



## بررسی اثر دمای هوای ورودی بر آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل برای اتاقی با سیستم تهویه جابه‌جایی در تابستان

محمدحسن فتح‌الله‌زاده<sup>1</sup>، قاسم حیدری‌نژاد<sup>2\*</sup>، هادی پاسدارشهری<sup>3</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

\* تهران، صندوق پستی 143-14115، gheidari@modares.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 19 فروردین 1393

پذیرش: 07 خرداد 1393

ارائه در سایت: 30 شهریور 1393

کلید واژگان:

بهینه‌سازی مصرف انرژی

سیستم تهویه جابه‌جایی

آسایش حرارتی

کیفیت هوای داخل

### چکیده

در این مطالعه تأثیر دمای هوای ورودی بر بهینه‌سازی مصرف انرژی، آسایش حرارتی و عمر متوسط موضعی هوا در سیستم تهویه جابه‌جایی برای یک اتاق نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس نتایج تحقیق، هنگامی که دمای هوای ورودی سیستم تهویه جابه‌جایی در تابستان از 17/8 به 25/8 افزایش یابد، انرژی مصرفی به اندازه 50% کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه بهینه‌سازی مصرف انرژی یک اقدام مقید به حفظ شرایط آسایش حرارتی ساکنین است، به کمک دینامیک سیالات محاسباتی، به بررسی پارامترهای میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط به عنوان دو شاخص آسایش حرارتی عمومی پرداخته شده است. همچنین گرادبان عمودی دمای هوا به عنوان شاخص نارضایتی حرارتی موضعی و عمر متوسط موضعی هوا به عنوان شاخص کیفیت هوا مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. تمامی شاخص‌های ذکر شده به جز عمر متوسط موضعی هوا، با افزایش دما در محدوده مورد نظر استاندارد ایزو 7730 قرار می‌گیرند اما شاخص کیفیت هوا دچار اندکی افت کیفی در ناحیه استنشاقی می‌شود. این افت اندک، قابل اغماض بوده و سیستم تهویه جابه‌جایی به عنوان سیستم تهویه‌ای مناسب برای کاربردهای تابستانی قابل استفاده است.

## Investigating the effect of supply air temperature on thermal comfort and indoor air quality for a displacement ventilated room in summer

Mohammad Hassan Fatollahzadeh, Ghassem Heidarinejad\*, Hadi Pasdarsahri

Department of Mechanical Engineering, TarbiatModares University, Tehran, Iran

\* P.O.B. 14115-143 Tehran, Iran, gheidari@modares.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 08 April 2014  
Accepted 28 May 2014  
Available Online 21 September 2014

### Keywords:

Energy Consumption Optimization  
Displacement Ventilation System  
Thermal Comfort  
Indoor Air Quality

### ABSTRACT

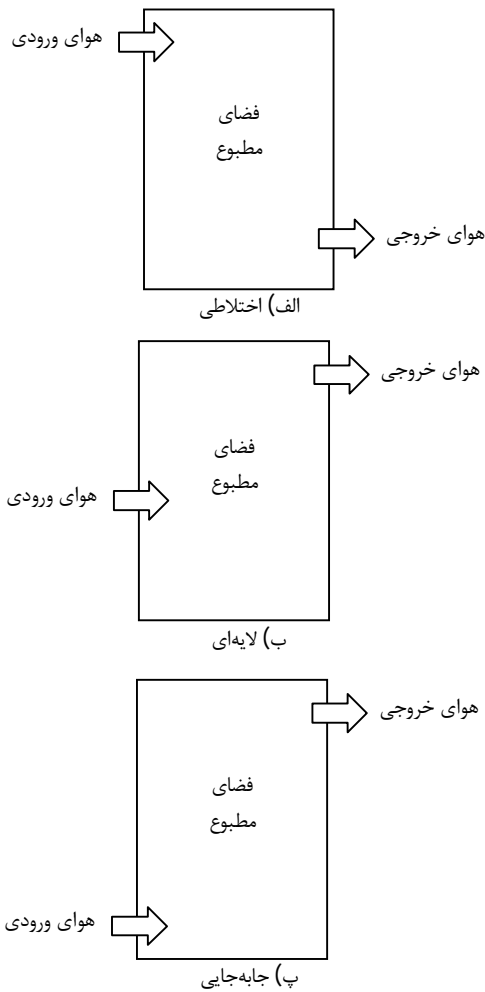
In this study, the effect of inlet supply temperature on energy consumption optimization, thermal comfort and mean local air age has been investigated for a displacement ventilation inside a typical room. Based on the results obtained from this study, an increasing in the inlet supply temperature for a displacement ventilation from 17.8 to 25.8 in summer leads to a 50% reduction of consumed energy. Owing to the fact that optimization of consumed energy is an action bound to maintain thermal comfort of occupants, PMV (predicted mean vote) and PPD (predicted percentage of dissatisfied) parameters as two general thermal comfort indices have been investigated by CFD Methods. Also temperature gradient in vertical direction as a local thermal discomfort index and mean local air age as air quality index have been probed. All indices except mean local air age, are within the range of ISO 7730 standard with temperature increasing, but air quality index has a few drop in inhalation region. This few drop is negligible and displacement ventilation system can be used as a suitable ventilation system for summer applications.

### 1- مقدمه

توسط سیستم‌های تهویه مطبوع بر میزان انتشار دی‌اکسیدکربن، بهینه‌سازی انرژی مصرفی در سیستم‌های تهویه مطبوع از جمله مهم‌ترین راهکارهای مقابله با این تغییرات اقلیمی نامطلوب به شمار می‌آید. در اولین بررسی‌های صورت گرفته، رتبه‌بندی مصرف‌کننده‌های عمده انرژی انجام شده است که ساختمان‌ها به عنوان اصلی‌ترین مصرف‌کننده‌های انرژی معرفی گردیده‌اند [1]. در راستای تحقق بهینه‌سازی انرژی مصرفی ساختمان‌ها در تابستان، تحقیقاتی گسترده توسط دولت‌ها و سازمان‌های مردم‌نهاد صورت گرفته که

زمین، همواره نشانه‌های زیادی از تغییرات اقلیمی جهان شمول را به نمایش می‌گذارد. توافق‌نامه‌های بین‌المللی، هم‌چون پروتکل کیوتو<sup>1</sup> و پیمان‌نامه کنپهاگ<sup>2</sup> بر کاهش انتشار دی‌اکسیدکربن به عنوان یکی از عوامل مهم این تغییرات اقلیمی، بسیار تأکید کرده‌اند. به دلیل تأثیر مستقیم انرژی مصرفی

1- Kyoto Protocol  
2- Copenhagen Accord



شکل 1 طرح شماتیک هوای ورودی جهت توزیع هوای

و همکاران [13] با مقایسه انرژی مصرفی سالانه توسط سیستم‌های تهویه اختلاطی، لایه‌ای و جابه‌جایی به این نتیجه دست یافتند که برای مطالعه موردی انجام شده، صرفه‌جویی انرژی مصرفی در سیستم تهویه لایه‌ای به ترتیب 25% و 44% بیش‌تر از سیستم تهویه جابه‌جایی و اختلاطی است.

