



## بررسی اثر ارتفاع دریچه برگشت هوا بر مصرف انرژی، آسایش حرارتی و کیفیت هوا در سیستم توزیع هوای زیر سطحی

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

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

### چکیده

### اطلاعات مقاله

در این مطالعه، با محاسبه بار سرمایی کوئل در سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی، تأثیر دریچه‌های برگشت و خروج مجزا و ارتفاع دریچه برگشت بر مصرف انرژی، شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل مورد بررسی قرار گرفته است. براساس نتایج تحقیق، هنگامی که ارتفاع دریچه برگشت به ترتیب برابر با 2، 1/3، 0/65 و 0/3 متر است، میزان کاهش مصرف انرژی نسبت به حالت بدون دریچه برگشت برابر با 10/9، 15/3، 18/9 و 25/7 درصد است. عوامل محدودکننده در میزان این کاهش، شرایط آسایش حرارتی ساکنان و کیفیت هوای داخل هستند. به همین منظور به کمک دینامیک سیالات محاسباتی (نرم‌افزار ایرپک با الگوریتم حل سیمپل با استفاده از مدل اغتشاشی صفر معادله‌ای داخلی)، شاخص‌های آسایش حرارتی (میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط)، شاخص نارضایتی حرارتی موضعی (گرا دیان عمودی دما) و شاخص کیفیت هوای داخل (عمر متوسط موضعی هوا) با تغییر ارتفاع دریچه برگشت مورد بررسی قرار گرفته است. براساس نتایج، با کاهش ارتفاع دریچه برگشت از سقف تا کف، دمای هوای خروجی افزایش یافته و به سبب آن، اختلاف دمای هوا در جهت عمودی نیز افزایش می‌یابد. با بررسی‌های صورت گرفته، انتخاب موقعیت 1/3 متر (مرز بالایی ناحیه سکونت در حالت نشسته) برای دریچه برگشت، سبب صرفه‌جویی 15/3 درصدی در میزان مصرف انرژی با حفظ شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل می‌شود.

مقاله پژوهشی کامل  
 دریافت: 25 خرداد 1393  
 پذیرش: 10 شهریور 1393  
 ارائه در سایت: 10 آبان 1393  
 کلید واژگان:  
 سیستم توزیع هوای زیرسطحی  
 مصرف انرژی  
 آسایش حرارتی  
 کیفیت هوای داخل

## Investigating the effect of return air vent height on energy consumption, thermal comfort, and air quality in under floor air distribution system

Ghassem Heidarinejad\*, Mohammad Hassan Fatollahzadeh, Hadi Pasdar shahri

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran  
 \*P.O.B. 14115-143 Tehran, Iran, gheidari@modares.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
 Received 15 June 2014  
 Accepted 01 September 2014  
 Available Online 01 November 2014

**Keywords:**  
 Under floor air distribution system  
 Energy consumption  
 Thermal comfort  
 Indoor air quality

### ABSTRACT

In this study, by cooling coil load calculation in under floor air distribution systems, the effect of separate location of the return and exhaust vents and return vent height on energy consumption, thermal comfort conditions and indoor air quality have been investigated. Based on the results obtained from this study, when the height of return vent is equal to 2.0, 1.3, 0.65 and 0.3 m, the amount of energy usage reduction compared to no return vent is equal to 10.9, 15.3, 18.9 and 25.7 percent respectively. Limiting factors in the amount of this reduction are thermal comfort of occupants and indoor air quality. To this end, thermal comfort indices (Predicted Mean Vote and Predicted Percentage of Dissatisfied), local thermal discomfort index (Temperature gradient in vertical direction), and indoor air quality index (Mean Local Air Age) have been investigated by changing return vent height using CFD methods (Air Pak software with SIMPLE algorithm by using Indoor Zero Equation turbulence model). Based on the results, by reducing the height of return vent from ceiling to floor, the exhaust air temperature increased, which causes the temperature gradient to increase in vertical direction. The survey was conducted so that choosing the location of 1.3 m (upper boundary of occupied space in seated mode) for return vent would cause a 15.3 percent reduction in the amount of energy consumption while maintaining the states of thermal comfort conditions and indoor air quality.

### 1- مقدمه

مهندسی مکانیک و با توجه به پدیده گرمایش جهانی<sup>1</sup>، بایستی با استفاده از فناوری‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوعی صورت گیرد که کم‌ترین

تمرکز اصلی در طراحی ساختمان‌ها بر افزایش بازدهی با فراهم آوردن محیطی راحت و سالم برای ساکنان است [1]. نیل به این منظور از دیدگاه

1- Global warming

میزان انرژی را مصرف می‌کنند.

در سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوعی که هوا در آن‌ها نقش اصلی را ایفاء می‌کند، نوع سیستم توزیع هوا تأثیر زیادی بر کیفیت هوای داخل<sup>1</sup>، مصرف انرژی، ساماندهی فضا، هزینه ساخت اولیه، هزینه‌های جاری و کارایی سیستم تهویه دارد. سیستم‌های توزیع هوا در حالت کلی به سه دسته تقسیم می‌شود که عبارت‌اند از: سیستم توزیع هوای اختلاطی (تهویه اختلاطی)<sup>2</sup>، سیستم توزیع هوای لایه‌ای (تهویه لایه‌ای)<sup>3</sup> و سیستم توزیع هوای جابه‌جایی (تهویه جابه‌جایی)<sup>4</sup>.

یک رهیافت نسبتاً جدید در سیستم‌های تهویه جابه‌جایی، سیستم تهویه جابه‌جایی با دریچه ورودی مستقر در کف است (که اصطلاحاً در این پژوهش، به‌عنوان سیستم توزیع هوای زیرسطحی<sup>5</sup> نامیده می‌شود). این سیستم به‌طور گسترده‌ای در ساختمان‌های تجاری جدید به کار رفته است و جایگزین مناسبی برای سیستم‌های تهویه با توزیع هوای سنتی (سیستم تهویه اختلاطی) است. سیستم‌های تهویه با توزیع هوای زیرسطحی و توزیع هوای اختلاطی دارای واحدهای هوا ساز و اجزای یکسانی هستند و اختلاف اصلی بین دو سیستم در مکان انتقال هوا به داخل اتاق است [2]. در سیستم‌های تهویه اختلاطی، ورودی هوا در سقف مستقر است که دلیل این امر، تسهیل اختلاط کامل هوای ورودی و هوای اتاق است، اما در سیستم توزیع هوای زیرسطحی، هوا در ناحیه اسکان ساکنان فراهم می‌شود. در واقع در سیستم توزیع هوای زیرسطحی از فضای خالی بین کف فضا و کف کاذب برای انتقال هوای تهویه شده به ورودی‌های مستقر در کف استفاده می‌کنند (شکل 1). در سیستم توزیع هوای زیرسطحی بر شنواری طبیعی هوا جهت برطرف کردن گرما و آلاینده‌های درون فضا تکیه شده است.

