



کاهش اثرات نامطلوب عدم تقارن تابشی برای مسافران اتوبوس از طریق عدم تقارن وزشی تحت شرایط تابستانه

سید علیرضا ذوالفقاری^{۱*}، حسن حسن‌زاده^۱، محمد رئیسی^۲ و مرتضی طاهری^۲

^۱ استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۱۰/۲۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۱۲/۲۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۱/۲۹

چکیده

بهبود شرایط آسایش حرارتی در وسایل نقلیه، بخصوص در وسایل نقلیه عمومی، به دلیل محدودیت‌های طراحی در جانمایی دریچه‌ها، جمعیت زیاد و یکسان نبودن شرایط برای تمامی افراد، همواره با چالش‌های زیادی روبرو است. در این تحقیق، تاثیر هم‌پوشانی عدم تقارن حرارتی و وزشی بر ایجاد شرایط حرارتی یکنواخت کلی و موضعی برای مسافران اتوبوس، توسط مدل ۶۵ نقطه‌ای آسایش حرارتی، مورد بررسی قرار گرفته است؛ همچنین، دمای هوای ورودی چنان تنظیم شده که بتواند شاخص میانگین رأی افراد را در محدوده مجاز نگه دارد؛ همچنین، برای حل معادلات جریان و انرژی از حلگر ایرپک و برای معادلات آسایش حرارتی موضعی، از کد نویسی عددی استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که تحت شرایط عدم تقارن حرارتی لازم است تا از یک الگوی توزیع جریان غیرمتقارن به منظور تأمین احساس حرارتی یکنواخت‌تر برای مسافران استفاده شود. در این صورت دمای هوا در ناحیه سر افراد در حدود ۲۲ °C است که در مقایسه با الگوی جریان متقارن، در حدود ۲ °C کمتر است. نتایج مدل ۶۵ نقطه‌ای نشان می‌دهد که استفاده از یک الگوی توزیع غیرمتقارن در اتوبوسی با شرایط حرارتی غیرمتقارن و سیستم تهویه اختلاطی، عملکرد مطلوب‌تری دارد و دمای سطح پوست در این حالت، به حالت خنثی نزدیک‌تر است.

کلمات کلیدی: اتوبوس؛ عدم تقارن حرارتی؛ تهویه اختلاطی؛ آسایش حرارتی موضعی؛ مدل آسایش ۶۵ نقطه‌ای.

Reducing the Undesirable Effects of Thermal Asymmetry for a Bus Passengers by Using Airflow Asymmetry under Summer Conditions

S. A. Zolfaghari^{1,*}, H. Hassanzadeh¹, M. Raeesi², M. Taheri²

¹ Assistant Professor., Mech. Eng., University of Birjand, Birjand, Iran

² M.Sc. Student, Mech. Eng., University of Birjand, Birjand, Iran

Abstract

Improving thermal comfort in vehicles, especially in public transport due to design constraints in locating inlet diffusers, overpopulation and difference condition for passengers, is always faced with many challenges. In this paper, the effect of thermal asymmetry on the sensation of passenger inside a bus with overhead mixing ventilation system in three different air distribution patterns is studied by using the 65-nodes thermal comfort model. Moreover, the inlet air temperature has been set at the value which can maintain the passengers' predicted mean votes within the allowable range. Also, the Airpak solver has been utilized for solving the flow and energy equations; and a numerical code has been developed for solving the local thermal comfort equations. The results show that under thermal asymmetry conditions, it is necessary to use an asymmetric air distribution in order to provide more uniform thermal sensation for the passengers. In this case, air temperature of the head segment is about 22°C which is less about 2°C in symmetric flow pattern. The results of 65-nodes model show that using an asymmetrical distribution pattern in the mixing ventilation system improving its performance and under the mentioned conditions, the skin temperature is closer to neutral skin temperature.

Keywords: Bus; Thermal Asymmetry; Mixing Ventilation; Local Thermal Comfort; 65-Nodes Comfort Model.

۱- مقدمه

یکی از رایج‌ترین وسایل نقلیه عمومی بین شهری، اتوبوس است که تامین شرایط آسایش حرارتی مسافران در آن به خصوص در فواصل طولانی مدت، از اهمیت بالایی برخوردار است. فضای داخل اتوبوس، جزء فضاهای پرجمعیت محسوب شده و حرارت غیریکنواخت ورودی از طریق شیشه‌ها، سقف و کف و همچنین وجود مسافرانی با جنیست و جثه مختلف، تامین آسایش حرارتی برای آن‌ها را دشوار می‌کند. یکی از عوامل شاخص که می‌تواند باعث عدم آسایش حرارتی در این فضاها شود، تابش غیرمتقارن خورشید به ویژه در روزهای گرم تابستان است. تابش غیریکنواخت باعث می‌شود، شار حرارتی ورودی از یک سمت اتوبوس بیش‌تر از سمت دیگر شود. ورود شار حرارتی غیریکنواخت به اتوبوس، باعث می‌شود که سیستم تهویه که برای شرایط یکنواخت طراحی شده است، نتواند شرایط مناسب و یکنواختی از نظر آسایش حرارتی ایجاد کند و رضایت همه مسافران را تأمین نماید.

با وجود اهمیت این موضوع، تحقیقات چندانی در این زمینه انجام نشده است. شک و چان [۱]، توسط روش پیمایش میدانی (تهیه پرسش‌نامه) و اندازه‌گیری همزمان کمیت‌های فیزیکی مانند، دمای هوا، رطوبت نسبی و سرعت هوا به بررسی آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل اتوبوس پرداختند. آن‌ها به کمک داده‌های جمع‌آوری شده در این تحقیق، مدلی را برای تعیین درصد نارضایتی مسافران ارائه کردند. منصور و همکاران [۲]، جهت صرفه‌جویی انرژی و افزایش آسایش حرارتی مسافران یک اتوبوس، کنترل یک سیستم تهویه جدید از سقف را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها ضمن استفاده از مدل آسایش حرارتی یک نقطه‌ای، عملکرد سیستم تهویه جدید و سیستم متداول را مقایسه کردند. لین و همکاران [۳]، به ارزیابی آسایش حرارتی مسافران اتوبوس و قطار در مسیرهای کوتاه مدت و بلند مدت با استفاده از روش پیمایش میدانی همراه با اندازه‌گیری کمیت‌های فیزیکی مانند، دمای هوا، رطوبت نسبی و سرعت هوا پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که دمای هوای بالا، تابش‌های خورشیدی شدید و جابه‌جایی هوای کم، دلایل احساس حرارتی نامطلوب مسافران است. دیتان‌کار و همکاران [۴]، روشی را برای پیش‌بینی آسایش حرارتی داخل اتوبوس ارائه نمودند و نشان

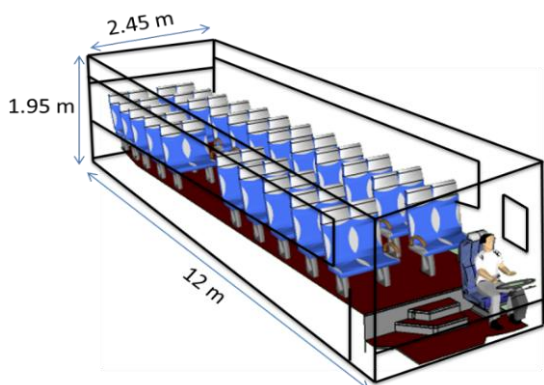
دادند که روش ارائه شده، برای سرمایش در شرایط آب و هوایی گرم، تطابق بیش‌تری با داده‌های تجربی دارد. آن‌ها همچنین به منظور بهبود آسایش حرارتی مسافران، محل استقرار دریچه‌ها و اندازه آن‌ها را اصلاح کردند؛ همچنین، پالا و ریدوان [۵]، به بررسی آسایش حرارتی داخل یک اتوبوس در شرایط آب و هوایی گرم با استفاده از مدل آسایش حرارتی دو نقطه‌ای 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 ارائه کردند.