سیستم‌های با توزیع هوا از کف یا توزیع هوا از ارتفاع‌های نزدیک کف فضا از جمله سیستم‌های تهویه جابه‌جایی هستند [14]. در این سیستم‌ها بر خلاف سیستم تهویه اختلاطی، توزیع هوا از پایین به بالا است (شکل 1). از جمله مزایای این سیستم‌ها می‌توان به: کاهش عمده هزینه‌های چرخه عمر ساختمان به دلیل افزایش انعطاف‌پذیری در تنظیم و تغییر دکوراسیون و طراحی داخلی فضا، افزایش آسایش حرارتی، رضایت ساکنین و افزایش تولید با فراهم نمودن قابلیت کنترل آسایش به صورت انفرادی، افزایش بازده تهویه، کیفیت هوای داخل و ارتقاء سلامتی ساکنین توسط انتقال هوای سالم در نزدیکی و مجاورت ساکنینو کاهش‌افت فشار استاتیکی اشاره کرد [15]. هم-چنین در سیستم‌های تهویه جابه‌جایی به‌دلیل اینکه هوای ورودی در مجاورت ساکنین است، تنها ناحیه سکونت افراد در اتاق بایستی تهویه شود که ارتفاع ناحیه سکونت در اتاق برای تهویه جابه‌جایی برابر با 1/8 متر می‌باشد [16]. به بیان دیگر تهویه نواحی از اتاق که بالاتر از ارتفاع مذکور هستند در سیستم تهویه جابه‌جایی لازم نیست.

با توجه به مطالعات نگارندگان، تاکنون مطالعه مشخص و جامعی در

منتج به پیشنهادهایی در زمینه دمای داخل شده است. از جمله آن‌ها می‌توان به پیشنهادهای سازمان خدمات الکتریکی و مکانیکی دولت چین (25/5 درجه سانتی‌گراد)، اتحادیه گسترش و نوآوری‌های چین (26 درجه سانتی‌گراد) و وزارت اقتصاد و دانش جمهوری کره (26 تا 28 درجه سانتی‌گراد) در رابطه با دمای هوای داخل اشاره کرد [2]. هم‌چنین می‌توان به پیشنهاد نرم‌افزار کریر<sup>1</sup> (25 تا 26/2 درجه سانتی‌گراد) در رابطه با دمای هوای داخل اشاره کرد [3]. نتیجه این تحقیقات، افزایش منطقی و در حد قابل قبول میانگین دمای هوای داخل در تابستان است.

از سوی دیگر، یکی از مهم‌ترین نیازمندی‌های محیطی انسان، تأمین شرایط آسایش حرارتی<sup>2</sup> است. رایج‌ترین تعریف آسایش حرارتی، تعریف ارائه شده توسط استاندارد اشری<sup>3</sup> (55) است که آسایش حرارتی را به صورت شرایط ذهنی بیانگر رضایت از محیط حرارتی، تعریف می‌کند [4]. هم‌چنین محققان با انجام بررسی‌های جامع به این نتیجه رسیده‌اند که انسان‌ها بین 80 الی 90 درصد زمان زندگی خود را در محیط‌های داخلی سپری می-نمایند [5]. از این روی کیفیت هوای داخل<sup>4</sup> نیز هم‌چون آسایش حرارتی اثر مستقیمی بر سلامت، میزان بهره‌وری و روحیه‌ی انسان‌ها دارد [6].

افزایش میانگین دمای هوای داخل در تابستان، می‌تواند سبب بهینه-سازی انرژی مصرفی سیستم‌های تهویه مطبوع گشته و به تبع آن راهکاری برای مقابله با تغییرات اقلیمی نامطلوب باشد اما این اقدام، ممکن است سبب برهم‌زدن شرایط آسایش حرارتی ساکنین، به‌خصوص در تابستان، شود. پس بهینه‌سازی انرژی مصرفی در سیستم‌های تهویه‌مطبوع یک اقدام مقید به حفظ شرایط آسایش حرارتی است [7].

با توجه به تأثیر نحوه توزیع هوای تازه بر شرایط آسایش حرارتی ساکنین، سیستم‌های تهویه، جهت توزیع هوای تازه را می‌توان به سه صورت به کار گرفت: سیستم تهویه با توزیع هوای اختلاطی<sup>5</sup> یا سیستم تهویه اختلاطی، سیستم تهویه با توزیع هوای لایه‌ای<sup>6</sup> یا سیستم تهویه لایه‌ای و سیستم تهویه با توزیع هوای جابه‌جایی<sup>7</sup> یا سیستم تهویه جابه‌جایی (شکل 1).

از جمله مهم‌ترین تحقیقات صورت گرفته، می‌توان به تحقیقات تیان و همکاران [8]، بر روی سیستم تهویه لایه‌ای اشاره کرد. آن‌ها با بررسی عمر متوسط موضعی هوا<sup>8</sup>، شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط<sup>9</sup> و شاخص درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط<sup>10</sup> نشان دادند که سیستم تهویه لایه‌ای قادر به تأمین ملزومات میانگین دمای هوای داخلی افزایش یافته، با تأمین شرایط آسایش حرارتی، تنها در ناحیه استنشاقی افراد است [2]. مروت [9]، سیستم تهویه لایه‌ای را به صورت تلفیقی با سرمایش تشعشعی هیدرونیک به صورت جامع از لحاظ آسایش-حرارتی، کیفیت هوا و مصرف انرژی مورد بررسی قرار داده و در بخشی از نتایج خود یافته‌های تیان و همکاران [8] را تأیید کرد. معرفت و مروت [10]، ترکیب سیستم تهویه لایه‌ای با سرمایش تابشی سقفی را به عنوان راهکاری نوین برای تأمین شرایط آسایش حرارتی معرفی کردند. لین و همکاران [11]- [12]، با شبیه‌سازی عددی به مقایسه شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل توسط سیستم تهویه جابه‌جایی و اختلاطی در یک اتاق پرداختند. لین

1- Carrier  
2- Thermal Comfort  
3- ASHRAE  
4- Indoor Air Quality  
5- Mixing Ventilation (MV)  
6- Stratum Ventilation (SV)  
7- Displacement Ventilation (DV)  
8- Mean Local Air Age  
9- Predicted Mean Vote (PMV)  
10- Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\Gamma_t} \quad (6)$$

برای بسته شدن دستگاه معادلات اغتشاشی لازم است برای محاسبه لزجت اغتشاشی<sup>5</sup> از مدل‌های اغتشاشی استفاده شود. در مدل صفرمعادله‌ای داخلی، مقدار لزجت اغتشاشی از رابطه (7) بدست می‌آید [17]. که در این رابطه، مقدار ثابت، یک مقدار تجربی است.

$$\mu_t = 0.03874 \rho \nu L \quad (7)$$

از سوی دیگر برای شبیه‌سازی تشعشع از مدل جهات گسسته<sup>6</sup> استفاده شده است. در این روش معادله انتقال شدت تابش (رابطه 8) برای تعداد مشخصی از جهات تابشی حل می‌شود.

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (8)$$

برای تشعشع خاکستری، شار حرارتی تشعشعی واقع در دیوار،  $q_{in}$ ، به صورت رابطه (8-الف) است.

$$q_{in} = \int_{\vec{s}, \vec{n} > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (8-الف)$$

شار تشعشعی خالص خروجی از سطح نیز از طریق رابطه (8-ب) محاسبه می‌شود.

$$q_{out} = (1 - \epsilon_w) q_{in} + n^2 \epsilon_w \sigma T_w^4 \quad (8-ب)$$

شار حرارتی تشعشعی خالص در ورودی و خروجی جریان نیز به شیوه‌ای مشابه دیوارها محاسبه می‌شود. در حل فرض شده است که ضریب نشر ورودی و خروجی برابر یک است (جذب جسم سیاه).

### 3- روش حل

#### 3-1- روش حل عددی

در مطالعه حاضر از نسخه 2.2 نرم‌افزار ایرپک<sup>7</sup> با حل گر فلونت<sup>8</sup> برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم استفاده شده است. در نرم‌افزار مذکور برای حل عددی از روش حجم محدود<sup>9</sup> استفاده شده است، همچنین شبکه‌بندی، برای حل مسأله یک شبکه‌بندی سازمان یافته می‌باشد که در آن برای گسسته‌سازی معادلات از روش بالادست مرتبه دوم<sup>10</sup> استفاده شده است. از تقریب بوزینسک برای جابه‌جایی طبیعی و از الگوریتم سیمپل<sup>11</sup> برای تصحیح کوپلینگ بین فشار و سرعت استفاده شده است.