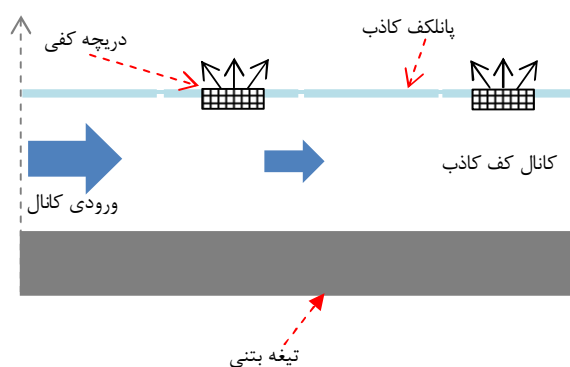
در سیستم توزیع هوای زیرسطحی، توزیع هوای تهویه‌شده از راه دریچه‌های نصب‌شده بر کف کاذب صورت می‌گیرد، همچنین امکان کنترل دما و نرخ تهویه برای هریک از ساکنان، توسط نصب دریچه‌های جداگانه قابل دستیابی است. در این سیستم، دمای هوای ورودی در تابستان حدود 3 تا 4 درجه سانتی‌گراد بیشتر از سیستم تهویه اختلاطی بوده و سرعت هوای ورودی نسبت به سیستم‌های مشابه (سیستم‌های تهویه جابه‌جایی رایج) بالاتر، ولی نسبت به سیستم‌های تهویه اختلاطی بسیار پایین‌تر است [3].

مهم‌ترین تحقیقات صورت‌گرفته در رابطه با سیستم توزیع هوای

زیرسطحی را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم‌بندی کرد: تحقیقات در رابطه با کارایی این سیستم (مصرف انرژی آن) و تحقیقات در رابطه با شرایط حرارتی به‌وجود آمده از این سیستم (شرایط آسایش حرارتی ساکنان). گورتن و باقری [4] با بررسی سیستم توزیع هوای زیرسطحی به این نتیجه رسیدند که به دلیل این‌که سیستم، تنها ناحیه سکونت ساکنان نیاز به تهویه دارد، این سیستم ذاتاً پتانسیل کاهش مصرف انرژی را دارد. دالی [5] به بررسی مزایای حاصل از سیستم توزیع هوای زیرسطحی پرداخت و سه مزیت اصلی برای این سیستم توزیع هوا برشمرد، که عبارت‌اند از: افزایش قابلیت تغییر در دکوراسیون (با استفاده از طول داکت کمتر در کف کاذب)، جلوگیری از کوران (با رعایت عدم‌نشست از کف کاذب) و مصرف انرژی کم‌تر (با اعمال نرخ جریان هوای مناسب برای ناحیه اسکان). بامن [6] سیستم توزیع هوای زیرسطحی را از نظر پتانسیل عملکردی بهتر نسبت به سیستم تهویه اختلاطی مورد بررسی قرار داد. العجمی [7] به بررسی بهینه بودن استفاده از سیستم توزیع هوای زیرسطحی در ساختمان‌های تجاری و برای دماهای ورودی مختلف پرداخت. از جمله شاخص‌ترین کارهای صورت‌گرفته در رابطه با شرایط حرارتی به‌وجود آمده از این سیستم نیز می‌توان به موارد زیر اشاره کرد: جاکولا [8] با انجام بررسی‌هایی بر این سیستم به این نتیجه رسید که امکان کنترل انفرادی دمای اتاق توسط ساکنان مؤثرترین وسیله برای بهبود شرایط آسایش حرارتی است. کوآ و چانگ [9] تأثیرات موقعیت دریچه‌های ورودی و خروجی بر آسایش حرارتی در ناحیه اسکان را مورد بررسی قرار دادند. لم و چان [10] توزیع دما و حرکت هوا را در یک سالن ژئیمانستیک تهویه شده در هنگ‌کنگ مورد بررسی قرار دادند، نتایج تحقیق یاد شده حاکی از این بود که مکان دریچه خروجی تأثیر بسیار زیادی بر طبقه‌بندی دمایی در یک سالن ژئیمانستیک دارد و از این‌رو به‌طور شاخص بار سرمایی سالیانه سیستم را تحت تأثیر قرار می‌دهد. اختلاف دمای بسیار زیاد در ناحیه اسکان از جمله مسائل اساسی آسایش حرارتی است که سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی با آن مواجه هستند، اگرچه ژانگ و همکاران [11] و فونگ و همکاران [12] نشان دادند که از یک سیستم توزیع هوای زیرسطحی که به‌درستی طراحی شده باشد می‌توان انتظار یک محیط دمایی راحت داشت. چانگ و همکاران [13] به تحلیل تأثیر دمای متوسط تشعشعی بر آسایش حرارتی در یک سیستم تهویه زیرسطحی پرداختند.

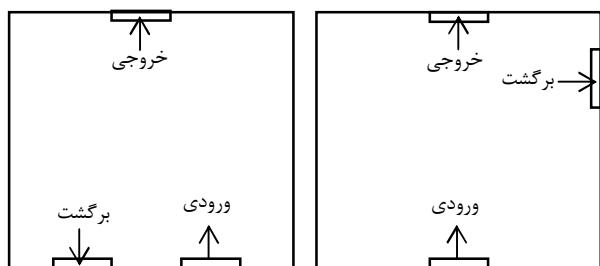
با توجه به تحقیقات یاد شده، مزایای سیستم توزیع هوای زیرسطحی در حالت کلی عبارت‌اند از: کاهش عمده هزینه‌های چرخه عمر ساختمان به دلیل افزایش انعطاف‌پذیری در مدیریت تجهیزات (تنظیم و تغییر دکوراسیون)، افزایش رضایت و آسایش ساکنان از طریق بهبود شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل، هزینه جاری کم‌تر، کارکرد انرژی کم‌تر و افزایش انعطاف‌پذیری سرویس‌ها و تجهیزات الکترونیکی ساختمان‌ها. از معایب این سیستم می‌توان به فناوری جدید و تقریباً نامأنوس آن، کمبود اطلاعات و راهنماهای طراحی، نبود برنامه شبیه‌سازی کل ساختمان برای سیستم، هزینه اولیه بالا، کف سرد، چگالش، نشی و ورود گرد و خاک به داخل سیستم اشاره کرد.