هدف اصلی این پژوهش، بررسی تاثیر شرایط وزشی غیرمتقارن داخل اتوبوس، به عنوان یک محیط با شرایط حرارتی غیریکنواخت است که طبق تحقیقات ونکن و همکاران [۶] داخل کابین خودرو، به دلیل شرایط حرارتی غیریکنواخت حاکم، دمای پوست و احساس حرارتی بخش‌های مختلف بدن مسافران کاملاً متفاوت است.

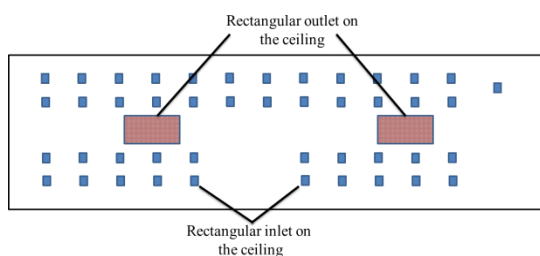
همانطور که از مرور تحقیقات پیشین برمی‌آید، بررسی احساس حرارتی افراد در شرایط غیریکنواخت حرارتی در اتوبوس، تاکنون چندان مورد توجه قرار نگرفته است. از طرفی، امکان وقوع غیریکنواختی حرارتی در اتوبوس به ویژه به دلیل وجود تابش‌های ورودی، می‌تواند بسیار محتمل باشد. بر این اساس، هدف از تحقیق حاضر، بررسی شرایط حرارتی غیریکنواخت برای مسافران یک اتوبوس و بررسی امکان به حداقل رساندن این غیریکنواختی حرارتی، توسط ایجاد یک غیر یکنواختی وزشی و جریانی است. به بیان دیگر، در این تحقیق سعی شده است تا اثرات جریان غیریکنواخت در اتوبوس (تأمین سرعت هوای بیش‌تر از دریچه‌هایی که در سمت گرم‌تر اتوبوس قرار دارند و هوای کم‌تر از دریچه‌های سمت دیگر اتوبوس) و هم‌پوشانی متقابل آن بر شرایط غیریکنواخت حرارتی، مورد بررسی قرار گیرد.

۲- فضای نمونه

اتوبوس مورد استفاده در پژوهش حاضر، اتوبوس اسکانیا مدل ۴۲۱۲ است که یکی از رایج‌ترین اتوبوس‌های مورد استفاده در ایران است. این اتوبوس دارای طول، عرض و ارتفاع به ترتیب، ۱۲، ۲/۴۵ و ۱/۹۵ متر است. گنجایش این اتوبوس،



شکل ۱- شماتیک فضای نمونه



شکل ۲- جانمایی دریچه‌های ورودی و خروجی

جدول ۱- شار ورودی از بخش‌های مختلف اتوبوس

بخش اتوبوس	شار ورودی (Wm^{-2})
شیشه‌های سمت چپ	۶۰
شیشه جلو	۵۰
شیشه‌های سمت راست و عقب	۲۰
دیواره‌های جانبی	۱۰
سقف و کف	۵

جدول ۲- سرعت هوا ورودی در سه حالت مختلف

حالت‌ها	سرعت هوا در دریچه‌های سمت چپ (m/s)	سرعت هوا در دریچه‌های سمت راست (m/s)
حالت ۱	۱/۰۴	۱/۰۴
حالت ۲	۲/۰۸	۰
حالت ۳	۱/۵۶	۰/۵۲

۳-۱- معادلات بقا

معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی برای جریان پایا، غیر قابل تراکم با خواص ثابت به صورت زیر هستند.
معادله بقای جرم:

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

۴۴ مسافر بوده که با احتساب راننده به ۴۵ نفر می‌رسد. در شکل ۱، شماتیک اتوبوس و نحوه چیدمان صندلی‌های آن نشان داده شده است.

در این تحقیق، برای مدل‌سازی اتوبوس و بدست آوردن شار حرارتی از دیواره‌ها، دمای محیط اطراف $35^{\circ}C$ فرض شده است و برای محاسبه شار حرارتی از دیواره‌ها، از مشخصات ارائه شده توسط شرکت سازنده اتوبوس استفاده شده است. تابش غیرمستقیم از طریق شیشه‌های یک سمت در طول روز، باعث ورود شار حرارتی بیش‌تری به داخل اتوبوس می‌شود. بر اساس محاسبات و فرضیات انجام شده، شار ورودی از بخش‌های مختلف اتوبوس، در جدول ۱ آورده شده است همچنین، نرخ متابولیک تمامی افرادی که در اتوبوس هستند، در حالت نشسته برابر ۱ met و مقاومت لباس افراد برای یک پوشش معمول تابستانه و معادل ۰/۸ clo در نظر گرفته شده است. هوای ورودی به اتوبوس از ۴۵ دریچه مستطیل شکل کوچک با ابعاد ۰/۱۲ متر در ۰/۰۸ متر از بالای سر وارد شده و از دو دریچه مستطیلی بزرگ با ابعاد ۰/۵۰ متر در ۰/۹۵ متر در سقف راهرو خارج می‌شوند. جانمایی دریچه‌های ورودی و خروجی سیستم تهویه، در شکل ۲ نشان داده شده است؛ همچنین، نرخ هوای ورودی برابر با ۱۰ لیتر بر ثانیه به ازای هر نفر (۵ لیتر هوای تازه طبق استانداردهای تهویه [۱۸] و ۵ لیتر بر ثانیه هوای برگشتی از کابین) در نظر گرفته شده است. به منظور برقراری شرایط حرارتی یکنواخت داخل اتوبوس، سه حالت مختلف در نظر گرفته شده است. در حالت اول، هوای ورودی به فضا از همه دریچه‌ها با یکدیگر برابرند، در حالت دوم همه هوای ورودی از سمتی وارد فضا می‌شوند که تابش خورشیدی وجود دارد و نهایتاً در حالت سوم هوا بطور نامساوی از دو طرف وارد فضا می‌شوند؛ یعنی دو سوم هوای از سمت تابش خورشیدی و یک سوم آن از سمت مقابل وارد فضا می‌شوند. سرعت هوای ورودی در هر سه حالت، در جدول ۲ آورده شده است.

۳-۲ معادلات حاکم

معادلات حاکم شامل، معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی و همچنین معادلات مربوط به آسایش حرارتی است که در ادامه مورد بحث قرار می‌گیرند.

معادلات بقای اندازه حرکت:

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

معادله بقای انرژی:

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T + s_T \quad (3)$$

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 رابطه (۴) 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 آشفتنه به صورت حاصل جمع لزجت مطلق سیال و لزجت توربولانسی سیال بیان می‌شود.