#### 3-2- هندسه مورد بررسی

برای صحت‌سنجی و توانایی مدل‌های استفاده شده، مسأله تهویه در اتاقی با سیستم تهویه جابه‌جایی (با درجه توزیع هوا روی پایه میز) مورد بررسی قرار می‌گیرد. این مطالعه به صورت آزمایشگاهی توسط لومانس [18] انجام شده است. مسأله مورد بررسی، اتاقی با طول 5/16 متر، عرض 3/6 متر و ارتفاع 2/5 متر است. هندسه اتاق در شکل 2 به نمایش درآمده است. خروجی به ابعاد  $0/03 \times 1$  متر در گوشه بالای جنوب شرقی اتاق قرار دارد. درجه ورود هوا دارای ابعاد  $0/3 \times 1$  متر است.

خصوص بهینه‌سازی انرژی مصرفی سیستم تهویه جابه‌جایی با افزایش دمای هوای ورودی و به تبع آن افزایش میانگین دمای هوای داخل صورت نگرفته است. در این مطالعه، این بررسی صورت گرفته و همچنین سازگاری این اقدام مقید با ارضای شرایط آسایش حرارتی ساکنین و به خصوص کیفیت هوای داخل بررسی شده است.

#### 2- روش تحقیق

در این مطالعه از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی برای بررسی محیط داخلی مورد نظر استفاده شده است. در این روش‌ها برای حل عددی جریان سیال، مدل‌سازی‌های عددی مختلفی توسعه یافته که از جمله مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به روش معادلات متوسط‌گیری شده زمانی<sup>1</sup> اشاره کرد.

#### 2-1- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان مغشوش با روش متوسط‌گیری رینولدز برای معادلات بقای جرم، مومنتم و انرژی به صورت (3-1) هستند [17].

بقای جرم:

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

بقای مومنتم:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \nabla \cdot (\rho u_j \bar{v}) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \nabla \cdot (\mu \nabla u_j) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \nabla \cdot \bar{v}) \\ + \frac{\partial}{\partial x}(-\rho \bar{u} u_j) + \frac{\partial}{\partial y}(-\rho \bar{v} v_j) + \frac{\partial}{\partial z}(-\rho \bar{w} w_j) + \rho g_j \end{aligned} \quad (2)$$

در معادلات بقای مومنتم، مقادیر نوسانی به صورت مجهول جدید و تحت عنوان تنش‌های رینولدز<sup>2</sup> وارد معادلات می‌شوند که بایستی با استفاده از مدل‌های اغتشاشی تعیین شوند.

بقای انرژی:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{T}) + \nabla \cdot (\rho c_p \bar{v} T) = \nabla \cdot (k \nabla \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x}(-\rho \bar{u} T') \\ + \frac{\partial}{\partial y}(-\rho \bar{v} T') + \frac{\partial}{\partial z}(-\rho \bar{w} T') + S_T \end{aligned} \quad (3)$$

برای معادله انرژی نیز در جریان مغشوش ترم‌های جدیدی با عنوان شارحرارتی اغتشاشی<sup>3</sup> پدید می‌آیند که بایستی با استفاده از مدل‌های اغتشاشی تعیین شوند.

از مطرح‌ترین مدل‌های اغتشاشی برای محیط‌های داخلی می‌توان به مدل صفرمعادله‌ای داخلی اشاره کرد. در این مدل، تنش‌ها و شارهای اغتشاشی پدید آمده در معادلات اغتشاش را می‌توان بر مبنای تقریب بوزینسک<sup>4</sup> به ترتیب به صورت روابط (4,5) مدل کرد.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\delta_{ij} \rho k) \quad (4)$$

$$-\rho \overline{u'_i \phi'} = \left( \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (5)$$

که در رابطه 5، عدد پراتل در جریان مغشوش به شکل رابطه (6) تعریف می‌شود.

5- Turbulence Viscosity  
6- Discrete Ordinate (DO)  
7- AirPak  
8- Fluent  
9- Finite Volume  
10- Second Order Upwind  
11- SIMPLE

1- Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)  
2- Reynolds Stress  
3- Turbulence Heat Flux  
4- Boussinesq

3-3- شرایط مرزی

نرخ جریان هوای ورودی و دمای هوای ورودی در حالت مبنا (حالت تجربی) به ترتیب برابر با 0/047 مترمکعب بر ثانیه و 19/8 درجه سانتی‌گراد هستند. در خروجی فشار استاتیک متوسط برابر فشار اتمسفریک در نظر گرفته شده است و همچنین گرادیان عمودی سایر متغیرها برابر صفر است. اندازه دما در مرزها (جدول 1) با دمای واقعی سطوح اتاق حاصل از مطالعه تجربی برابر هستند. شارهای گرمایی نیز بر اساس مقدار واقعی گرمای تولید شده توسط چهار منبع گرمایی درون فضا در نظر گرفته شده‌اند. مانکن گرمایی موجود دارای سطحی برابر با 1/6 مترمربع است که گرمایی برابر با 59/8 وات تولید می‌کند. گرمای آزاد شده از طریق شبیه‌ساز هر رایانه، شبیه‌ساز چراغ مطالعه و هر لامپ فلوروسنت به ترتیب برابر با 61/5، 10/9 و 18/1 وات است. ذکر این نکته ضروری به نظر می‌رسد که مقادیر فوق تنها بخش جابه‌جایی گرمای ساطع شده هستند که برای استخراج کل گرمای آزاد شده از جدول 2 استفاده می‌شود. همچنین نسبت پوشش لباس برابر 0/8 در نظر گرفته شده است که متناسب با پوشش تابستانی است.

3-4- شبکه‌بندی و بررسی استقلال حل از شبکه

برای انتخاب شبکه‌ای مناسب برای شبیه‌سازی عددی مسأله لازم است که ابتدا، استقلال از شبکه در حل مورد بررسی قرار گیرد. از این روی، مسأله برای تعداد شبکه برابر با 114786، 470784، 693567 و 871311 مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت، که نتایج حاصل جهت بحث استقلال شبکه برای مقطعی که مختصات طولی آن 3/75 و مختصات عرضی آن 1/93 می‌باشد، در شکل 3 ارائه شده است. نحوه انتخاب تعداد این شبکه‌ها بر مبنای بررسی نحوه تغییرات متغیرها در مناطق دارای گرادیان‌های شدید و در صورت لزوم تراکم‌تر کردن شبکه در آن نواحی صورت گرفته است. با توجه به شکل 3 به ازای تغییر تعداد شبکه از 693567 به 871311 تغییر چندانی در جواب‌ها حاصل نشده است، پس شبکه 693567 به عنوان شبکه مناسب برای ادامه محاسبات انتخاب می‌شود.