با توجه به مطالعات نگارندگان، عملکرد سیستم توزیع هوای زیرسطحی به‌شدت توسط مکان دریچه‌ها تحت تأثیر قرار می‌گیرد. به‌جز در مواردی خاص، همواره مقداری از هوای اتاق به داخل سیستم تهویه بازگردانده می‌شود، اما در بیشتر مطالعات صورت‌گرفته تاکنون مکان دریچه‌های خروج و برگشت به سیستم تهویه برهم منطبق است (شکل 2). مطالعات زو [14]



شکل 1 طرح شماتیک سیستم توزیع هوای زیرسطحی

- 1- Indoor Air Quality (IAQ)
- 2- Mixing Ventilation (MV)
- 3- Stratum Ventilation (SV)
- 4- Displacement Ventilation (DV)
- 5- Underfloor Air Distribution (UFAD)



شکل 3 طرح شماتیک ترکیب‌های مختلف سیستم توزیع هوای زیرسطحی با دریچه برگشت و خروج نامنطبق برهم [14]

برای معادله انرژی نیز در جریان مغشوش ترم‌های جدیدی با عنوان شار حرارتی اغتشاشی<sup>3</sup> پدید می‌آیند که با استفاده از مدل‌های اغتشاشی مدل می‌شوند. از مطرح‌ترین مدل‌های اغتشاشی برای محیط‌های داخلی می‌توان به مدل صفرمعادله‌ای داخلی اشاره کرد [15]. 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.

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

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

که در رابطه (5)، عدد پرناتل در جریان مغشوش به صورت رابطه (6) تعریف می‌شود.

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

جهت 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) به دست می‌آید [15]. که در این رابطه، مقدار ثابت، یک مقدار تجربی است.

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

مدل صفر معادله‌ای داخلی توسط چن و زو [15] برای شبیه‌سازی جریان هوا در محیط‌های داخلی توسعه و بسط داده شده است و با توجه به بررسی‌های صورت گرفته دارای نتایج بسیار خوبی در محیط‌های داخلی است. برای شبیه‌سازی تابش از مدل جهات گسسته<sup>6</sup> استفاده شده است.

### 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> جهت 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، جهت حل مسئله یک شبکه‌بندی سازمان یافته است که در آن برای

نشان می‌دهد که سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی با دریچه‌های برگشت و خروج نامنطبق (شکل 3) می‌توانند کاهش مصرف انرژی بیشتری را به دنبال داشته باشند.

در این پژوهش، شبیه‌سازی سیستم توزیع هوای زیرسطحی با دریچه‌های برگشت و خروج مجزا انجام شده است تا تأثیر موقعیت متفاوت دریچه برگشت بر آسایش حرارتی ساکنان و کیفیت هوای داخل مورد بررسی قرار گیرد. هم‌چنین میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی بر اساس موقعیت متفاوت دریچه برگشت با تعیین بار سرمایی کویل در سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی تعیین شده است.

### 2- روش تحقیق

در این مطالعه از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی برای بررسی محیط داخلی موردنظر 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 رابطه (2.1) [15]. بقای جرم:

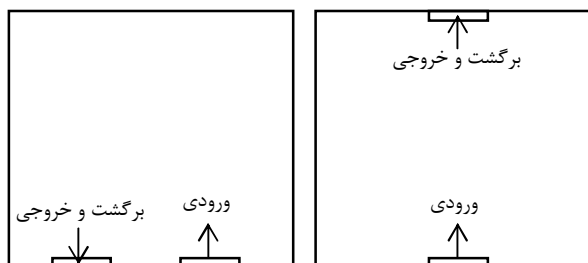
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \bar{w}) = 0 \quad (1)$$

بقای مومنتم:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) + \nabla \cdot (\rho u_j \bar{V}) = & -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \nabla \cdot (\mu \nabla u_j) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \nabla \cdot \bar{V}) \\ & + \frac{\partial}{\partial x} (-\rho \overline{u' u_j'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \overline{v' u_j'}) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} (-\rho \overline{w' u_j'}) + \rho g_j \end{aligned} \quad (2)$$

در معادلات بقای مومنتم، مقادیر نوسانی به صورت مجهول جدید و تحت عنوان تنش‌های رینولدز<sup>2</sup> وارد معادلات می‌شوند که با استفاده از مدل‌های اغتشاشی مدل، رابطه (3)، می‌شوند. بقای انرژی:

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



شکل 2 طرح شماتیک ترکیب‌های مختلف سیستم توزیع هوای زیرسطحی با دریچه برگشت و خروج نامنطبق برهم

3- Turbulence Heat Flux  
4- Boussinesq  
5- Turbulence viscosity  
6- Discrete Ordinate(DO)  
7- Air Pak  
8- Fluent  
9- Finite volume

1- Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)  
2- Reynolds Stress

جدول 2 شارهای گرمایی ناشی از منابع گرمایی درون فضا [16]

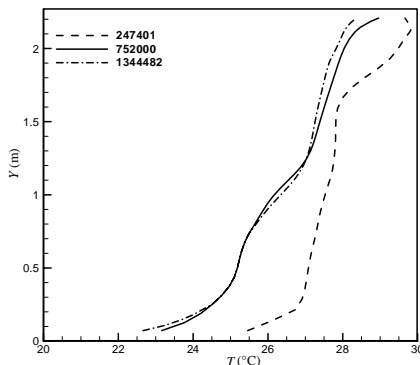
اجزاء	شار گرمایی (W)
هر کدام از لامپ‌های فلوروسنت	68
شبیه‌ساز کامپیوتر اول	108/5
شبیه‌ساز کامپیوتر دوم	173/4
مانکن گرمایی	75

3-4- شبکه‌بندی و بررسی استقلال حل از شبکه

برای انتخاب شبکه‌ای مناسب برای شبیه‌سازی عددی مسئله لازم است که ابتدا، استقلال از شبکه در حل مورد بررسی قرار گیرد. از این رو مسئله برای تعداد شبکه برابر با 247.401، 752.547 و 1.344.482 مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. نتایج حاصل برای مقطعی که مختصات طولی آن 4/3 متر و مختصات عرضی آن 1/825 متر است در شکل 5 به نمایش درآمده است. شیوه 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 5، به ازای تغییر تعداد شبکه از 752.547 به 1.344.482 تغییر چندانی در جواب‌ها حاصل نشده است؛ بنابراین شبکه 752.547 به عنوان شبکه مناسب برای ادامه محاسبات انتخاب می‌شود. شبکه‌بندی انتخاب شده یک شبکه‌بندی منظم است که در نواحی با گرادیان زیاد مانند دریچه‌های ورود و خروج هوا، دیوارها، ناحیه استنشاقی و مجاورت منابع گرمایی تراکم شبکه محاسباتی افزایش یافته تا اثرات آن‌ها به‌دقت وارد میدان حل شود.