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

روش‌های مختلفی برای مدل‌سازی μ_t در جریان آشفتنه توسعه یافته است. مطالعات انجام شده در مورد مقایسه کارایی مدل‌های مختلف آشفتگی نشان می‌دهد که مدل $k - \epsilon$ RNG برای فضاهای بسته کارایی مناسبی دارد [۷]. بنابراین با توجه به فضای مورد مطالعه در این پژوهش، از مدل آشفتگی $k - \epsilon$ RNG استفاده شده است [۸ و ۹]. معادلات مربوط به این مدل در مرجع [۱۰] آورده شده است.

۳-۲- معادلات آسایش حرارتی کلی

از آنجایی که لازم است تا دمای هوای ورودی از دریچه‌ها به نحوی تعیین شود تا شرایط آسایش حرارتی کلی و متوسط-گیری شده برای ساکنان اتوبوس برقرار باشد، لذا باید از یک مدل استاندارد آسایش حرارتی بهره گرفت. برای این منظور، از مدل آسایش حرارتی فنگر [۱۱] که یکی از معروف‌ترین و پرکاربردترین مدل‌های آسایش کلی محسوب می‌شود و از آن در استانداردهای اشری ۵۵ [۱۲] و ایزو ۷۷۳۰ [۱۳] یاد شده، استفاده شده است. معادلات مربوط به این مدل آسایش حرارتی، در مرجع [۱۱] آورده شده است.

۳-۳- معادلات مدل آسایش حرارتی موضعی

در تحقیق حاضر، برای بررسی شرایط آسایش حرارتی موضعی از مدل ۶۵ نقطه‌ای تانابه [۱۴] استفاده شده که توسعه یافته مدل استالویچ [۱۵ و ۱۶] است. در مدل ۶۵

نقطه‌ای، بدن به شانزده بخش (به ترتیب سر، سینه، پشت، لگن، بازوی چپ، بازوی راست، ساعد چپ، ساعد راست، دست چپ، دست راست، ران چپ، ران راست، ساق چپ، ساق راست، پای چپ، پای راست) تقسیم می‌شود که هر بخش دارای چهار لایه (مرکز، ماهیچه، چربی و پوست) است و ۶۵ امین نقطه، خون است که ارتباط دهنده بین اجزاء و لایه‌های مختلف بدن است. 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 حرارتی لباس بر اساس آزمایش روی آدمک حرارتی استخراج شده است [۱۷].

معادلات توازن حرارت بین چهار لایه مرکز، ماهیچه، چربی، پوست و بخش خون با روابط (۶-۱۰) می‌باشند:

Core layer:

$$C(i, 1) \frac{dT(i, 1)}{dt} = Q(i, 1) - B(i, 1) - D(i, 1) - \text{RES}(i, 1) \quad (6)$$

Muscle layer:

$$C(i, 2) \frac{dT(i, 2)}{dt} = Q(i, 2) - B(i, 2) - D(i, 2) + D(i, 1) \quad (7)$$

Fat layer:

$$C(i, 3) \frac{dT(i, 3)}{dt} = Q(i, 3) - B(i, 3) - D(i, 3) + D(i, 2) \quad (8)$$

Skin layer:

$$C(i, 4) \frac{dT(i, 4)}{dt} = Q(i, 4) - B(i, 4) + D(i, 3) - Q_t(i, 4) - E(i, 4) \quad (9)$$

Central blood:

$$C(65) \frac{dT(65)}{dt} = \sum_{i=1}^{i=16} \sum_{j=1}^{j=4} B(i, j) \quad (10)$$

این معادلات بیان‌کننده 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 در انتهای مقاله معرفی شده‌اند.

در معادلات (۶) تا (۹) جمله $Q(i, j)$ بیانگر، نرخ تولید حرارت در هر لایه از هر بخش است که توسط رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود. این جمله از حاصل جمع نرخ متابولیک پایه برای هر بخش $Q_b(i, j)$ ، حرارت تولید شده در اثر کار مکانیکی در هر بخش $W(i, j)$ و حرارت تولید شده از طریق لرز $C_h(i, j)$ بدست می‌آید. تاکید می‌شود که حرارت تولید

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

$$E_{max}(i, 4) = h_e(i)(p_{sk.s}(i) - p_a(i))A_{Du}(i) \quad (21)$$

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

رابطه (۲۱) بیانگر، ماکزیمم حرارت مبادله شده از طریق تبخیر است که در آن h_e ضریب انتقال حرارت تبخیری از سطح پوست به محیط اطراف است و کمیت‌های $p_{sk.s}(i)$ و $p_a(i)$ به ترتیب، فشار بخار اشباع روی پوست و فشار بخار محیط اطراف هستند.

$Q_t(i, 4)$ نیز نشان دهنده نرخ انتقال حرارت جابجایی و تابشی بین پوست و محیط اطراف است که توسط رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود:

$$Q_t(i, 4) = h_t(i)(T(i, 4) - t_o(i))A_{Du}(i) \quad (23)$$

سیستم کنترلی برای این مدل، سیگنال‌های ارسال شده توسط حسگرهای عصبی است که از طریق رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود. در این رابطه T_{set} به عنوان دمای کنترلی، نقش مهمی را ایفا می‌کند.

$$Err(i, j) = (T(i, j) - T_{set}(i, j)) \quad (24)$$

سیگنال گرم $Wrm(i, j)$ و سیگنال سرد $Cld(i, j)$ به گیرنده‌های سرد و گرم وابسته‌اند که برای محاسبه آن‌ها هنگامی که سیگنال خطا مثبت باشد ($Err(i, j) > 0$)، از روابط (۲۵) و در غیر اینصورت ($Err(i, j) < 0$) از روابط (۲۶) محاسبه می‌شوند.

$$Wrm(i, j) = Err(i, j), \quad Cld(i, j) = 0 \quad (25)$$

$$Cld(i, j) = -Err(i, j), \quad Wrm(i, j) = 0 \quad (26)$$

همچنین، سیگنال‌های حسی یکپارچه توسط روابط (۲۷) و (۲۸) محاسبه می‌شوند.

$$Wrms = \sum_{i=1}^{16} (SKINR(i) \times Wrm(i, 4)) \quad (27)$$

$$Clds = \sum_{i=1}^{16} (SKINR(i) \times Cld(i, 4)) \quad (28)$$

همچنین، سیگنال‌های کنترلی D_L و S_T به ترتیب، جهت اتساع و انقباض عروق پوست مورد استفاده قرار می‌گیرند و توسط روابط (۲۹) و (۳۰) محاسبه می‌شوند.

شده توسط کار و لرز، تنها در ماهیچه‌ها یعنی لایه دوم ($j = 2$) رخ می‌دهد و برای سایر لایه‌ها صفر است.

$$Q(i, j) = Q_b(i, j) + W(i, j) + C_h(i, j) \quad (11)$$

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

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

در صورتی که مقادیر بدست آمده برای $W(i, j)$ و $C_h(i, j)$ در لایه ماهیچه‌ای منفی باشند، این مقادیر برابر با صفر فرض می‌شوند.

همچنین، $B(i, j)$ حرارت مبادله شده بین خون و سایر بخش‌های بدن است که از طریق رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود. در این رابطه $a = 1.0$ و $\rho c = 1.067 \text{ Wh}/(^{\circ}\text{C})$ نظر گرفته شده است. ضمن اینکه $T(65)$ بیانگر، دمای خون در مرکز هر قسمت است.

