مستقر در موقعیت B

با آزمایشاتی که جین و همکاران [30] در سال 2012 انجام دادند دمای خنثی پوست بخش‌های مختلف بدن استخراج گردید. در شکل‌های 12 و 13 با دمای سطح پوست بدست‌آمده از مدل 65 نقطه‌ای تانابه برای افراد مستقر در موقعیت‌های A و B با شرایط بیان شده مقایسه شده‌است. همان‌طور که در شکل 12 می‌توان دید، دمای بخش‌های سمت نزدیک به دیواره کماکان گرم‌تر از بخش‌های سمت دیگر است و هم‌چنین به دلیل استفاده از مقدار PMV=0.5 در تنظیم دمای هوای ورودی از دریچه‌ها، دمای سطح پوست اکثر بخش‌های بدن در دمایی بالاتر از دمای خنثی قراردارند.

7- جمع بندی و نتیجه‌گیری

در این تحقیق دو سیستم تهویه جابه‌جایی کفی و تهویه اختلاطی بالاسری از لحاظ ایجاد شرایط آسایش حرارتی کلی و موضعی برای افراد در داخل یک اتوبوس به‌عنوان یک وسیله نقلیه عمومی مورد بررسی قرار گرفته است. برای بررسی این موضوع ابتدا بر طبق استاندارد اشری [26] برای وسایل نقلیه عمومی، 5 لیتر هوا در ثانیه به ازای هر نفر تامین شده و بعد از آن با رعایت قید آسایش PMV=0.5، دمای هوای ورودی از دریچه‌ها به روش سعی و خطا محاسبه می‌شود، نهایتا عملکرد این دو سیستم به کمک مدل 65 نقطه‌ای تانابه و همکاران[21] مورد بررسی قرار می‌گیرند. نتایج تحقیق حاضر را می‌توان بصورت زیر خلاصه کرد:

- در تهویه اختلاطی بالاسری گرادیان عمودی دما در مقایسه با تهویه جابه‌جایی کفی کمتر است.
- دمای سطح پوست بیشتر بخش‌های بدن افرادی که نزدیک پنجره هستند نسبت به افرادی که نزدیک راهرو هستند بالاتر از دمای خنثی است.
- سیستم تهویه اختلاطی بالاسری در مقایسه با سیستم تهویه جابه‌جایی کفی، توزیع دمای یکنواخت‌تری را ایجاد کرده و دمای اکثر بخش‌های مختلف بدن در ناحیه آسایش و نزدیک به دمای خنثی است.
- با وجود شرایط غیر یکنواخت در فضای داخل اتوبوس، به‌دلیل وجود شار حرارتی از دیوارها و شیشه‌ها، تهویه اختلاطی بالاسری توزیع دمایی یکنواخت‌تری را در ناحیه حضور فرد ایجاد می‌کند که این در ایجاد شرایط آسایش حرارتی بخش‌های مختلف موثرتر است.

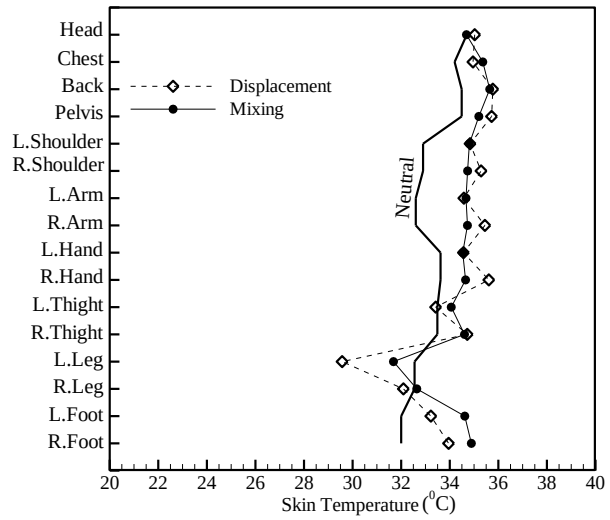


Fig 12 Comparison of skin temperature with neutral temperature of body segment in mixing and displacement ventilation for position A