4- توصیف حالت‌های مورد بررسی

در این پژوهش، ابتدا حالت تجربی مورد شبیه‌سازی قرار گرفته و نتایج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی مورد مقایسه قرار می‌گیرند. چون هدف، تعیین اثر مکان دریچه هوای برگشتی بر کاهش مصرف انرژی، شرایط آسایش حرارتی ساکنان و کیفیت هوای داخل در ناحیه اسکان است؛ بنابراین اثر مکان دریچه برگشت را روی هر کدام از پارامترهای بالا مورد بررسی قرار دادیم. حالت‌های مورد بررسی در جدول 3 به نمایش درآمده‌اند. در هر یک از این حالت‌ها 70% از هوای ورودی توسط دریچه‌های مستقر در کف، از راه دریچه برگشت به سیستم تهویه بازگردانده می‌شود.



شکل 5 بررسی استقلال حل از شبکه

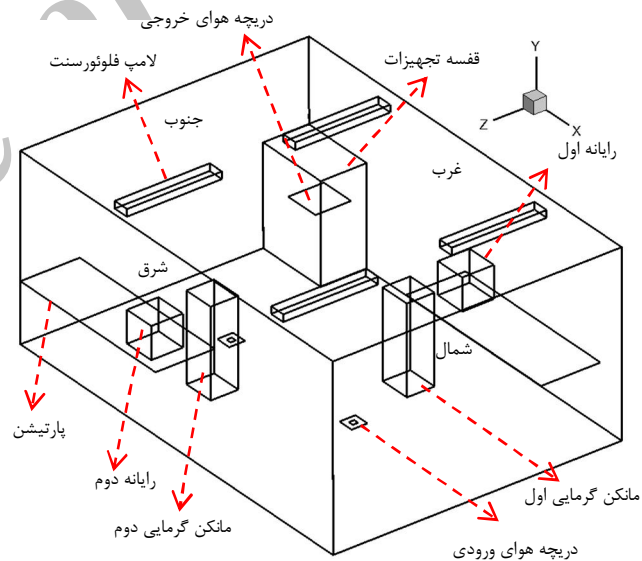
گسسته‌سازی معادلات از روش بالادست مرتبه دوم<sup>1</sup> استفاده شده است. از تقریب بوزینسک برای جابه‌جایی طبیعی و از الگوریتم سیمپل<sup>2</sup> برای تصحیح کوپلینگ بین فشار و سرعت استفاده شده است.

3-2- هندسه مورد بررسی

برای صحت‌سنجی و بررسی توانایی مدل‌های استفاده شده، مسئله تهویه در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیرسطحی مورد بررسی قرار می‌گیرد. این مطالعه به صورت آزمایشگاهی توسط کوبایاشی [16] انجام شده است. مسئله مورد بررسی، اتاقی با طول 5/16 متر، عرض 3/65 متر و ارتفاع 2/27 متر است. هندسه اتاق در شکل 4 به نمایش درآمده است.

3-3- شرایط مرزی

نرخ جریان هوای ورودی و دمای هوای ورودی در حالت تجربی به ترتیب برابر با 187 مترمکعب بر ساعت (معادل با  $ACH = 4/4$ ) و 19 درجه سانتی‌گراد است. از افزایش دمای هوای ورودی بین دو دریچه صرف‌نظر شده است. در خروجی فشار استاتیک متوسط برابر فشار اتمسفر یک در نظر گرفته شده و گرادیان عمودی سایر متغیرها برابر با صفر است. مقدار دما در مرزها (جدول 1) با دمای واقعی سطوح اتاق حاصل از مطالعه تجربی برابرند. شارهای گرمایی نیز بر اساس مقدار واقعی گرمای تولید شده توسط منابع گرمایی درون فضا در نظر گرفته شده‌اند (جدول 2). همچنین نسبت پوشش برابر 0/8 در نظر گرفته شده که متناسب با پوشش تابستانی است.



شکل 4 فضای مورد مطالعه

جدول 1 شرایط مرزی جداره‌های فضا [16]

موقعیت جدار فضا	دما (°C)
تحتانی	25
فوقانی	27/4
شمالی	26/8
جنوبی	26/8
غربی	25/8
شرقی	28/6

1- Second order upwind  
2- SIMPLE

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. رابطه (8) در محدوده خاصی از پارامترهای یادشده بالا برقرار است [20].

مقدار این شاخص عددی صحیح بین -3 تا +3 است که حس دمایی متناسب با هر عدد صحیح از سرد تا داغ و براساس پیشنهاد استاندارد ایزو 7730 مقدار مناسب این شاخص بین 0/5- و 0/5+ است [20].

جدول 3 حالت‌های مورد بررسی	
حالت	ارتفاع دریچه برگشت (m)
1	2
2	1/3
3	0/65
4	0/3

### 5-1-2- درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط

هدف نهایی مدل‌های آسایش حرارتی، ارائه شاخصی جهت محاسبه درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است و در واقع همین شاخص است که به‌عنوان معیار طراحی حرارتی محیط توسط طراحان مورد نظر قرار می‌گیرد. این شاخص برخلاف 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 (8-11) جهت محاسبه کمی این شاخص (رابطه 12)، به‌صورت تابعی از شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است. این شاخص درصد افرادی را که احساس سرما یا گرما می‌کنند به‌گونه‌ای که احساس راحتی نمی‌کنند را محاسبه می‌کند [19].

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.03353 \times PMV^4 - 0.2179 \times PMV^2) \quad (12)$$

براساس پیشنهاد استاندارد ایزو 7730 مقدار مناسب این شاخص، مقادیر کم‌تر یا مساوی با 15% است [20].

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

قرار گرفتن شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی در محدوده‌های مجاز و قابل‌قبول، شرط لازم و نه کافی برای قابل‌قبول بودن شرایط آسایش حرارتی از سوی ساکنان ساختمان است. به‌عبارت‌دیگر 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. درواقع 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 در اصطلاح ناراضیاتی حرارتی موضعی<sup>2</sup> گفته می‌شود [21].

یکی از مهم‌ترین عوامل ایجاد ناراضیاتی حرارتی موضعی، گرادیان عمودی دما در فضا است. توزیع دمای هوا در داخل اتاق اغلب همگن نبوده و به‌صورت عمودی از کف تا سقف افزایش می‌یابد. این توزیع دمای ناهمگن معمولاً مهم‌ترین عامل عدم رضایت حرارتی موضعی در افراد است. سنجش گرادیان دما بین ارتفاع مچ پا از کف فضا و سر محاسبه و ارزیابی می‌شود. بیشینه گرادیان عمودی دمای پیشنهاد شده در استاندارد ایزو 7730 سه درجه سانتی‌گراد است [22].