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

$$BF(i, j) = BFB(i, j) + \frac{(W(i, j) + C_h(i, j))}{1.16} \quad (15)$$

$$BFB(i, 4) = \frac{BFB(i, 4) + SKINV(i) \times D_L}{1 + (SKINC(i) \times S_T) \times km(i, 4)} \quad (16)$$

رابطه (۱۵) بیانگر، نرخ جریان خون در تمامی لایه‌ها به جز پوست است. معادله (۱۶) برای لایه پوست است و $BFB(i, j)$ در این رابطه نیز بیانگر، نرخ جریان بنیانی خون برای هر بخش است. ضمناً مقدار حرارت مبادله شده از طریق سازوکار هدایت با لایه مجاور در هر بخش از بدن به وسیله رابطه (۱۷) بیان می‌شود که در این رابطه $C_d(i, j)$ معرف هدایت حرارتی بین دو لایه مجاور است.

$$D(i, j) = C_d(i, j)(T(i, j) - T(i, j + 1)) \quad (17)$$

همچنین، رابطه (۱۸) میزان حرارت اتلاف شده از طریق تنفس را نشان می‌دهد که تنها در لایه مرکزی ($j = 1$) و بخش سینه ($i = 2$) رخ می‌دهد. در این رابطه $t_a(1)$ و $p_a(1)$ به ترتیب، دمای هوا و فشار بخار در بخش سر است.

$$RES(2,1) = \{0.0014(34 - t_a(1)) + 0.017(5.8 - p_a(1))\} \sum_{i=1}^{16} \sum_{j=1}^4 Q(i, j) \quad (18)$$

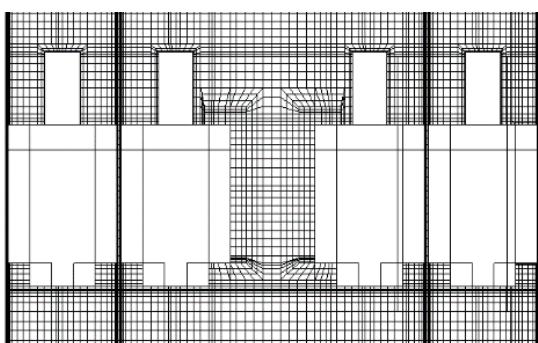
علاوه بر این، مقدار اتلاف حرارت تبخیری در سطح پوست توسط روابط (۱۹) تا (۲۲) محاسبه می‌شود:

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

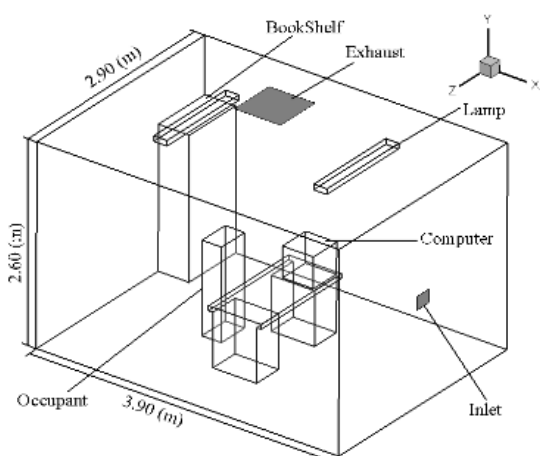
مشاهده می‌شود، نتایج بدست آمده از حلگر عددی با داده‌های تجربی لین و همکاران [۱۹]، همخوانی نسبتاً خوبی دارد که همین امر نشان‌دهنده صحت قابل قبول نتایج است.

۶- نتایج و بحث

همانطور که اشاره شد، هدف از تحقیق حاضر بررسی تاثیر هم‌پوشانی شرایط وزشی غیرمقارن بر شرایط حرارتی غیرمقارن داخل اتوبوس است. برای تعیین دمای مناسب هوای ورودی از دریچه‌ها به ازای سرعت معلوم، شاخص میانگین رای افراد در احساس حرارتی انتخاب شده است که در این تحقیق مقدار انتخاب شده با توجه به شرایط تابستانه، ۰/۵ است؛ همچنین، چنانچه در جدول ۲ نشان داده شد، سه حالت مختلف برای آرایش جریان ورودی از دریچه‌ها در نظر گرفته شده است؛ در حالت اول، هوای ورودی به فضا از همه



شکل ۳- نمایی از شبکه محاسباتی حل عددی



شکل ۴- شماتیک دفتر کار در تحقیق لین و همکاران [۱۹]

$$D_L = C_{dl}Err(1.1) + S_{dl}(Wrms - Clds) + P_{dl}Wrms \quad (29)$$

$$S_T = -C_{st}Err(1.1) - S_{st}(Wrms - Clds) + P_{st}Clds \quad (30)$$

که $RT(i, 4)$ برابر $10^\circ C$ است؛ همچنین، مقادیر $A_{Du}(i)$ ، C_{st} ، $Chilf(i, j)$ ، C_{dl} ، $C_d(i, j)$ ، C_{ch} ، $C(i, j)$ ، $BFB(i, j)$ ، S_{dl} ، S_{ch} ، Q_b ، P_{sw} ، P_{st} ، P_{dl} ، P_{ch} ، $Metf(i)$ ، $D(i, j)$ ، C_{sw} ، S_{sw} ، S_{st} ، $SKINV(i)$ ، $SKINS(i)$ ، $SKINR(i)$ ، $SKINC(i)$ و S_T و $T_{set}(i, j)$ در جداول ارائه شده توسط تانابه و همکاران [۱۴]، نمایش داده شده است.

۴- روش حل مسأله

در پژوهش حاضر برای حل معادلات جریان و انرژی، از حلگر ایرپک و برای حل معادلات آسایش حرارتی موضعی، از کد نویسی عددی استفاده شده است. در حلگر ایرپک برای حل عددی، از روش حجم محدود و از الگوریتم سیمپل برای تصحیح کوپلینگ فشار و سرعت استفاده می‌شود؛ همچنین تقریب بوزینسک برای جابه‌جایی طبیعی به کار رفته است.

ضمناً یکی از اساسی‌ترین بخش‌های فرآیند شبیه‌سازی عددی، شبکه‌بندی است. برای حل این مسأله از شبکه‌بندی سازمان یافته شکل ۳ استفاده شده است و در طی حل عددی، استقلال حل از شبکه محاسباتی به دقت مورد بررسی قرار گرفته است. بررسی داده‌ها در نواحی مختلف بخصوص نواحی نزدیک افراد و در محل دریچه‌های ورودی و خروجی که گرادبان دما و سرعت زیادتر است، با تعداد گره محاسباتی 2991383 و $5116912, 3769992$ انجام شده است و در نهایت، شبکه‌ای در حدود سه میلیون گره محاسباتی انتخاب شده است.