شکل 12 مقایسه دمای پوست با دمای خنثی برای بخش‌های مختلف بدن در تهویه اختلاطی و جابجایی برای فرد مستقر در موقعیت A

8- فهرست علایم

A_{Du}	مساحت سطح تمام بدن (m^2)
$A_{\mathrm{Du}}(i)$	مساحت سطح هر بخش (m^2)
$B(i,j)$	نرخ تبادل حرارت مابین خون و گره (i,j) (W)
$BF(i,j)$	نرخ جریان خون (1/h)
$BFB(i,j)$	نرخ جریان بنیانی خون (1/h)
$C(i,j)$	ظرفیت گرمایی (Wh/℃)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

C_{ch}	ضریب کنترل لرز برای لایه مرکزی بخش سر(W/℃)
$C_d(i,j)$	هدایت گرمایی گره(i,j) و گره همسایه(W/℃)
C_{dl}	ضریب کنترل اتساع عروق برای لایه مرکزی بخش سر (1/h ℃)
$C_h(i,j)$	حرارت تولید شده توسط لرز (W)
$Chilf(i,j)$	ضریب پخش حرارت تولیدی توسط لرز در لایه ماهیچه
$Cld(i,j)$	سیگنال سرد (℃)
$Clds$	سیگنال سرد یکپارچه (℃)
C_{st}	ضریب کنترل اتساع عروق لایه مرکزی سر(1/ ℃)
C_{sw}	ضریب کنترل تعرق لایه مرکزی سر (W/℃)
$D(i,j)$	نرخ تبادل حرارت رسانش با لایه مجاور (W)
D_L	سیگنال اتساع عروق (1/h)
$E(i,4)$	اتلاف حرارت تبخیری از سطح پوست (W)
$E_b(i,4)$	اتلاف حرارت توسط پخش بخار آب در پوست (W)
$E_{max}(i)$	ماکزیمم اتلاف حرارت تبخیری (W)
$E_{sw}(i,4)$	اتلاف حرارت از طریق تبخیر عرق برروی پوست (W)
$Err(i,j)$	سیگنال خطا (℃)
$f_{cl}(i)$	فاکتور سطح لباس
$F(i,j)$	نرخ تغییرات دما (℃/h)
$h_c(i)$	ضریب انتقال حرارت جابجایی(W/m²℃)
$h_e(i)$	ضریب انتقال حرارت تبخیری از سطح پوست (W/m²kPa)
$h_r(i)$	ضریب انتقال حرارت تشعشعی(W/m²℃)
$h_t(i)$	ضریب انتقال حرارت کلی از سطح پوست (W/m²℃)
i	شمارشگر تعداد بخش $(1-16)$
$i_{cl}(i)$	مقاومت تبخیری لباس
$I_{cl}(i)$	مقاومت حرارتی لباس (clo)
j	شمارشگر تعداد لایه $(1-4)$
$km(i,4)$	فاکتور محلی
LR	ضریب لوییس (℃/kPa)
M	نرخ متابولیسم کل بدن (met)
$Metf(i)$	ضریب پخش لایه ماهیچه در تولید حرارت از کار خارجی
P	فشار(kPa)
$p_a(i)$	فشار بخار محیط (kPa)
PMV	شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده (بی بعد)
PPD	شاخص درصد نارضایتی افراد (٪)
$p_{sk,s}(i)$	فشار بخار اشباع روی سطح پوست (kPa)
P_{ch}	ضریب کنترل لرز لایه مرکزی سر و لایه پوست هر بخش(W/℃²)
P_{dl}	ضریب کنترل اتساع عروق لرز لایه مرکزی سر و لایه پوست هر بخش (1/h℃²)
P_{st}	ضریب کنترل انقباض عروق لرز لایه مرکزی سر و لایه پوست هر بخش (1/℃²)
P_{sw}	ضریب کنترل تعرق سیگنال‌های لایه مرکزی سر و لایه پوستی هر بخش (W/℃²)
$Q(i,j)$	نرخ تولید حرارت (W)
Q_b	نرخ متابولیسم بنیانی کل بدن (met)
$Q_b(i,j)$	نرخ متابولیسم بنیانی(W)
$Q_t(i,j)$	نرخ تبادل حرارت جابجایی و تشعشعی سطح پوست و محیط (W)
$RATE(i,j)$	حساسیت پویا حسگرها (h)
$RES(2,1)$	اتلاف حرارت از طریق تنفس (W)
S	جمله چشمه (N/m³)
S_{ch}	ضریب کنترل لرز لایه پوستی هر بخش (W/ ℃)
S_{dl}	ضریب کنترل اتساع عروق لایه پوستی هر بخش(1/h℃)
$SKINC(i)$	ضریب توزیع لایه پوست برای سیگنال انقباض عروق
$SKINR(i)$	ضریب وزنی سیگنال‌های سنسور یکپارچه
$SKINS(i)$	ضریب توزیع لایه پوستی برای تعرق
$SKINV(i)$	ضریب توزیع لایه پوستی برای انقباض عروق
S_{st}	ضریب کنترل انقباض عروق لایه پوست هر بخش(1/ ℃)
S_{sw}	ضریب کنترل تعرق در لایه پوست هر بخش(W/ ℃)
S_T	سیگنال انقباض عروق
$t_a(i)$	دمای هوا در ناحیه سر (℃)
$t_o(i)$	دمای عملکردی (℃)
$T(65)$	دمای خون در مرکز بدن (℃)
$T(i,j)$	دما هر گره (℃)
T_{rd}	دمای متوسط تابش (℃)
$T_{set}(i,j)$	دما مبنا (℃)
V	سرعت (ms⁻¹)
$W(i,j)$	کار خارجی (W)
$Wrm(i,j)$	سیگنال گرم (℃)
$Wrms(i,j)$	سیگنال گرم یکپارچه (℃)