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

عمر متوسط موضعی هوا به‌عنوان زمان عمر متوسط هوا در موقعیت خاصی در داخل فضا نسبت به زمانی که هوا برای نخستین بار وارد فضا شده است،

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

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\} \quad (9)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1\sqrt{v_{ar}} \\ 12.1\sqrt{v_{ar}} & \text{for } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (10)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290/I_{cl} & \text{for } I_{cl} < 0.078 \text{ (m}^2\text{K/W)} \\ 1.05 + 0.645/I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0.078 \text{ (m}^2\text{K/W)} \end{cases} \quad (11)$$

## 5- تشریح پارامترهای مورد بررسی

### 5-1- آسایش حرارتی عمومی

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

ایده به‌کارگیری مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی به دهه‌ی 1960 میلادی بازمی‌گردد [17]. در سال 1970، فنر<sup>1</sup> [18] اولین مدل تحلیلی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی را ارائه کرد. مدل فنر یک مدل پایا و یک نقطه‌ای محسوب می‌شود و باوجود گذشت زمان نسبتاً زیاد از ارائه آن، هنوز هم به‌عنوان پرکاربردترین مدل تحلیلی آسایش حرارتی مطرح است.

در مدل فنر، شرایط حرارتی بدن به دو عامل فردی (نرخ متابولیک و میزان عایق‌بندی لباس) و چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابش، فشار بخار هوا و سرعت هوا) وابسته است [19]. فنر این عوامل مؤثر بر شرایط حرارتی بدن را در قالب شاخص واحدی با نام میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط بیان می‌کند. مقدار این شاخص بر مبنای رابطه (8) محاسبه می‌شود.

شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، احساس حرارتی ساکنین (آراء گروه بزرگی از افراد) را نسبت به شرایط گرمایی محیط،

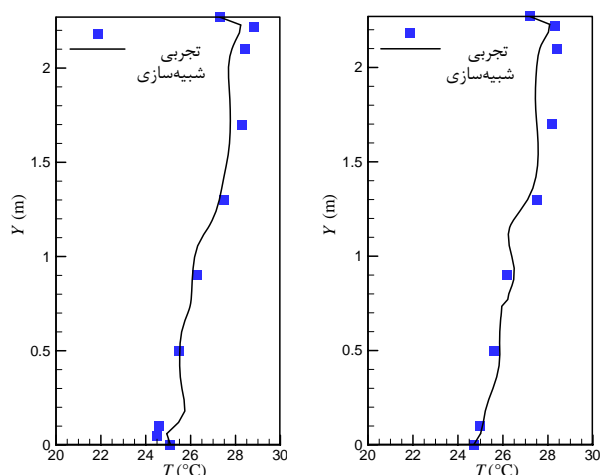
2- Local Thermal Discomfort

1- Fanger

جدول 4، به‌استثنای حالت 1 که در آن شاخص‌های PMV و PPD خارج از محدوده استاندارد ایزو 7730 قرار دارند، در سایر حالت‌ها دو شاخص محاسبه شده در کلیه ناحیه‌ها در محدوده استاندارد یادشده قرار دارند. دلیل آن که در حالت 1، شاخص‌های مذکور خارج از محدوده استاندارد ایزو 7730 قرار دارند به مکان دریچه برگشت در این حالت مربوط است؛ چراکه در این حالت دمای دریچه‌های برگشت و خروج بسیار نزدیک به هم بوده و در واقع توان سرمایش هوای ورودی به اندازه بیشترین حد ممکن استفاده شده است و سبب ایجاد محیطی با شرایط شاخص PMV نسبتاً نامساعد، از صفر (احساس حرارتی خنثی) تا 1- (احساس حرارتی خنک) شده است.

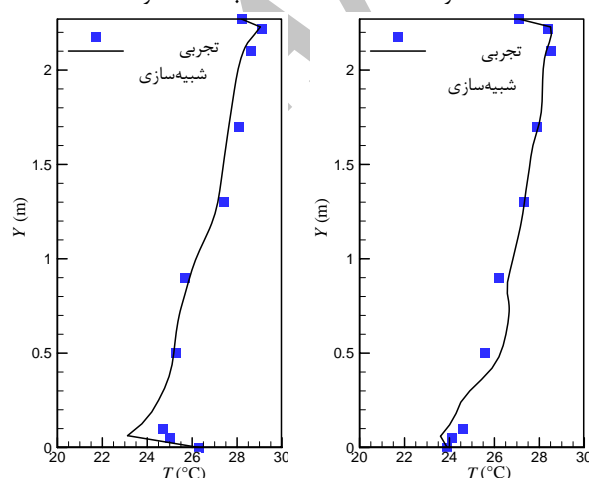
#### 7-2- ارزیابی نارضایتی حرارتی موضعی

همان‌گونه که یاد شد، شاخص گرادیان عمودی دمای هوا جهت ارزیابی نارضایتی حرارتی موضعی مورد استفاده قرار گرفته است. بررسی این شاخص، زمانی اهمیت می‌یابد که گرم شدن محلی در ناحیه سر و سرد شدن محلی در ناحیه پا رخ دهد. در این مطالعه، بررسی‌ها بر اختلاف دما بین ارتفاع مچ پا (0/1 متر از کف فضا) و سر فرد (1/1 متر از کف فضا) صورت گرفته است. نتایج حاصل جهت اختلاف دما برای حالت‌های مورد بررسی در جدول 5 ارائه شده است.



ب)  $z = 3/045$  و  $2x = 1/58$

الف)  $0z = 1/605$  و  $2x = 1/58$



ت)  $z = 1/825$  و  $x = 4/3$

پ)  $z = 1/825$  و  $x = 0/86$

شکل 6 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی در نواحی مختلف فضای مورد بررسی

تعریف می‌شود و در واقع عمر متوسط وضعی هوا معیاری از تازگی هوا به‌دست می‌دهد.

عمر متوسط موضعی هوا از رابطه 13 محاسبه می‌شود [23]. رابطه (13- الف) بیانگر شرط مرزی محل ورود هوا و رابطه (13- ب) بیانگر شرط مرزی دیواره‌ها و دریچه خروج هوا است [23].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tau) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \tau) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_j \frac{\partial \tau}{\partial x_j} \right) + \rho \quad (13)$$

$$\tau = 0 \quad (13-الف)$$

$$\frac{\partial \tau}{\partial x_j} = 0 \quad (13-ب)$$

#### 5-4- مصرف انرژی

در محاسبه بار سرمایی کویل از روشی جدید که برای سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی ارائه شده، استفاده شده است. براساس این روش، محاسبه بار سرمایی کویل در یک سیستم توزیع هوای زیرسطحی، رابطه (14)، با محاسبه آن در سیستم تهویه اختلاطی، رابطه (15)، برای دمای اتاق تعیین شده یکسان متفاوت است [24]. دمای اتاق تعیین شده برای سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی در محدوده 0/8 تا 1/2 متری فضا به وقوع می‌پیوندد.

$$Q_{\text{coil-UFAD}} = Q_{\text{coil-MV}} - c_p \times \dot{m}_e \times (T_e - T_{\text{set}}) \quad (14)$$

$$Q_{\text{coil-MV}} = Q_{\text{space}} + Q_{\text{vent}} \quad (15)$$

از مقایسه دو رابطه (14 و 15) برمی‌آید که (15 و 14) برمی‌آید که سرمایی کویل کاهش یافته در سیستم توزیع هوای زیرسطحی است [24].