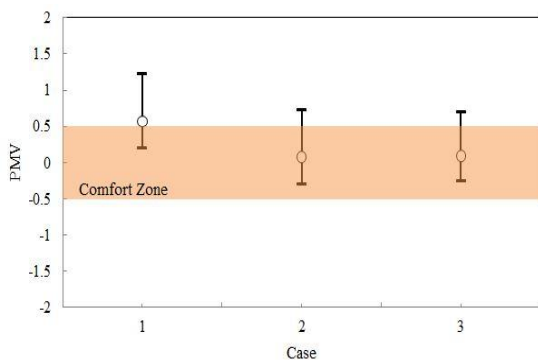
۵- صحت‌سنجی نتایج

در تحقیق حاضر برای اطمینان از صحت حل معادلات حاکم بر جریان توسط حلگر ایرپک، نتایج با نتایج تجربی تحقیق لین و همکاران [۱۹] مقایسه شده است. نمونه مورد بررسی اتاقی مطابق شکل ۴، 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 رایانه، فرد نشسته و لامپ فلئورسنت به ترتیب برابر 180 ، 75 و 72 وات است. نرخ تعویض هوای ساعتی و دمای ورودی هوا به ترتیب $5/5$ ($\frac{1}{hr}$) و $21^\circ C$ دما است. همانطور که در شکل ۵

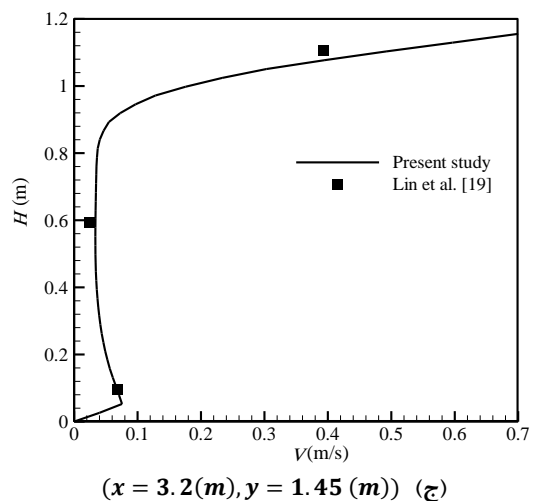
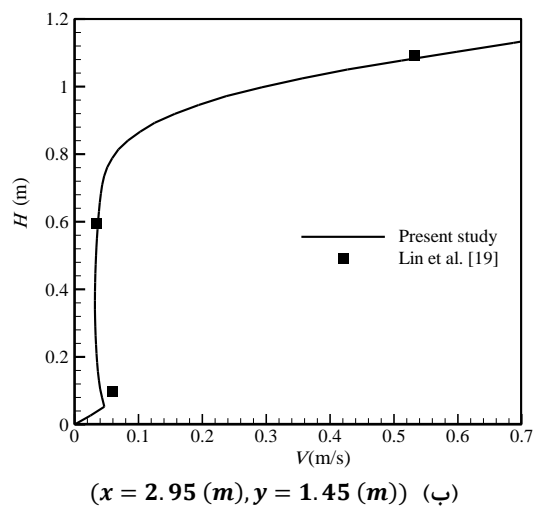
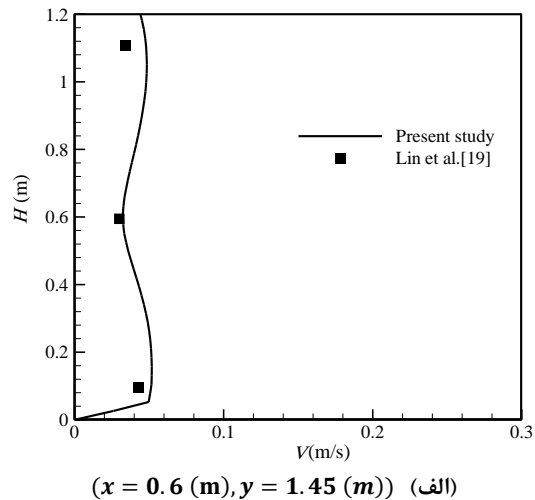
دریچه‌ها برابر و ورود جریان به فضای اتوبوس متقارن است؛ در حالت دوم، همه هوای ورودی از دریچه‌های سمتی از اتوبوس که در معرض تابش خورشیدی است، وارد می‌شود و نهایتاً در حالت سوم، دو سوم دبی هوا از سمت دارای تابش خورشیدی و یک سوم آن از سمت مقابل وارد فضا می‌شوند. همانطور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، در حالت‌های ۲ و ۳ که شرایط وزشی غیرمتقارن است، نسبت به حالت شرایط وزشی متقارن، شرایط آسایش حرارتی افراد بهبود یافته است.

همانطور که در شکل ۷-الف مشاهده می‌شود، در حالت اول توزیع دما در سیستم تهویه اختلاطی در تمامی فضا نسبتاً یکنواخت بوده و لایه‌ای شدن دمای محیط کاملاً مشخص است. حال آن که در مقایسه با دو حالت دیگر (شکل‌های ۷-ب و ۷-ج)، به دلیل متفاوت بودن سرعت ورودی از دریچه‌های بالاسری، یکنواختی در توزیع دما درون اتوبوس مشاهده نمی‌شود؛ همچنین با مقایسه خطوط هم دما مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت ورودی از دریچه‌ها، پدیده‌ی لایه‌ای شدن به‌خوبی اتفاق می‌افتد. بدیهی است که با افزایش سرعت در ورودی‌ها، دمای اطراف سر کاهش یابد.

همانطور که در شکل‌های ۶-ب و ۶-ج مشاهده می‌شود، به دلیل سرعت بیشتر ورود هوا در حالت دوم و سوم از دریچه‌های سیستم تهویه تخلیه‌ای، نفوذ جبهه هوای سرد نسبت به حالت اول بیشتر بوده، دمای هوا در نزدیکی کف و در ناحیه پا و ساق خنک‌تر است و از طرفی دمای اطراف سر افراد در این دو حالت در مقایسه با حالت اول کمتر است.



شکل ۶- شاخص میانگین رای افراد در سه حالت

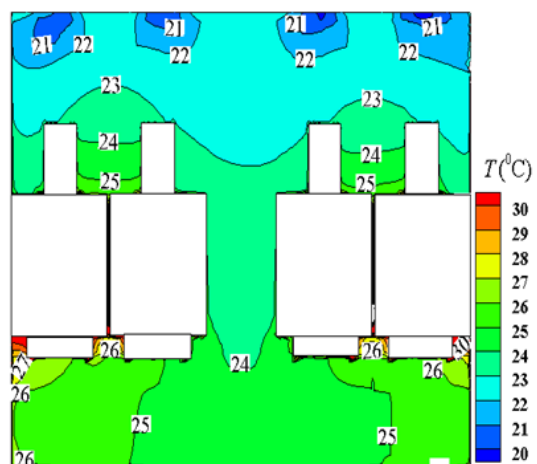


شکل ۵- مقایسه نتایج مطالعه حاضر با نتایج تجربی لین و همکاران [۱۹]

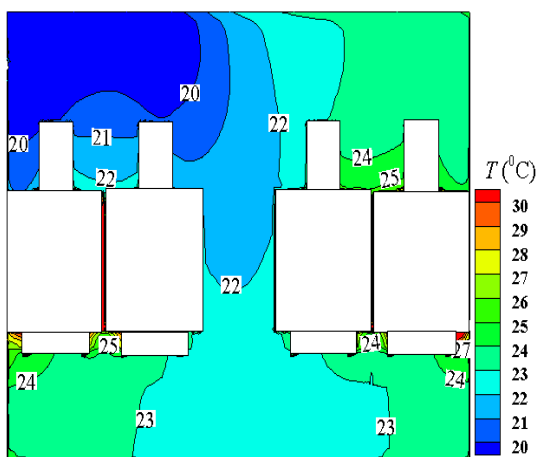
همکاران [۱۹]

در ادامه به بررسی میزان احساس حرارتی افراد در بخش‌های مختلف بدن مطابق تقسیم‌بندی مدل آسایش حرارتی ۶۵ نقطه‌ای پرداخته می‌شود. معیار استفاده شده جهت سنجش نتایج این مطالعه، دمای خنثی و معیار رای احساس حرارتی افراد^۱ (TSV) برای بخش‌های مختلف بدن است. جهت انجام این کار از نتایج ارائه شده توسط جین و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۲ استفاده شده است.