علائم یونانی

α	نفوذ حرارتی(m²/s)
β	ضریب انبساط حجمی(1/K)
ρC	ظرفیت گرمایی حجمی خون ((Wh/(1℃))
μ	ضریب لزجت دینامیکی(kg/ms)

9- مراجع

[1] M. Simion, L. Socaciu, P. Unguresan, Factors which influence the thermal comfort inside of vehicles, *Energy Procedia*, Vol. 85, No. 1, pp. 472-480, 2016.

[2] H.B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, Second Edittion, pp. 82-89, London: Taylor & Francis e-Library, 2005.

[3] Y. Cheng, Z. Lin, Experimental study of airflow characteristics of stratum ventilation in a multi-occupant room with comparison to mixing ventilation and displacement ventilation, *Indoor Air*, Vol. 25, No. 6, pp. 662-671, 2015.

[4] M.H. Fatollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasdarshahri, Investigating the effect of supply air temperature on thermal comfort and indoor air quality for a displacement ventilated room in summer, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 9, pp. 35-44, 2014. (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]

[18] Z. Zhang, W. Zhang, Z. Zhai, Q. Chen, Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part-2: comparison with experimental data from literature, *HVAC&R Research*, Vol. 13, No. 6, pp. 871-886, 2007.

[19] M. Wang, Q. Chen, Assessment of various turbulence models for transitional flows in enclosed environment, *HVAC&R Research*, Vol. 15, No. 6, pp. 1099-1123, 2009.

[20] S.A. Orszag, V. Yakhot, Renormalization Group Analysis of Turbulence, *Journal of Scientific Computing*, Vol. 1, No. 1, pp. 3-8, 1986.

[21] S. I. Tanabe, K. Kobayashi, J. Nakano,Y. Ozeki, M. Konishi, Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD), *Energy and Building*, Vol. 34, No. 6, pp. 637-646, 2002.

[22] J. A. J. Stolwijk, *Mathematical model of thermoregulation, physiological and behavioral temperature regulation*, pp. 703-721, Illinois: Charles C.Thomas Publication, 1970, (chapter 48).

[23] J.A.J. Stolwijk, A Mathematical Model of Physiological Temperature Regulation in Man,Washington, DC: National Aeronautics and Space Administration, 1971. (NASA contractor report, *NASA*, CR-1855)..

[24] M. Ichihara, M. Saitou, M. Nishimura, S. Tanabe, Measurment of convective and radiative heat trensfer coefficients of standing and sitting human body by using a thermal manikin, *Journal of Architectural Planning and Enviromental Engineering (AIJ)*, Vol. 501, No. 3, pp. 45-51, 1997.