#### 6- صحت‌سنجی نتایج

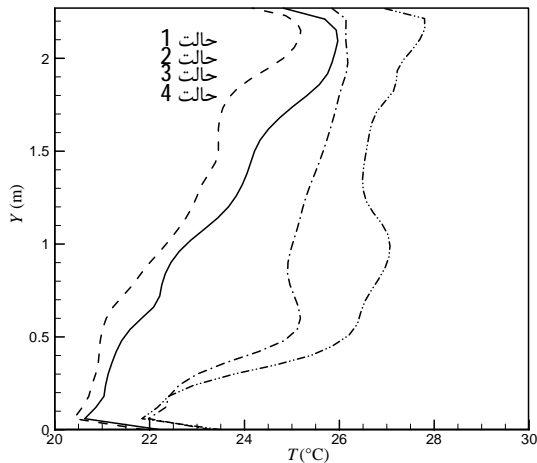
نتایج حاصل از شبیه‌سازی با استفاده از مدل اغتشاشی صفرمعدله‌ای داخلی با داده‌های تجربی در امتداد 8 خط از فضای یادشده مورد بررسی قرار گرفتند. نتایج حاصل در امتداد 4 خط در شکل‌های 6-الف، 6-ب، 6-پ و 6-ت نشان داده شده است. با توجه به این شکل‌ها و بررسی‌های جامع در مقاطع دیگر، مدل صفرمعدله‌ای داخلی به‌عنوان 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. همچنین مدل یادشده نیاز مهندسان تهویه مطبوع به یک مدل اغتشاشی ساده، اما قابل اعتماد را که می‌تواند با تجهیزات محاسباتی نسبتاً کم در دسترس همه استفاده شود، برطرف می‌کند.

#### 7- نتایج

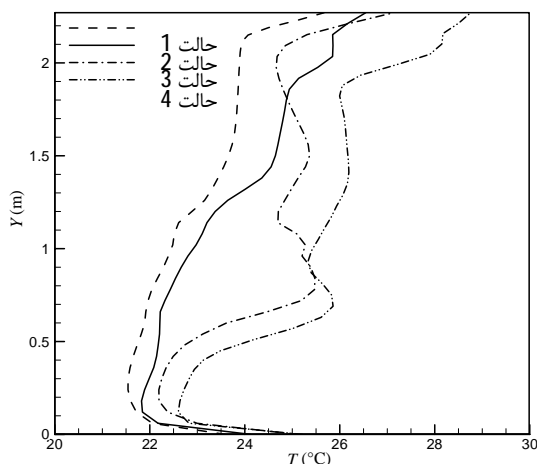
##### 7-1- ارزیابی آسایش حرارتی

دو شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، جهت ارزیابی شرایط آسایش حرارتی عمومی در چهار حالت مورد بررسی، مطالعه شده‌اند. اتاق مورد بررسی به سه ناحیه تقسیم‌بندی شده است: کل اتاق، از کف تا ارتفاع ناحیه سکونت در حالت ایستاده (1/7 متر) و از کف اتاق تا ارتفاع ناحیه سکونت در حالت نشسته (1/3 متر).

ارزیابی شاخص‌های آسایش حرارتی به‌صورت متوسط در این سه ناحیه صورت گرفته است و نتایج حاصل در جدول 4 ارائه شده است. با توجه به



الف  $z = 1/4$  و  $x = 2/18$



ب  $z = 2/85$  و  $x = 3/33$

شکل 7 توزیع دمای حالت‌های مختلف در امتداد خط

حالت‌های 3 و 4 مقداری از هوای تازه ورودی از دریچه توزیع هوای زیرسطحی به‌طور مستقیم و پیش از رسیدن به ناحیه استنشاقی از راه دریچه برگشت از فضا خارج می‌شود.

#### 4-7- ارزیابی مصرف انرژی

ارزیابی مصرف انرژی با استفاده از روابط 14 و 15 صورت می‌گیرد. میزان کاهش مصرف انرژی برای حالت‌های مختلف مورد بررسی در جدول 7 ارائه شده است. با توجه به این جدول با کاهش ارتفاع دریچه برگشت، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی افزایش می‌یابد.

بالاترین میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی مربوط به حالت 4 است که دریچه برگشت در پایین‌ترین میزان خود در بین نمونه‌های مورد بررسی قرار دارد، اما عوامل محدودکننده در میزان کاهش مصرف انرژی، از جمله شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل بایستی به‌عنوان عوامل محدودکننده لحاظ شوند.

جدول 6 عمر متوسط موضعی هوا (ثانیه)

حالت	از 1/15 تا 1/5 متر	در 1/1 متری ساکن اول	در 1/1 متری ساکن دوم
1	318	200	187
2	323	177	205
3	409	287	310
4	520	398	359

جدول 4 مقادیر شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی در سه ناحیه

حالت	ناحیه سکونت در کل فضا		ناحیه سکونت در حالت ایستاده (از 0 تا 1/7 متر)		ناحیه سکونت در حالت نشسته (از 0 تا 1/3 متر)	
	PPD	PMV	PPD	PMV	PPD	PMV
1	12/4	-0/4	14/5	-0/6	16/9	-0/7
2	11/3	-0/2	12/2	-0/4	14/1	-0/5
3	10/6	+0/1	9/9	-0/1	10/4	-0/2
4	14/2	+0/3	11/1	+0/1	10/6	-0/1

با توجه به جدول 5، اختلاف دمای بین پا و سر ساکن اول در کلیه حالت‌های مورد بررسی در محدوده استاندارد ایزو 7730 قرار دارد. اختلاف دمای بین پا و سر ساکن دوم در حالت‌های 1 و 2 در محدوده استاندارد ایزو، اما برای حالت‌های 3 و 4 خارج از محدوده استاندارد ایزو هستند. در شکل 7، توزیع دما از کف تا ارتفاع سقف برای حالت‌های مورد بررسی در امتداد خطی مقابل هر فرد ساکن به نمایش درآمده است.

همان‌طور که در شکل 7 نشان داده شده است با کاهش ارتفاع دریچه برگشت، دمای هوای اتاق در ناحیه بالایی آن افزایش می‌یابد که به‌طور شاخص در حالت 4 قابل مشاهده است. دلیل این امر، خروج مقداری از هوای تازه خنک از دریچه برگشت است و به‌نوعی اتصال کوتاه هوای سرد ورودی ایجاد شده است (شکل 8).