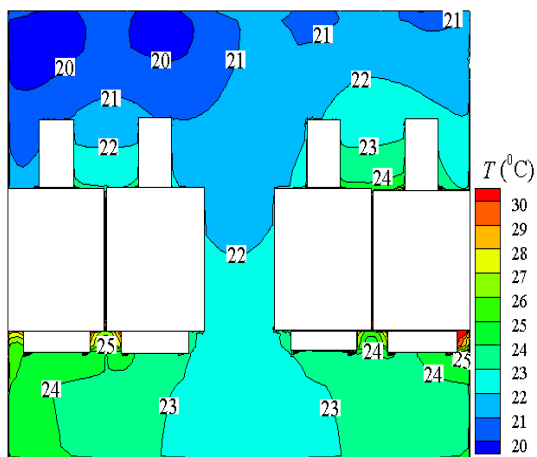
شکل‌های ۷-الف تا ۷-د، معیار رای احساس حرارتی افراد را در سه حالت مختلف سیستم تهویه اختلاطی بالاسری نشان می‌دهد. ترتیب نام‌گذاری افراد در ردیف چهارم از نفر اول سمت چپ و نزدیک به دیواره با شار کم‌تر (A) شروع شده و به نفر آخر نشسته در کنار دیواره با شار بیش‌تر (D) ادامه یافته است. با مقایسه شکل‌های ۷ مشاهده می‌شود که افرادی که مجاورت راهرو هستند، به دلیل داشتن فاصله از دیواره و شیشه‌های جانبی، شرایط مطلوب‌تری دارند و میزان رای احساس حرارتی بخش‌های مختلف بدن این افراد در مقایسه با افراد نزدیک به دیواره و شیشه‌های جانبی در ناحیه مجاز قرار گرفته است. از طرفی با کمی دقت در شکل ۸ مشاهده می‌شود که نواحی بالاتنه تمامی افراد نسبت به نواحی پایین‌تنه در ناحیه مجاز است که علت این امر کم‌تر بودن دمای هوای محیط در این نواحی است؛ همچنین با مقایسه میزان رای احساس حرارتی افراد نزدیک به راهرو مطابق شکل‌های ۸-ب و ۸-ج، به‌خصوص در بخش‌های پایین‌تنه (که با توجه به فاصله مناسب از دیواره و شیشه جانبی دارای تقارن نسبی شرایط دمایی محیط بوده) ملاحظه می‌شود که در حالت اول مقدار این معیار از مقدار مجاز تعیین شده کمی فاصله دارد و این در حالی است که برای حالت‌های دو و سه، میزان رای احساس حرارتی افراد در این بخش‌ها کاملاً در ناحیه مجاز قرار دارد. دلیل این امر این است که سرعت بالا در ورودی دریچه‌ها و خنک شدن هوای نزدیک کف اتوبوس است که به خوبی در شکل‌های ۶ دیده می‌شود. از طرفی در حالت اول دمای نزدیک به کف اتوبوس و اطراف بخش‌های تحتانی بدن در حدود ۲۵ درجه سلسیوس است که این مقدار در دو حالت دیگر، در حدود ۲۳



الف) حالت اول



ب) حالت دوم



ج) حالت سوم

شکل ۷- توزیع خطوط هم دما برای افراد واقع در ردیف چهارم

¹ Thermal Sensation Vote

اتوبوس، دمای پوست بخش‌های مختلف بدن در مقایسه با دو حالت دیگر بیشتر است که امری خارج از انتظار نمی‌باشد. همانطور که قبلاً نیز اشاره شد، دمای هوای نیمه‌ی بالای اتوبوس نسبت به نیمه پایینی به دلیل نوع سیستم تهویه انتخاب شده خنک‌تر بوده، در نتیجه دمای پوست بخش‌های فوقانی بدن کم‌تر بوده، به دمای پوست در حالت خنثی نزدیک‌تر است که این امر به خوبی در شکل‌های ۸ دیده می‌شود.

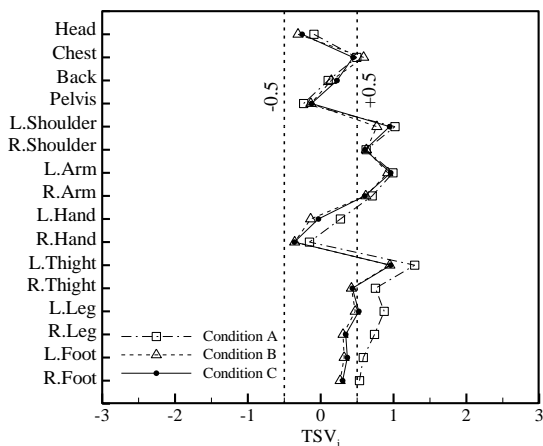
۷- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این تحقیق عملکرد یک سیستم تهویه اختلاطی در سه الگوی توزیع مختلف از لحاظ ایجاد شرایط آسایش حرارتی

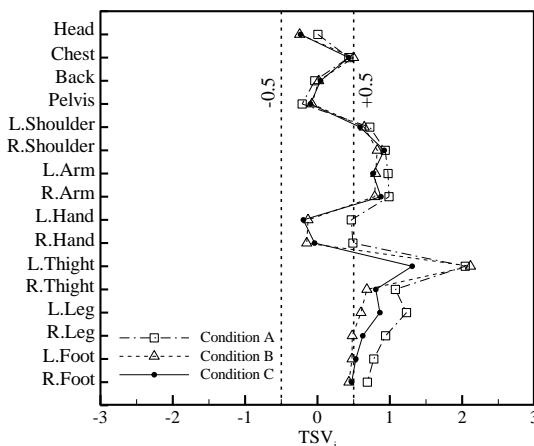
درجه سلسیوس است که می‌توان این دما را مرز دمایی مناسب در این نواحی دانست.

معیار استفاده شده دیگر در این تحقیق، دمای خنثی سطح پوست برای بخش‌های مختلف بدن است که توسط جین و همکارانش [۲۰] ارائه گردیده است. شکل ۹ میزان انحراف دمای پوست افراد در بخش‌های گوناگون را از دمای خنثی پوست در همان بخش نشان می‌دهد. مقادیر گزارش شده برای پوست در بخش‌های مختلف بدن، به وسیله مدل آسایش حرارتی ۶۵ نقطه‌ای پس از مدت زمان ۷ ساعت بدست آمده است.