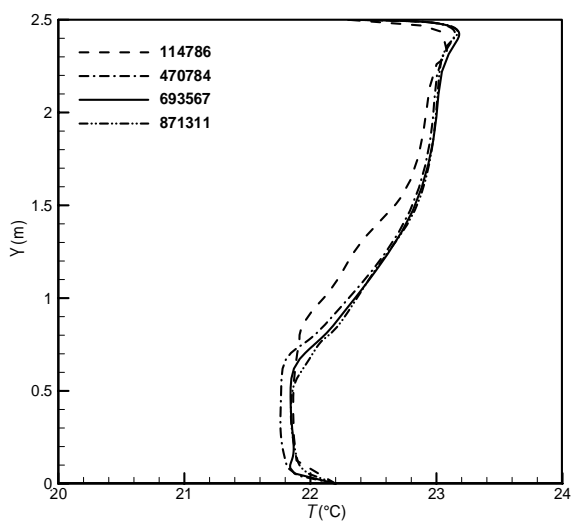
این شبکه‌بندی، همان‌طور که در شکل 4 نشان داده شده، یک شبکه-بندی منظم است. در حل معادلات در نواحی با گرادیان زیاد همانند دریچه-های ورود و خروج هوا، دیوارها، ناحیه استشفای و مجاورت منابع گرمایی،

جدول 1 شرایط مرزی جداره‌های فضا [18]

دما (°C)	موقعیت جدار فضا
22/2	تحتانی
22/3	فوقانی
23/2	شمالی
22/8	جنوبی
22/6	غربی
22/7	شرقی

جدول 2 نسبت انتقال حرارت جابه‌جایی به کل گرمای آزاد شده توسط اجزای مختلف

اجزا	نسبت انتقال حرارت جابه‌جایی به کل گرمای آزاد شده [18]
لامپ‌های فلوروسنت	0/39
شبیه‌ساز چراغ مطالعه	0/39
شبیه‌ساز کامپیوتر اول	0/625
مانکن گرمایی	0/571
شبیه‌ساز کامپیوتر دوم	0/625

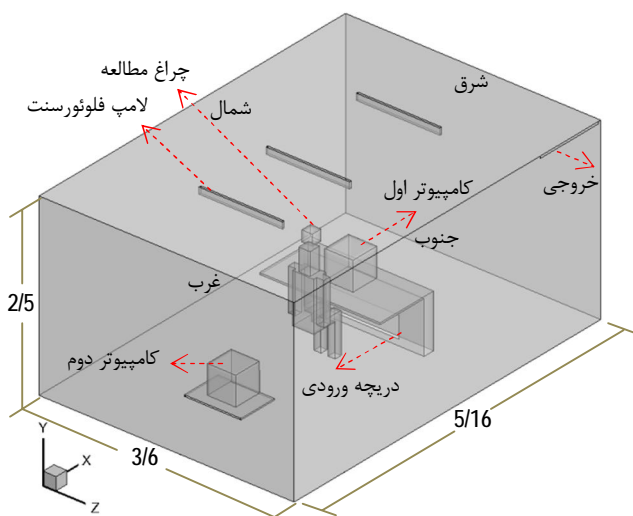


شکل 3 بررسی استقلال از شبکه

تراکم شبکه محاسباتی افزایش یافته تا اثرات آن‌ها به دقت وارد میدان حل شود.

4- توصیف حالت‌های مورد بررسی

ابتدا، حالت مبنا مورد شبیه‌سازی قرار گرفته و نتایج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی مورد مقایسه قرار می‌گیرند. چون هدف پژوهش حاضر بهینه‌سازی انرژی مصرفی سیستم تهویه جابه‌جایی در تابستان توسط افزایش میانگین دمای هوای اتاق است، بنابراین مسأله مورد نظر برای پنج حالت دمای ورودی مطابق جدول 3 بررسی شده است.



شکل 2 فضای مورد مطالعه

شرایط حرارتی بدن را در قالب شاخص واحدی با نام میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط بیان می‌کند.

شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، احساس حرارتی ساکنین (آراء گروه بزرگی از افراد) را نسبت به شرایط گرمایی محیط، بررسی و ارزیابی می‌کند. این شاخص یک مقدار کمی را به احساس حرارتی عمومی افراد نسبت می‌دهد که با تعیین آن می‌توان نسبت به تحلیل شرایط حرارتی، بهبود و بهینه‌سازی آن اقدام کرد.

مقدار کمی این شاخص بر مبنای رابطه 9 محاسبه می‌شود که این رابطه در محدوده خاصی از پارامترهای ذکر شده فوق برقرار است [22].

مقدار این شاخص عددی صحیح بین 3- تا 3+ است که حس دمایی متناسب با هر عدد صحیح از سرد تا داغ می‌باشد. طبق پیشنهاد استاندارد ایزو 7730 مقدار مناسب این شاخص بین 0/5- و 0/5+ است [22]. طبق روابط (9-12) داریم:

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) \times (M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M (5867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{F}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (9)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{F}_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\} \quad (10)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1\sqrt{v_{ar}} \\ 12.1\sqrt{v_{ar}} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (11)$$

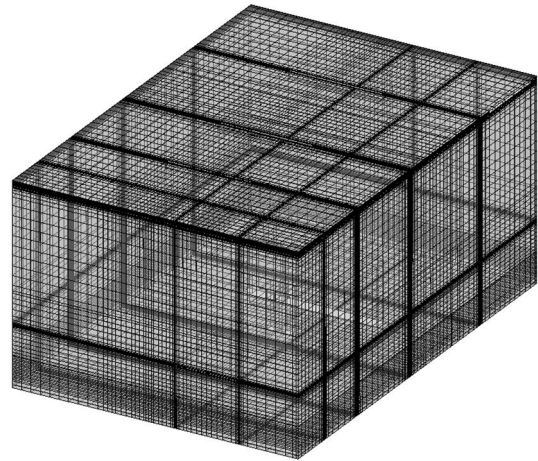
$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290/I_{cl} & \text{for } I_{cl} < 0.078 \text{ (m}^2\text{K/W)} \\ 1.05 + 0.645/I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0.078 \text{ (m}^2\text{K/W)} \end{cases} \quad (12)$$

1-5-2- درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط

هدف نهایی مدل‌های آسایش حرارتی، ارائه شاخصی برای محاسبه درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است و در واقع همین شاخص است که به عنوان معیار طراحی حرارتی محیط توسط طراحان مورد نظر قرار می‌گیرد. این شاخص بر خلاف شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، تنها جهت بررسی آراء انفرادی افراد (و نه آراء گروه بزرگ) مورد بررسی قرار می‌گیرد. روابط موجود جهت محاسبه کمی این شاخص به صورت تابعی از شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است (رابطه 13). این شاخص درصد افرادی را که احساس سرما یا گرما می‌کنند به گونه‌ای که احساس راحتی نمی‌کنند را، محاسبه می‌کند [20].

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.03353 \times PMV^4 - 0.2179 \times PMV^2) \quad (13)$$

طبق پیشنهاد استاندارد ایزو 7730 مقدار مناسب این شاخص، مقادیر کمتر یا



شکل 4 شبکه‌بندی فضای محاسباتی

جدول 3 حالت‌های مورد بررسی

حالت	دمای ورودی (°C)
1	17/8
2	19/8
3	21/8
4	23/8
5	25/8

نکته قابل ذکر این‌که تمام نتایج حاصل در قسمت‌های بعد، برای حالتی هستند که مطابق جدول 3، تنها دمای هوای ورودی تغییر یافته و دبی هوای ورودی ثابت در نظر گرفته شده است. اصولاً در دمای ورودی پایین‌تر، دبی کمتری برای تأمین بار برودتی اتاق مورد نیاز است اما به محض اینکه در هر حالت مفروض شرایط آسایش برقرار شد، وظیفه سیستم کنترلی است که با خاموش کردن فن یا تنظیم دبی آن، تنظیم شیر آب ورودی (شیر دورا، سه راهه) تداوم حالت مناسب را حفظ نماید و تغییر دبی از ورودی تنها از طریق تغییر سیستم‌های مکانیکی صورت می‌گیرد و به سادگی تغییر دمای ورودی نیست. بنابراین تغییر دما به عنوان ابزار بررسی این پژوهش انتخاب شده است.

## 5- تشریح پارامترهای مورد بررسی

### 1-5-1- آسایش حرارتی عمومی

#### 1-5-1-1- شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط

ایده به کارگیری مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی به دهه 1960 میلادی باز می‌گردد [19]. در سال 1970، فنگر<sup>1</sup> [20] اولین مدل تحلیلی برای پیش-بینی شرایط آسایش حرارتی را ارائه نمود. مدل فنگر یک مدل پایا و یک نقطه‌ای محسوب می‌شود و با وجود گذشت زمان نسبتاً زیاد از ارائه آن، هنوز هم به عنوان پرکاربردترین مدل تحلیلی آسایش حرارتی مطرح است. در مدل فنگر، شرایط حرارتی بدن به دو عامل فردی (نرخ متابولیک و میزان عایق-بندی لباس) و چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابش، فشار بخار هوا و سرعت هوا) وابسته است [21]. فنگر این هفت عامل مؤثر بر

1- Fanger

مساوی با 15% می‌باشد [22].