هنگامی که دریچه ورود هوای برگشتی از سقف تا مرز انتهایی ناحیه سکونت در حالت نشسته (1/3 متر در حالت 2) پایین می‌آید، تنها افزایش اندکی در دمای هوا در ناحیه سکونت اتاق حاصل می‌گردد. اما هنگامی که دریچه ورود هوای برگشتی از این ارتفاع به پایین‌تر منتقل می‌شود دمای هوا در ناحیه اسکان به سرعت افزایش می‌یابد (حالت‌های 3 و 4).

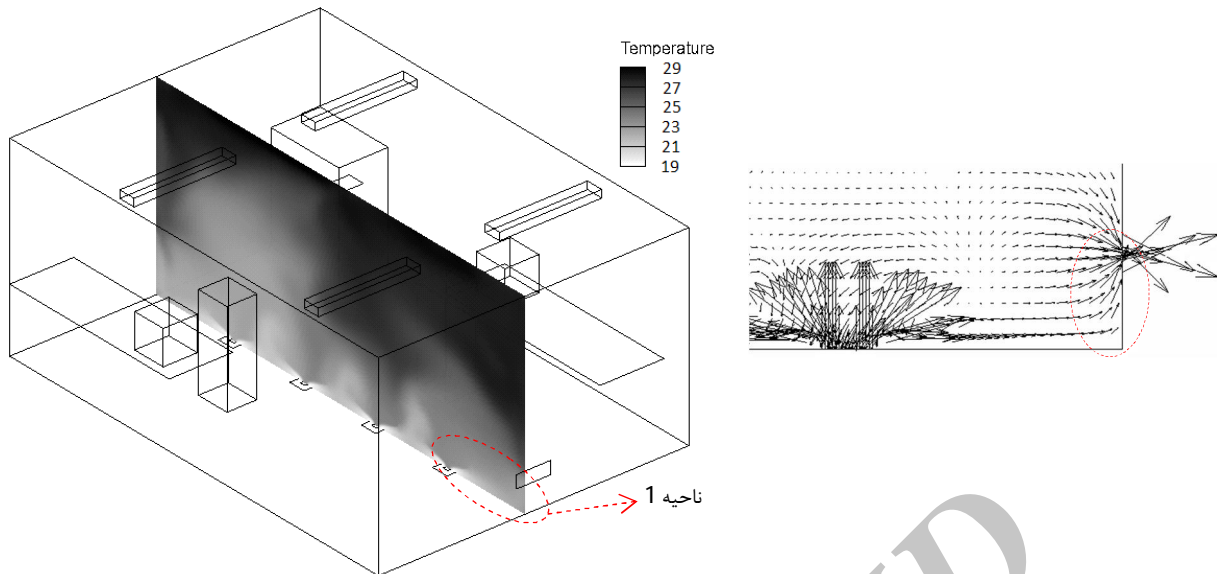
#### 3-7- ارزیابی کیفیت هوا

جهت ارزیابی کیفیت هوا از عمر متوسط موضعی هوا استفاده می‌شود. در بیشتر منابع، میزان این شاخص در ناحیه استنشاقی شخص، به‌نحوی که یک مکان ثابت به این ناحیه استنشاقی نسبت داده می‌شود، سنجیده شده است. در این پژوهش میزان این شاخص نیز به دو صورت مورد بررسی قرار می‌گیرد: در ناحیه استنشاقی در حالت نشسته (1/05 تا 1/15 متر) و در مقابل شخص ساکن اول و دوم در ارتفاع 1/1 متری.

با توجه به جدول 6، با کاهش ارتفاع دریچه برگشت عمر متوسط موضعی هوا به‌استثنای مناطقی خاص در حالت افزایش است. با توجه به این جدول، مسئله در حالت‌های 1 و 2 بهترین رفتار را از لحاظ عمر متوسط موضعی هوا از خود نشان می‌دهد. دلیل این امر در بالاتر بودن ارتفاع دریچه برگشت در حالت‌های 1 و 2 نسبت به حالت‌های 3 و 4 است؛ زیرا در

جدول 5 مقادیر اختلاف دمای بین پا و سر ساکنان (C)

حالت	ساکن اول	ساکن دوم
1	1/1	1/7
2	1/4	2/1
3	2/5	3/4
4	2/8	3/6



شکل 8 توزیع دما و سرعت در امتداد  $z = 1/925$  برای حالت 4

(مرز بالایی ناحیه سکونت در حالت نشسته)، سبب صرفه‌جویی 15/3 درصدی در میزان مصرف انرژی نسبت به حالت بدون دریچه برگشت با حفظ شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل شده است.

جدول 7 میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی

حالت	$T_{re}$ (C)	$c_p \times \dot{m}_e \times (T_e - T_{set})$ (W)	$\frac{c_p \times \dot{m}_e \times (T_e - T_{set})}{Q_{Space}}$ (%)
1	24/8	77/1	10/9
2	25/7	107/5	15/3
3	26/5	132/9	18/9
4	27/9	181/2	25/7

9- فهرست علائم

$c_p$	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ( $J/Kg \cdot K$ )
$f$	نسبت حالت با لباس به حالت بدون لباس
$g_r$	شتاب گرانش ( $ms^{-2}$ )
$h_c$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $W/m^2 \cdot K$ )
$l$	مقاومت حرارتی ( $m^2 \cdot K/W$ )
$k$	ضریب هدایت حرارتی سیال ( $W/m \cdot K$ )
$L$	فاصله تا نزدیک‌ترین دیوار (m)
$M$	نرخ متابولیک ( $W/m^2$ )
$\dot{m}$	نرخ جریان ( $Kg/s$ )
$\rho$	فشار ( $kgm^{-3}$ )
PMV	میانگین آراء افراد نسبت به شرایط حرارتی محیط
PPD	درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط حرارتی محیط
Pr	عدد پرانتل
$S_r$	ترم منبع برای تولید انرژی
$t$	زمان (s)
$T$	دما (K)
$\bar{T}$	دمای متوسط (K)
$T'$	دمای نوسانی (K)
$u_r$	سرعت ( $ms^{-1}$ )
$\bar{u}_r$	سرعت متوسط ( $ms^{-1}$ )
$u'_r$	سرعت نوسانی ( $ms^{-1}$ )
$\bar{v}$	بردار سرعت
$v$	مقدار سرعت محلی ( $ms^{-1}$ )
$W$	کار خارجی (W)