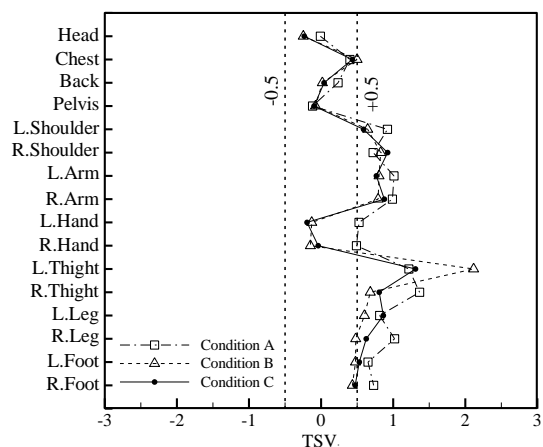
در حالت اول در نظر گرفته شده برای سیستم تهویه اختلاطی بالاسری دیده می‌شود که برای افراد ساکن در



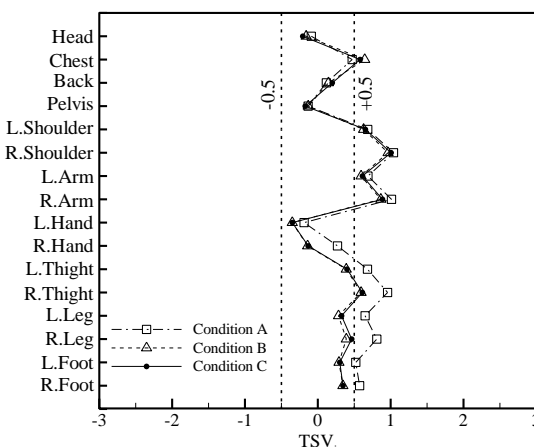
(ب) فرد مستقر در جایگاه B (مجاورت راهرو)



(الف) فرد مستقر در جایگاه A (کنار دیواره با شار کم‌تر)

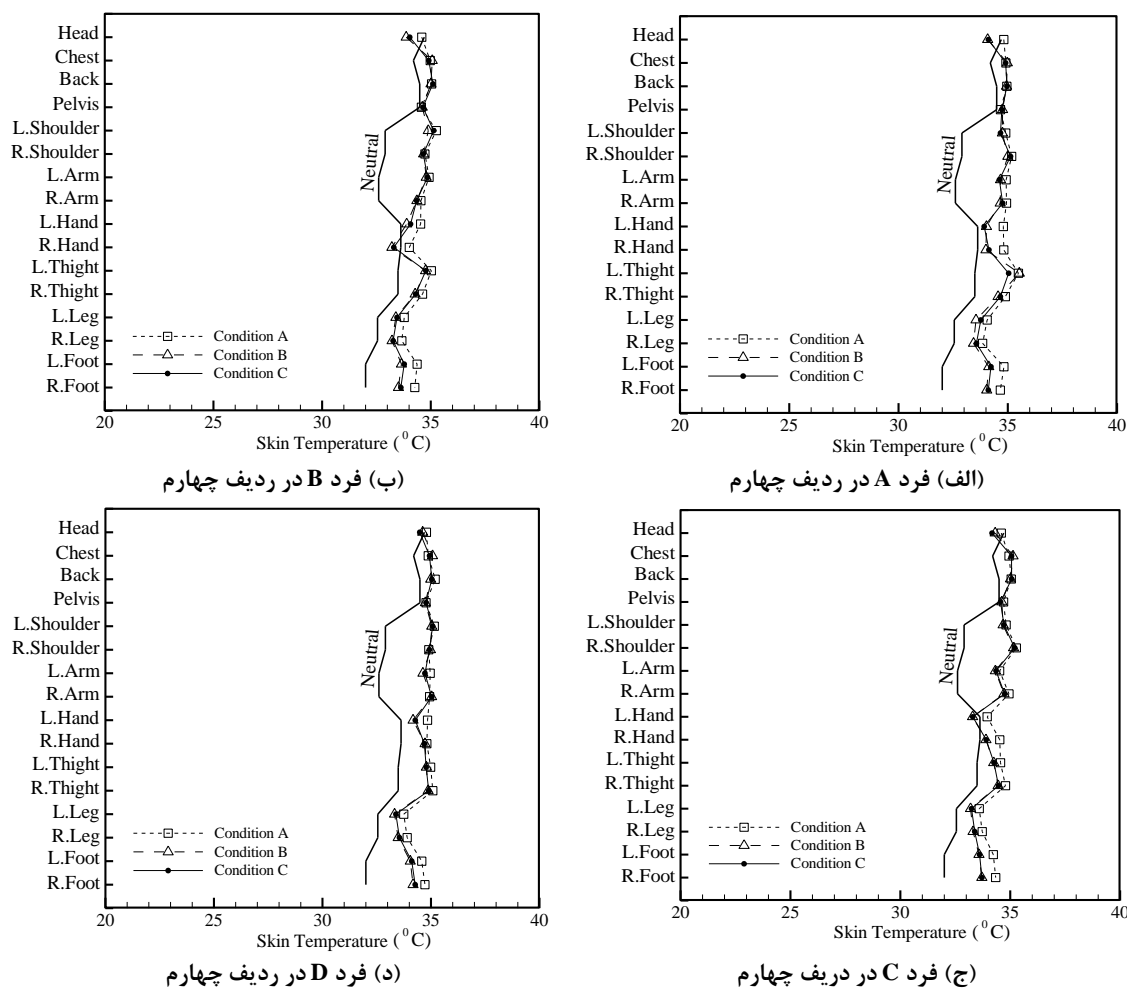


(د) فرد مستقر در جایگاه D (کنار دیواره با شار بیش‌تر)



(ج) فرد مستقر در جایگاه C (مجاورت راهرو)

شکل ۸- رای احساس حرارتی بخش‌های مختلف بدن



شکل ۹- مقایسه دمای پوست بخش‌های مختلف بدن و دمای خنثی

میانگین رای افراد است و از آنجایی که از سیستم تهویه اختلاطی جهت سرمایش استفاده می‌شود، اندازه معیار در نظر گرفته شده برای این شاخص، برابر ۰/۵ است. در نهایت به کمک مدل ۶۵ نقطه‌ای، به بررسی شرایط بخش‌های مختلف بدن پرداخته شده است. نتایج تحقیق حاضر را می‌توان بصورت زیر خلاصه کرد:

- افراد نزدیک به راهرو به دلیل فاصله بیش‌تر از دیواره‌ها و شیشه نسبت به افراد کناری، در شرایط دمایی یکنواخت-تری قرار دارند و رای احساس حرارتی بخش‌های بدن این افراد، تقریباً در محدوده‌ی مجاز است.
- حالت‌های دو و سه با وجود نامتقارن بودن سرعت در ورودی دریچه‌ها در مقایسه با حالت اول که سرعت در تمامی ورودی‌ها یکسان است، در ایجاد شرایط آسایش

برای افراد داخل یک اتوبوس به عنوان یک فضای پر جمعیت، مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجایی که پوشش بخش‌های مختلف بدن با یکدیگر یکسان نیست، این امر می‌تواند باعث بوجود آمدن ناراضیاتی موضعی در افراد شود که این بر احساس حرارتی فرد تاثیرگذار است. به طور معمول دمای تمامی سطوح اطراف یکسان نیست، لذا شرایط مسافران نیز از لحاظ نزدیکی به دیواره‌ها و شیشه‌های جانبی با یکدیگر متفاوت است؛ در این شرایط فراهم آوردن شرایط آسایش حرارتی افراد با چالش‌های گوناگونی رو به رو است. با تغییر الگوی ورودی هوا از دریچه‌های تعبیه شده در بالای -سر، به بررسی عملکرد سیستم اختلاطی در فراهم آوردن شرایط آسایش حرارتی پرداخته شده است. معیار ابتدایی استفاده شده جهت انتخاب دمای مناسب در این مطالعه، شاخص