### 2-5- پارامتر ناراضیاتی حرارتی موضعی (درصد ناراضیاتی افراد ناشی از گرادیان عمودی دما)

قرار گرفتن شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی در محدوده‌های مجاز و قابل قبول، شرط لازم برای قابل قبول بودن شرایط آسایش حرارتی از سوی ساکنان ساختمان است ولی کافی نیست. به عبارت دیگر ممکن است در کلیه نقاط یک فضا شاخص‌های آسایش حرارتی در محدوده‌ی مجاز باشند اما باز هم ساکنان، نسبت به شرایط حرارتی شکایت داشته باشند. در واقع شاخص‌های میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط تنها شرایط آسایش حرارتی عمومی را برای بدن پیش‌بینی می‌کنند این در حالی است که گاهی احساس سرما یا گرمای موضعی در برخی از نقاط بدن شخص، او را آزار می‌دهد، به این احساس سرما یا گرمای موضعی و ناخواسته اصطلاحاً ناراضیاتی حرارتی موضعی<sup>1</sup> گفته می‌شود [7].

یکی از مهم‌ترین عوامل ایجاد ناراضیاتی حرارتی موضعی، گرادیان عمودی دما در فضا است. توزیع دمای هوا در داخل اتاق معمولاً همگن نبوده و به صورت عمودی از کف تا سقف افزایش می‌یابد. این توزیع دمای ناهمگن معمولاً مهم‌ترین عامل برای عدم رضایت حرارتی موضعی در افراد می‌باشد. سنجش گرادیان دما، بین ارتفاع مچ پا از کف فضا و سر محاسبه و ارزیابی می‌شود. استاندارد ایزو 7730 حداکثر گرادیان عمودی دما را، 3 درجه سانتی‌گراد پیشنهاد می‌کند [23].

### 3-5- پارامتر کیفیت هوای داخل (عمر متوسط موضعی هوا)

عمر متوسط موضعی هوا به عنوان زمان عمر متوسط هوا در موقعیت خاصی در داخل فضا نسبت به زمانی که هوا برای اولین بار وارد فضا شده است، تعریف می‌شود و در واقع عمر متوسط موضعی هوا معیاری از تازگی هوا بدست می‌دهد. عمر متوسط موضعی هوا از رابطه (14) استخراج می‌شود [24]. رابطه (14- الف) بیانگر شرط مرزی محل ورود هوا و رابطه (14- ب) بیانگر شرط مرزی دیواره‌ها و دریچه خروج هوا هستند [24].

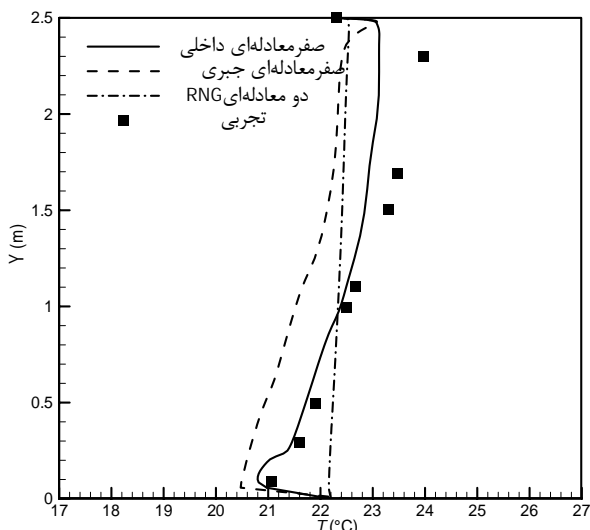
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tau) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \tau) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_t \frac{\partial \tau}{\partial x_j} \right) + \rho \quad (14)$$

$$\tau = 0 \quad (14- الف)$$

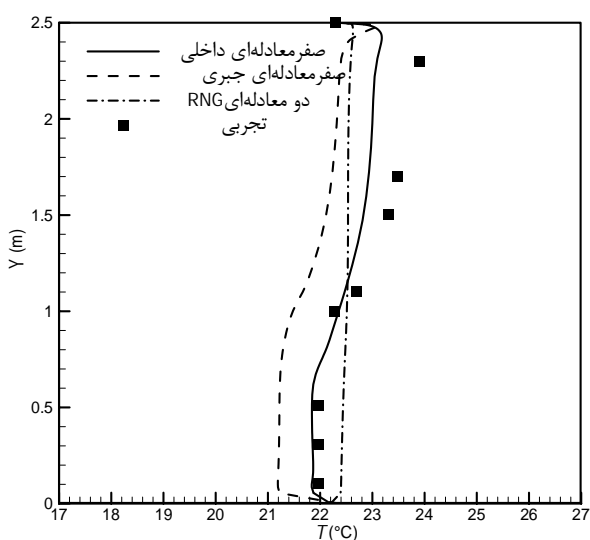
$$\frac{\partial \tau}{\partial x_j} = 0 \quad (14- ب)$$

### 6- صحت‌سنجی نتایج

سه مدل اغتشاشی پرکاربرد برای جریان‌های داخلی از مجموعه روش‌های معادلات متوسط‌گیری شده زمانی با یکدیگر و با داده‌های تجربی در دو ناحیه از فضای مطبوع، مورد مقایسه قرار گرفتند (شکل‌های 5 و 6). با توجه به این شکل‌ها و بررسی‌های جامع در مقاطع دیگر، مدل صفرمعادله‌ای داخلی به عنوان مدل اغتشاشی مناسب برای این مطالعه انتخاب می‌شود. این مدل دارای یک معادله جبری برای لزجت اغتشاشی بوده و هیچ معادله دیفرانسیلی برای انتقال ندارد. این مدل توسط چن و همکاران [17] برای شبیه‌سازی جریان‌های هوا در محیط‌های داخلی توسعه و بسط داده شده است. با توجه به بررسی‌های صورت گرفته مدل اغتشاشی مذکور دارای دقت بسیار خوبی در



شکل 5 صحت‌سنجی حل عددی در  $x=1/5$  و  $z=1/93$  با نتایج تجربی [18]



شکل 6 صحت‌سنجی حل عددی در  $x=3/75$  و  $z=1/93$  با نتایج تجربی [18]

محیط‌های داخلی است [17]، هم‌چنین این مدل نیاز مهندسان تهویه مطبوع به یک مدل اغتشاشی ساده اما قابل اعتماد که می‌تواند با تجهیزات محاسباتی نسبتاً کم در دسترس برای همه، استفاده شود را برطرف می‌کند.

### 7- نتایج

#### 1-7- الگوی جریان

الگوی جریان ایجاد شده توسط سیستم‌های توزیع هوا، تأثیر زیادی بر احساس آسایش حرارتی ساکنین و پیرو آن کارایی سیستم تهویه مطبوع دارد. ابتدا الگوی جریان ایجاد شده در حالت مینا مورد مطالعه قرار گرفته و نتایج با داده‌های تجربی حاصل از ثبت ویدئویی پخش دود، مورد مقایسه قرار می‌گیرد.