8- نتیجه‌گیری

در این مطالعه به بررسی اثر ارتفاع دریچه برگشت هوای مجزا از دریچه خروج بر بهینه‌سازی مصرف انرژی، شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل در سیستم توزیع هوای زیرسطحی پرداخته شده است. بدین‌منظور، چهار حالت مختلف از ارتفاع دریچه برگشت به ترتیب برابر با 0/3، 0/65، 1/3، 2/0 متر انتخاب و میزان صرفه‌جویی حاصل شده در هریک از حالت‌های یادشده محاسبه شده است. میزان صرفه‌جویی حاصل شده به ترتیب برابر با 10/9، 15/3، 18/9 و 25/7 درصد است. با توجه به این‌که بهینه‌سازی مصرف انرژی بدون توجه به شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل امکان‌پذیر نیست، شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی (میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط) و شاخص نارضایتی حرارتی موضعی (گرادیان عمودی دمای هوا) به‌عنوان پارامترهای آسایش حرارتی و عمر متوسط موضعی هوا به‌عنوان شاخص کیفیت هوای داخل در چندین ناحیه مورد بررسی قرار گرفت. با بررسی نتایج حاصل شده از شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی، حالت 1 در محدوده استاندارد ایزو 7730 نیست. از سوی دیگر با توجه به شاخص نارضایتی حرارتی موضعی هر دو حالت 3 و 4 نیز در محدوده استاندارد یادشده قرار نمی‌گیرند؛ بنابراین تنها حالت باقی‌مانده حالت 2 است که بایستی از لحاظ شاخص کیفیت هوای داخل با سایر حالت‌ها مورد مقایسه قرار گیرد. با انجام مقایسه یادشده، این شاخص در حالت کلی عملکرد قابل‌قبولی را در حالت 2 داراست؛ بنابراین نصب دریچه برگشت در ارتفاع 1/3 متری



- ASHRAE report 388-RP, ASHRAE, 1986.
- [5] A. Daly, Underfloor air distribution: Lessons learned, *ASHRAE Journal*, Vol. 44, No. 5, pp. 21-24, 2002.
- [6] F. Bauman, A. Daly, *Underfloor Air Distribution(UFAD) Design Guide*, Atlanta, ASHRAE, 2003.
- [7] A. Alajmi, W. El-Amer, saving energy by using underfloor air distribution system in commercial buildings, *Energy conversion and management*, Vol. 51, pp. 1637-1642, 2010.
- [8] J.J.K. Jaakkola, O.P. Heinonen, O. Seppanen, Sick Building syndrome, sensation of dryness and thermal comfort in relation to room temperature in an office building: need for individual control of temperature, *Environment International*, Vol. 15, pp. 163-168, 1989.
- [9] J.Y. Kuo, K.C. Chung, The effect of diffusers location on thermal comfort analysis with different air distribution strategies, *Journal of Building Physics*, Vol. 22, pp. 208-229, 1999.
- [10] J.C. Lam, A.L.S. Chan, CFD analysis and energy simulation of a gymnasium, *Building and Environment*, Vol. 36, pp. 351-358, 2001.
- [11] L. Zhang, T.T. Chow, K.F. Fong, C.F. Tsang, Q. Wang, Comparison of performances of displacement and mixing ventilations, Part I: thermal comfort, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 288-305, 2005.
- [12] M.L. Fong, Z. Lin, K.F. Fong, T.T. Chow, T. Yao, Evaluation of thermal comfort conditions in a classroom with three ventilation methods, *Indoor Air*, Vol. 21, pp. 231-239, 2011.
- [13] J.D. Chung, H. Hong, H. Yoo, Analysis on the impact of mean radiant temperature for the thermal comfort of underfloor air distribution systems, *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 2353-2359, 2010.
- [14] H.T. Xu, N.P. Gao, J.L. Niu, A method to generate effective cooling load factors for stratified air distribution systems using a floor-level air supply system, *HVAC&R Research*, Vol. 15, pp. 915-930, 2009.
- [15] Q. Chen, W. Xu, A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation, *Energy and Buildings*, Vol. 28, pp. 137-144, 1998.
- [16] N. Kobayashi, Q. Chen, Floor supply displacement ventilation in a small office, *Indoor and Built Environment*, Vol. 12, No. 4, pp. 281-292, 2003.
- [17] R.D. Watson, K.S. Chapman, *Radiant heating and cooling handbook*, New York: McGraw-Hill, 2001.
- [18] P. O. Fanger, *Thermal comfort-analysis and applications in environmental engineering*, New York: McGraw Hill, 1970.
- [19] A. Zolfaghari, *Modification of standard thermal comfort models by using the frequency*, PhD Thesis, Tarbiat Modares University, Tehran, 2011. (In Persian)
- [20] G. Heidarinejad, Sh. Delfani, M. A. Zangeneh, M. Heidarinejad, *Thermal Comfort*, Building and Housing Research Center, Tehran, pp. 57-67, 2009. (In Persian)
- [21] M. Maerefat, A. Omidvar, *Thermal Comfort*, pp. 1-10, Tehran: Kelid Amoozesh, 2008. (In Persian)
- [22] H.B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, E&FN Spon, London, 1998.
- [23] M. Sandberg, What is ventilation efficiency, *Building and Environment*, Vol. 16, pp. 123-135, 1981.
- [24] Y. Cheng, J. Niu, N. Gao, Stratified air distribution systems in a large lecture theatre: A numerical method to optimize thermal comfort and maximize energy saving, *Energy and Building*, Vol. 55, pp. 515-525, 2012.

راستای طولی در مختصات کارترین	x
علائم یونانی	
ضریب پخش	$\Gamma$
دلتهای دیراک	$\delta$
لزجت دینامیکی ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$ )	$\mu$
لزجت سینماتیکی ( $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ )	$\nu$
چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )	$\rho$
میانگین موضعی عمر هوا (s)	$\tau$
زیرنویس‌ها	
هوا	a
نسبی هوا	ar
لباس	cl
کوئل - تهویه اختلاطی	coil-MV
کوئل - توزیع هوای زیرسطحی	coil-UFAD
خروجی	e
راستای محور عرضی	j
تشعشی	r
برگشتی	re
انتخاب شده و مفروض	set
فضا	space
اغتشاشی	t
تهویه	vent

## 10- مراجع

- [1] G. Kim, L. Schaefer, T.S. Lim, J.T. Kim, Thermal comfort prediction of an underfloor air distribution system in a large indoor environment, *Energy and Buildings*, Vol. 64, pp. 323-331, 2013.
- [2] F. Bauman, T. Webster, Outlook for underfloor air distribution, *ASHRAE Journal*, Vol. 43, No. 6, pp. 18-27, 2001.
- [3] M.A. Bos, *Occupant satisfaction with underfloor air distribution systems in a cold climate: A field study*, M. Sc. Thesis, Department of Environmental Design, University of CALGARY, ALBERTA, 2013.
- [4] R.L. Gorton, H.M. Bagheri, *Verification of stratified air condition design*,