شمارشگر تعداد لایه (4 - 1)	j
ضریب لوییس (°C/kPa)	LR
نرخ متابولیسم کل بدن (met)	M
ضریب پخش لایه ماهیچه در تولید حرارت از کار فشار (kPa)	$Metf(i)$
شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده (بی بعد)	P
نرخ تولید حرارت (W)	PMV
نرخ متابولیسم بنیانی کل بدن (met)	$Q(i, j)$
نرخ متابولیسم بنیانی (W)	Q_b
تبادل حرارت جابجایی و تشعشعی پوست (W)	$Q_b(i, j)$
اتلاف حرارت از طریق تنفس (W)	$Q_t(i, j)$
جمله چشمه (N/m ³)	$RES(2,1)$
ضریب کنترل لرز لایه پوستی هر بخش (W/°C)	S
ضریب کنترل اتساع عروق هر بخش (1/h°C)	S_{ch}
ضریب وزنی سیگنال‌های سنسور یکپارچه	S_{dl}
ضریب توزیع لایه پوستی برای تعرق	$SKINR(i)$
ضریب توزیع لایه پوستی برای انقباض عروق	$SKINS(i)$
ضریب کنترل انقباض عروق پوست هر بخش (1/°C)	$SKINV(i)$
ضریب کنترل تعرق در لایه پوست هر بخش (W/°C)	S_{st}
سیگنال انقباض عروق	S_{sw}
دمای هوا در ناحیه سر (°C)	S_T
دمای عملکردی (°C)	$t_a(i)$
دمای خون در مرکز بدن (°C)	$t_o(i)$
دما هر گره (°C)	$T(65)$
دمای متوسط تابش (°C)	$T(i, j)$
دما مینا (°C)	T_{rd}
سرعت (ms ⁻¹)	$T_{set}(i, j)$
کار خارجی (W)	V
سیگنال گرم (°C)	$W(i, j)$
سیگنال گرم یکپارچه (°C)	$W_{rm}(i, j)$
	$W_{rms}(i, j)$

علائم یونانی

نفوذ حرارتی (m ² /s)	α
ضریب انبساط حجمی (1/K)	β
ضریب لزجت دینامیکی (kg/ms)	μ

۹- مراجع

[1] Shek KW, Chan WT (2008) Combined comfort model of thermal comfort and air quality on buses in Hong Kong. Sci Total Environ 389: 277-282.

حرارتی عملکرد بهتری دارد و همین امر سبب می‌شود که دمای سطح پوست بخش‌های بدن در حدود ۱°C به دمای حالت خنثی نزدیک‌تر شود.

• دمای محیط در نیمه پایین اتوبوس و در قسمت تحتانی بدن افراد در حالت دو و سه با توجه به سرعت بیش‌تر در ورودی‌ها نسبت به حالت اول، تقریباً ۳°C کم‌تر است که در نتیجه فرد در بخش‌هایی مانند پا و ساق دارای احساس حرارتی مطلوب‌تری است و به دمای حالت خنثی سطح پوست نزدیک‌تر است.

۸- علایم و نشانه‌ها

A_{Du}	مساحت سطح تمام بدن (m ²)
$A_{Du}(i)$	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/°C)
C_{ch}	ضریب کنترل لرز برای لایه مرکزی بخش سر (W/°C)
$C_d(i, j)$	هدایت بین گره (i, j) و گره همسایه (W/°C)
$C_h(i, j)$	حرارت تولید شده توسط لرز (W)
$Chilf(i, j)$	ضریب پخش حرارت لرز در لایه ماهیچه
$Cld(i, j)$	سیگنال سرد (°C)
$Clds$	سیگنال سرد یکپارچه (°C)
C_{sw}	ضریب کنترل تعرق لایه مرکزی سر (W/°C)
$D(i, j)$	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 پخش بخار آب در پوست (W)
$E_{max}(i)$	ماکزیمم اتلاف حرارت تبخیری (W)
$E_{sw}(i, 4)$	اتلاف حرارت توسط تبخیر عرق از پوست (W)
$Err(i, j)$	سیگنال خطا (°C)
$f_{cl}(i)$	فاکتور سطح لباس
$F(i, j)$	نرخ تغییرات دما (°C/h)
$h_c(i)$	ضریب انتقال حرارت جابجایی (W/m ² °C)
$h_e(i)$	ضریب انتقال حرارت تبخیر پوست (W/m ² kPa)
$h_r(i)$	ضریب انتقال حرارت تشعشعی (W/m ² °C)
$h_t(i)$	ضریب انتقال حرارت کلی از پوست (W/m ² °C)
i	شمارشگر تعداد بخش (1 - 16)
$I_{cl}(i)$	مقاومت حرارتی لباس (clo)

- [12] ANSI/ASHRAE, Standard 55-2010 (2010) Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [13] ISO7730 (1994) Moderate thermal environments—Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. International Standards Organization.
- [14] Tanabe SI, Kobayashi K, Nakano J, Ozeki Y, Konishi M (2002) Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). *Energy Build* 34: 637-646.
- [15] Stolwijk JAJ (1970) Mathematical model of thermoregulation, physiological and behavioral temperature regulation. Charles C Thomas Publication, pp. 703-721 (1970) (chapter 48).
- [16] Stolwijk JAJ (****) Mathematical model of physiological temperature regulation in man. NASA, CR-1855, 1971.
- [17] Ichihara M, Saitou M, Nishimura M, Tanabe S (1997) Measurement of convective and radiative heat transfer coefficients of standing and sitting human body by using a thermal manikin. *Journal of Architectural Planning and Environmental Engineering (AIJ)* 501: 45-51.
- [18] ASHRAE (2015) handbook HVAC application, Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers,.
- [19] Lin Zh, Tian L, Wang Q, Chow TT (2011) Experimental and numerical study of room airflow under stratum ventilation. *Build Environ* 46: 235-244.
- [20] Jin Q, Li X, Duanma L, Shu H, Sun Y, Ding Q (2012) predictive model of local and overall thermal sensation for non-uniform environments. *Build Environ* 53: 330-344.
- [2] Khamis Mansour M, Musa M, Hassan M, Saqr Kh (2008) Development of novel control strategy for multiple circuit, roof top bus air conditioning system in hot humid countries. *Energy Convers Manage* 49: 1455-1468.
- [3] Lin TP, Hwang RL, Huang KT, Sun CY, Huang YC (2010) Passenger thermal perceptions, thermal comfort requirements, and adaptations in short- and long-haul vehicles. *Int J Biometeorol* 54: 221-230.
- [4] Daithankar N, Udawant K, Karanth N (2015) Prediction of thermal comfort inside a midibus passenger cabin using CFD and its experimental validation. SAE Technical Paper.
- [5] Pala U, Ridvan Oz H (2015) An investigation of thermal comfort inside a bus during heating period within a climatic chamber. *Appl Ergon* 48: 164-176.
- [6] Wencan Z, Jiqing C, Fengchong L (2014) Experimental study on occupant's thermal responses under the non-uniform conditions in vehicle cabin during the heating period. *Chin J Mech Eng Engl Ed* 27(2): 331-339.
- [7] Chen Q (1995) Comparison of different k-e models for indoor air flow computations. *Numer Heat Transfer Part B Fundam* 28: 353-369.
- [8] Zhang Z, Zhang W, Zhai Z, Chen Q (2007) 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* 13: 871-886.
- [9] Wang M, Chen Q (2009) Assessment of various turbulence models for transitional flows in enclosed environment. *HVAC&R Research* 15: 1099-1123.
- [10] Orszag SA, Yakhot V (1986) Renormalization group analysis of turbulence. *J Sci Comput* 1: 3-8.
- [11] Fanger PO (1970) Thermal comfort analysis and applications in environmental engineering. McGraw-Hill, New York.