با توجه به شکل‌های 7 و 8، الگوی تجربی با الگوی محاسباتی دارای تطابق بسیار قابل قبولی است. با توجه به این الگوها، هوای ورودی از دریچه توزیع هوا به دلیل اثرات نیروی شناوری در فضای اتاق پخش شده است که قسمتی از هوای ورودی، تا دیوار مقابل پیش‌رفته و پس از برخورد با آن، جریان برگشتی ایجاد شده است. قسمت دیگری از جریان هوای ورودی از

1- Local Thermal Discomfort

دریچه توزیع هوا، پس از گرم شدن توسط فرد ساکن فضا به ارتفاع بالاتر اتاق رفته است و پس از برخورد با سقف جریان برگشتی ایجاد شده است. در واقع منابع حرارتی اتاق، جریان‌های جابه‌جایی به سمت بالا و به فرم دم‌حرارتی ایجاد نموده‌اند. یکی از ویژگی‌های مهم توزیع هوای جابه‌جایی، بالاتر بودن نرخ جریان در دم ایجاد شده در بالای فرد در مقایسه با نرخ جریان ورودی است.

### 7-2- ارزیابی آسایش حرارتی

دو شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، برای ارزیابی آسایش حرارتی عمومی در پنج حالت مورد بررسی، مطالعه شده‌اند. نتایج حاصل در صفحه طولی - عرضی مرکزی به دلیل استقرار شخص و دریچه توزیع هوای ورودی، در جدول 4 ارائه شده است.

با توجه به جدول 4 در حالت‌های 1 و 2 شاخص درصد نارضایتی افراد، در محدوده مجاز بوده و شاخص میانگین آراء افراد، خارج از محدوده مجاز است که برای ارضای شرایط آسایش حرارتی عمومی، هر دو شاخص بایستی در محدوده مجاز باشند. در حالت‌های 3، 4 و 5 هر دو شاخص در محدوده مجاز می‌باشند.

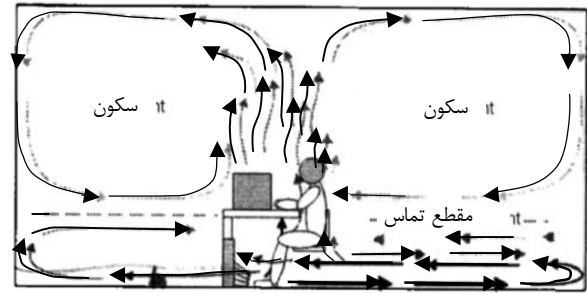
در این جدول می‌توان روند اصلاح شاخص‌های مذکور، با ترتیب حالت‌ها را مشاهده کرد. برای بررسی بهتر، تغییرات این شاخص‌ها در ارتفاع اتاق برای ناحیه حضور شخص، در شکل‌های 9 و 10 ارائه شده است. با توجه به این امر که سنجش شاخص‌ها در مقابل شخص صورت می‌گیرد بخشی از سنجش صورت گرفته در ناحیه مقابل پای شخص (بخش یک) و بخش دیگر در ناحیه مقابل قسمت فوقانی بدن شخص (بخش دو) صورت گرفته است و ناپیوستگی موجود در شکل‌ها به دلیل تغییر مقطع است.

با توجه به شکل 9 تغییرات شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط در هر دو بخش یک و دو با افزایش دما، روند رو به بهبود (به سمت بازه مناسب این شاخص) به خود گرفته‌است. همچنین با توجه به این شکل می‌توان از تغییرات شدیدتر در مقدار شاخص مطبوع، در بخش یک در مقایسه با بخش دو سخن گفت که علت این امر نیز در استقرار دریچه توزیع هوای ورودی در بخش یک است. همچنین با توجه به شکل 10 تغییرات شاخص درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط نیز مشابه تغییرات شاخص قبلی است، بدین صورت که با افزایش دما مقدار این شاخص نیز به سمت بازه مناسب آن در حال تغییر است.

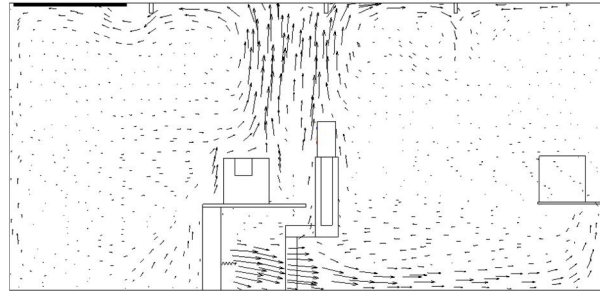
در شکل‌های 9 و 10 روند رفتارها تا حالت 3 (دمای هوای ورودی 21/8)، مشابه همدیگر بوده و پس از آن در حالت‌های 4 و 5، برای قسمتی از بخش یک، تغییر رفتار به سمت بهبود مشاهده می‌شود.

جدول 4 مقادیر شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی در صفحه XY مرکزی

حالت	میانگین آراء افراد (بدون بعد) PMV	درصد نارضایتی افراد (درصد) PPD
1	-0/6	14/7
2	-0/54	12/6
3	-0/44	10/1
4	-0/31	7/7
5	-0/23	6/7

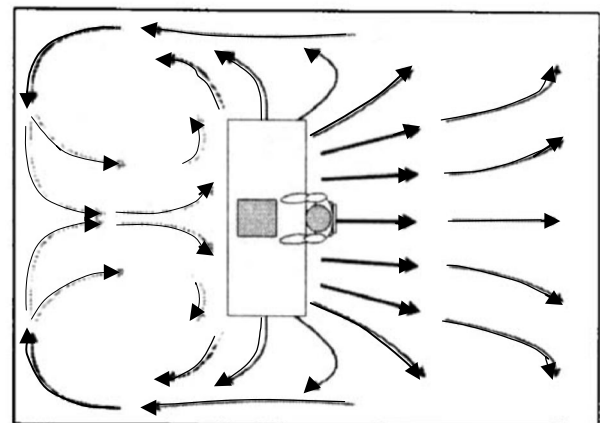


الف- الگوی جریان تجربی [18]

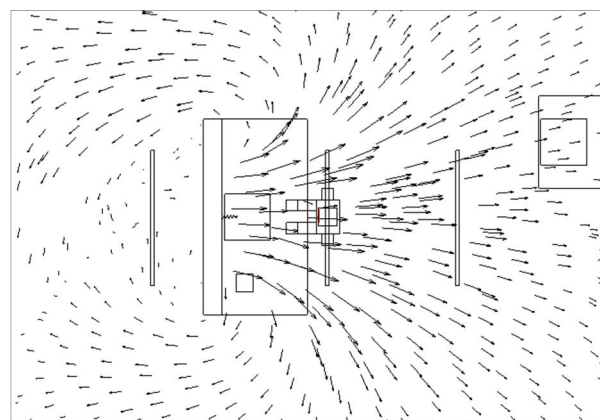


ب- الگوی جریان محاسباتی

شکل 7 الگوی جریان محاسباتی و تجربی در صفحه طولی - عرضی مرکزی



الف- الگوی جریان تجربی [18]