[25] M. Rubin, *Calculating heat transfer through windows*, *Energy Research*, Vol. 6, No. 2, pp. 341-349, 1982.

[26] ASHRAE, *handbook HVAC application*, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 2015.

[27] ISIRI 14384, *Determination of thermal comfort PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*, ICS:13.180: Institute of Standards and Industrial Research of Iran, 2012. (in Persian فارسی)

[28] Z. Lin, L. Tian, Q. Wang, T.T. Chow, Experimental and numerical study of room airflow under stratum ventilation, *Building and Enviroment*, Vol. 46, No. 1, pp.235-244, 2011.

[29] O. Nilsson, Thermal comfort evaluation with virtual manikin methods, *Building and Enviroment*, Vol. 42, No. 12, pp.4000-4005,2007.

[30] Q. Jin, X. Li, L. Duanma, H. Shu, Y. Sun, Q. Ding, predictive model of local and overall thermal sensation for non-uniform enviroments, *Building and Enviroment*, Vol. 51, No. 1, pp. 330-344, 2012.

[5] M. H. Kim, D.H. Lee, Y.K. Lee, A Numerical Analysis on the Optimum Distribution of an Air-Conditioning Duct with Multiple Outlets in a Medium Bus, *SAE Technical Paper*, 2001.

[6] M. K. Mansour, M. Musa, M. Hassan, Kh. Saqr, Development of novel control strategy for multiple circuit, roof top bus air conditioning system in hot humid countries, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 6, pp. 1455-1468, 2008.

[7] T.-P. Lin, R.-L. Hwang, K.-T. Huang, C.-Y. Sun, Y.-C. Huang, Passenger thermal perceptions, thermal comfort requirements, and adaptations in short- and long-haul vehicles, *International Journal of Biometeorology*, Vol. 54, No. 3, pp. 221-230, 2010.

[8] Y. Riachi, D. Clodic, A numerical model for simulating thermal comfort prediction in public transportation buses, *International Journal of Environmental Protection and Policy*, Vol. 2, No. 1, pp. 1-8, 2014.

[9] U. Pala, H. Ridvan, An investigation of thermal comfort inside a bus during heating period within a climatic chamber, *Applied Ergonomics*, Vol. 48, No. 1, pp. 164-176, 2015.

[10] N. Daithankar, K. Udawant, N. Karanth, Prediction of Thermal Comfort Inside a Midibus Passenger Cabin Using CFD and Its Experimental Validation, S*AE Technical Paper*, 2015.

[11] Z. Lin, T.T. Chow, K.F. Fong, Q. Wang, Y. Li, Comparison of performances of displacement and mixing ventilations (Part I): thermal comfort, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 2, pp. 276-287, 2005.

[12] G. He, X. Yang, H. Srebric, Removal of contaminants released from room surfaces by displacement and mixing ventilation: modeling and validation, *Indoor Air*, Vol. 15, No. 5, pp. 367-380, 2005.

[13] G. Smedje, M. Mattsson, R. Walinder, Comparing mixing and displacement ventilation in classrooms: pupils perception and health, *Indoor Air*, Vol. 21, No. 6, pp. 454-461, 2011.

[14] K. Khankari, A comparative analysis of displacement ventilation with the overhead mixing systems, *ASHRAE Transactions*, Vol. 119, No. 1, pp. 1-7, 2013.

[15] J. Yuan, L. Wong, Z. He, X. Liu, The Research of Performance Comparison of Displacement and Mixing Ventilation System in Catering Kitchen, *Journal of Environmental Protection*, Vol. 4, No. 6, pp. 638-646, 2013.

[16] X. Shan, J. Zhou, V.W.-C. Chang, E.H. Yang, Comparing mixing and displacement ventilation in tutorial rooms: Students' thermal comfort, sick building syndromes, and short-term performance, *Building and Environment*, Vol. 102, No. 1, pp. 128-137, 2016.

[17] Q. Chen, Comparison of different k-e models for indoor air flow computations, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, Vol. 28, No. 3, pp. 353-369, 1995.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.2.17.9]