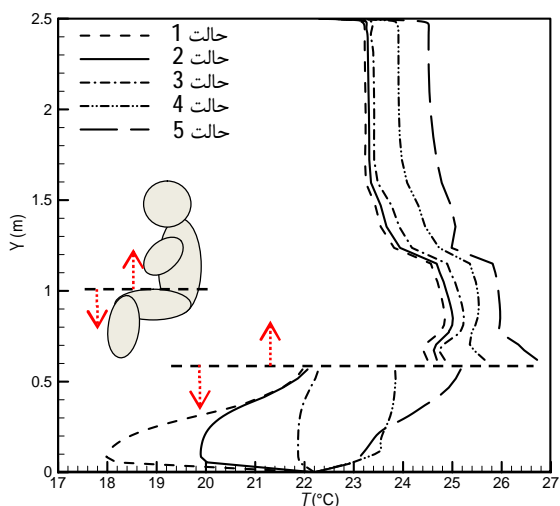


ب- الگوی جریان محاسباتی

شکل 8 الگوی جریان محاسباتی و تجربی در صفحه طولی - ارتفاعی مرکزی

جدول 5 مقادیر گرادیان عمودی دمای هوا در صفحه طولی - عرضی مرکزی

حالت	گرادیان دما (°C)
1	6/4
2	4/7
3	3
4	1/8
5	2/1

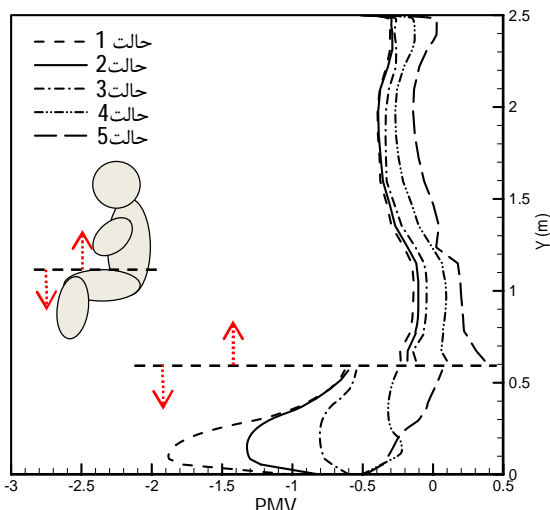


شکل 11 توزیع دما برای حالت‌های مورد بررسی در یک مقطع

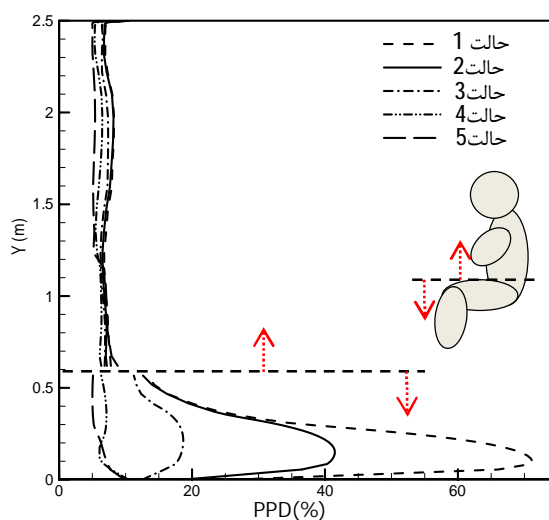
ناحیه پا رخ دهد. در این مطالعه، بررسی‌ها بر روی اختلاف دما بین ارتفاع مچ‌پا (0/1 متر از کف فضا) و سر فرد (1/2 متر از کف فضا) صورت گرفته است. توجه به این نکته که فرد به صورت نشسته بوده و مچ‌پا و سر فرد در یک امتداد قرار ندارند بسیار مهم است، به همین دلیل ناپیوستگی موجود در شکل این بخش نیز مانند شکل‌های قسمت ارزیابی آسایش‌حرارتی است. میزان اختلاف دما برای حالت‌های مورد بررسی در جدول 5 برای صفحه طولی - عرضی مرکزی ارائه شده است. با توجه به این جدول کمترین میزان اختلاف دما در حالت 4 و پس از آن در حالت 5 رخ داده است که هر دو در محدوده مجاز استاندارد ایزو 7730 قرار دارند. برای بررسی بهتر، روند تغییرات دما با ارتفاع اتاق در حالت‌های مورد بررسی در شکل 11 ارائه گردیده است. با توجه به شکل می‌توان دریافت که در این سیستم توزیع هوا، گرم شدن محلی در ناحیه سر و سرد شدن محلی در ناحیه پا رخ داده است، پس بررسی میزان گرادیان عمودی بسیار حائز اهمیت است.

#### 4-7- ارزیابی کیفیت هوا

برای ارزیابی کیفیت هوا از میانگین موضعی عمر هوا استفاده می‌شود. در بیشتر منابع، میزان این شاخص در ناحیه استنشاقی شخص، به نحوی که یک مکان ثابت به این ناحیه استنشاقی نسبت داده می‌شود، سنجیده شده است. در این مطالعه میزان کیفیت هوا در حالت‌های مورد بررسی، در ارتفاع اتاق برای ناحیه حضور شخص، در شکل 12 ارائه شده است. با توجه به ارتفاع ناحیه استنشاقی شخص، می‌توان حالت‌ها را از لحاظ تازگی هوا با یکدیگر مقایسه نمود. در شکل 12 تغییر الگوی میانگین موضعی عمر هوا با افزایش دمای ورودی به 23/8 درجه سانتی‌گراد مشاهده می‌شود. با توجه به شکل



شکل 9 تغییرات شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط برای حالت‌های مورد بررسی در یک مقطع



شکل 10 تغییرات درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط برای حالت‌های مورد بررسی در یک مقطع

البته توجه به این نکته ضروری است که در حالت کلی، شاخص‌های عمومی آسایش حرارتی، شاخص‌های متوسط هستند و با توجه به رابطه 8 بر اساس پارامترهای متوسط‌گیری شده محاسبه می‌شوند. بنابراین به نظر می‌رسد تعریف شاخص‌های مذکور به صورت نقطه به نقطه و رسم آن‌ها در نقاط مختلف (مطابق شکل‌های 9 و 10) چندان معمول نباشد. این نگاه در مورد پارامتر دمای متوسط تشعشعی کاملاً صحیح است و این پارامتر با توجه به محل قرارگیری فرد می‌تواند متفاوت باشد اما با توجه به هندسه مورد بررسی و ثابت بودن دمای دیواره‌ها در این مطالعه، تغییرات این پارامتر در ناحیه مورد بررسی بسیار اندک می‌باشد. گرچه در تحلیل دقیق‌تر مسأله لازم است پارامتر مذکور در هر موقعیت قرارگیری فرد محاسبه شود.

#### 3-7- ارزیابی ناراضیاتی حرارتی موضعی

همان‌گونه که اشاره شد شاخص گرادیان عمودی دمای هوا برای ارزیابی ناراضیاتی حرارتی موضعی مورد استفاده قرار گرفته است. بررسی این شاخص، زمانی اهمیت می‌یابد که گرم‌شدن محلی در ناحیه سر و سرد شدن محلی در



9- فهرست علائم

$a$	ضریب جذب ( $cm^{-1}$ )
$f$	نسبت حالت با لباس به حالت بدون لباس
$g_j$	شتاب گرانش ( $ms^{-2}$ )
$h$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )
$l$	مقاومت حرارتی ( $m^2K^1W$ )
$l$	شدت تشعشع ( $Wm^{-2}sr^{-1}$ )
$k$	ضریب هدایت حرارتی سیال ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )
$l$	فاصله تا نزدیک‌ترین دیوار (m)
$M$	نرخ متابولیک ( $Wm^{-2}$ )
MLAA	میانگین موضعی عمر هوا (s)
$n$	شاخص انکسار
$p$	فشار ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )
PMV	میانگین آراء افراد نسبت به شرایط حرارتی محیط
PPD	درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط حرارتی محیط
Pr	عدد پراتل
$\bar{r}$	برداری مکان
$\bar{s}$	برداری جهت
$\bar{s}'$	برداری جهت پخش
$s$	طول مسیر
$S_T$	ترم منبع برای تولید انرژی
$t$	زمان (s)
$T$	دما (K)
$\bar{T}$	دمای متوسط (K)
$T'$	دمای نوسانی (K)
$u_j$	سرعت ( $ms^{-1}$ )
$\bar{u}_j$	سرعت متوسط ( $ms^{-1}$ )
$u'_j$	سرعت نوسانی ( $ms^{-1}$ )
$\bar{V}$	برداری سرعت
$V$	مقدار سرعت محلی ( $ms^{-1}$ )
$W$	کار خارجی (W)

علائم یونانی

$\Gamma$	ضریب پخش
$\delta$	دلتای دیراک
$\mu$	لزجت دینامیکی ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )
$\nu$	لزجت سینماتیکی ( $m^2s^{-1}$ )
$\rho$	چگالی ( $kgm^{-3}$ )
$\sigma$	ثابت استفان بولتزمن ( $Wm^{-2}K^{-4}$ )
$\sigma_s$	ضریب پخش ( $cm^{-1}$ )
$\tau$	میانگین موضعی عمر هوا (s)
$\phi$	تابع فاز
$\Omega'$	زاویه جامد (rad)

زیرنویس‌ها

a	هوا
ar	نسبی هوا
cl	لباس
j	راستای مختصات

12، با افزایش دمای هوای ورودی به 23/8 درجه سانتی‌گراد و هم‌افزایی این افزایش دما با شناوری حرارتی منابع گرمایی درون فضا، هوای تازه هرچه سریع‌تر به سمت بالا حرکت کرده و هوای با عمر بسیار بیشتر در ناحیه پایین باقی می‌ماند.

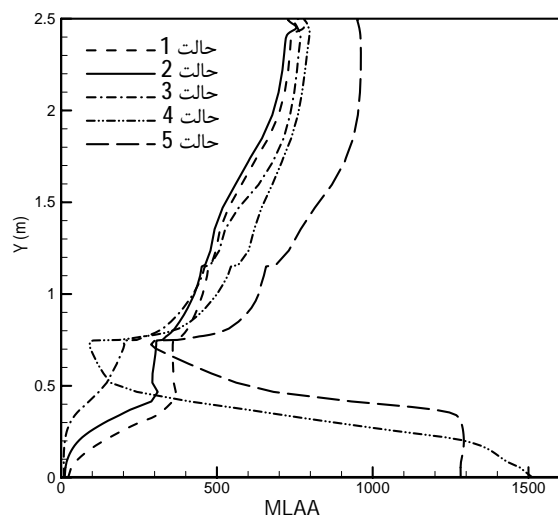
تغییرات در میانگین موضعی عمر هوا در ناحیه استنشاقی شخص (1/2 متر) با افزایش دمای هوای ورودی از درجه توزیع هوا چندان دچار تغییر نشده است، هرچند به طور مستمر به عمر آن افزوده شده ولی این افزوده شدن اندک عمر در ناحیه استنشاقی، چندان از کیفیت هوا نمی‌کاهد.

7-5- میانگین دمای هوای داخل و بهینه‌سازی انرژی مصرفی

با افزایش دمای هوای ورودی به ترتیب حالت‌های مورد بررسی، میانگین دمای هوای اتاق از 22/2 برای حالت اول به ترتیب حالت‌ها به 22/4، 22/8، 23/3 و 23/6 درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد. افزایش دمای هوای ورودی از 17/8 درجه سانتی‌گراد برای حالت اول به 25/8 درجه سانتی‌گراد برای حالت پنجم سبب کاهش مصرف انرژی به اندازه 50% می‌شود.

8- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، بهینه‌سازی انرژی مصرفی سیستم تهویه مطبوع با توزیع هوای جابه‌جایی، توسط افزایش میانگین دمای هوای اتاق منتج از دمای ورودی افزایش یافته، مورد بررسی قرار گرفت. به دلیل مقید بودن بهینه‌سازی به شرایط آسایش حرارتی ساکنین، پنج حالت با دمای هوای ورودی مختلف و نرخ جریان ثابت به عنوان حالت‌های مورد بررسی انتخاب و شاخص‌های میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، گرادیان عمودی دما و میانگین موضعی عمر هوا در آن‌ها مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفتند. میانگین دمای هوای اتاق در هر یک از حالت‌های مورد بررسی در این مطالعه محاسبه شد. با افزایش دمای هوای ورودی از 17/8 به 25/8 درجه سانتی‌گراد، میانگین دمای هوای اتاق از 22/2 به 23/6 درجه سانتی‌گراد افزایش یافته است. هم‌چنین شرایط آسایش حرارتی ساکنین نیز بهبود یافته است. اما کیفیت هوای داخل در ناحیه استنشاقی دچار اندکی افت شده که قابل چشم‌پوشی است. این افزایش میانگین دمای 1/4 درجه‌ای، گامی جهت سازگاری با سیستم‌های توزیع هوای جابه‌جایی با دمای افزایشی پیشنهادی است که این امر، خود سبب بهینه‌سازی وسیع در مصرف انرژی مقیاس بزرگ می‌شود.



شکل 12 میانگین موضعی عمر هوا برای حالت‌های مورد بررسی در یک مقطع

۲ تشعشعی

۳ اغتشاشی

## 10 - مراجع

- [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, pp. 276-287, 2005.
- [12] Z. Lin, T.T. Chow, K.F. Fong, C.F. Tsang, Q. Wang, Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part II: indoor air quality, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 288-305, 2005.
- [13] Z. Lin, C.K. Lee, S. Fong, T.T. Chow, T. Yao, A.L.S. Chan, Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling, *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 130-136, 2011.
- [14] I. Mundt, *Ventilation effectiveness*, REHVA guidebook, 2004.
- [15] F. Bauman, T. Webster, Outlook for underfloor air distribution, *ASHRAE Journal*, Vol. 43, No. 6, pp. 18-27, 2001.
- [16] A. Alajmi, W. El-Amer, saving energy by using underfloor-air-distribution(UFAD) systems in commercial buildings, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 1637-1642, 2010.
- [17] Q. Chen, W. Xu, A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation, *Energy and Buildings*, Vol. 28, pp. 137-144, 1998.
- [18] M. Loomans, *The Measurement and Simulation of Indoor Air Flow*, PhD Thesis, Eindhoven University, Netherlands, 1998.
- [19] R.D. Watson, K.S. Chapman, *Radiant heating and cooling handbook*, New York: McGraw-Hill, 2001.
- [20] P. O. Fanger, *Thermal comfort-analysis and applications in environmental engineering*, New York: McGraw Hill, 1970.
- [21] A. Zolfaghari, *Modification of standard thermal comfort models by using the frequency*, PhD Thesis, Tarbiat Modares University, Tehran, 2011. (In Persian)
- [22] G. Heidarinejad, Sh. Delfani, M. A. Zangeneh, M. Heidarinejad, *Thermal Comfort*, Building and Housing Research Center, Tehran, pp. 57-67, 2009. (In Persian)
- [23] H.B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, E&FN Spon, London, 1998.
- [24] M. Sandberg, What is ventilation efficiency, *Building and Environment*, Vol. 16, pp. 123-135, 1981.
- [1] European Union, *The new directive on the energy performance of buildings*, 3<sup>rd</sup> ed., 2002.
- [2] L. Tian, Z. Lin, J. Liu, T. Yao, Q. Wang, The impact of temperature on mean local air age and thermal comfort in a stratum ventilated office, *Building and Environment*, Vol. 46, pp. 501-510, 2011.
- [3] Carrier Air Conditioning Company, *Handbook of Air Conditioning System Design*, Mc-Graw Hill, New York, 2000.
- [4] ASHRAE Standard 55, *Thermal Environment Conditions for Human Occupancy*, 2004.
- [5] D. P. Wyon, The effects of indoor air quality on performance and productivity, *Indoor Air*, Vol. 14, No. 7, pp. 92-101, 2004.
- [6] P. O. Fanger, What is IAQ?, *Indoor Air*, Vol. 16, No. 5, pp. 328-334, 2006.
- [7] M. Maerefat, A. Omidvar, *Thermal Comfort*, pp. 1-10, Tehran: Kelid Amoozesh, 2008. (In Persian)
- [8] L. Tian, Z. Lin, J. Liu, Q. Wang, Experimental investigation of thermal and ventilation performances of stratum ventilation, *Building and Environment*, Vol. 46, pp. 1309-1320, 2011.
- [9] N. Morovat, *Analysis of Thermal Comfort, Air Quality and Energy Consumption in a Hybrid System of the Hydronic Radiant Cooling and Stratum Ventilation*, M. Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, 2013. (In Persian)
- [10] M. Maerefat, N. Morovat, Analysis of thermal comfort in space equipped with stratum ventilation and radiant cooling ceiling, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 11, pp. 41-54, 2013. (In Persian)