



# مطالعه و مقایسه اثر پانل‌های سرمایش تابشی سقفی و دیواری بر توزیع دما، سرعت و انتقال حرارت در یک اتاق مسکونی

حسین خراسانی‌زاده<sup>۱\*</sup>، قنبرعلی شیخ‌زاده<sup>۲</sup>، امیررضا صابونچی<sup>۳</sup>، هادی بت‌شکن<sup>۳</sup>

۱- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

۳- کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

\* کاشان، صندوق پستی ۵۱۱۶۷-۸۷۳۱۷، khorasan@kashanu.ac.ir

**چکیده-** یک روش مدرن برای سرمایش ساختمان‌ها استفاده از سیستم سرمایش تابشی است که در مقایسه با دیگر سیستم‌ها هم در موضوع صرفه‌جویی انرژی و هم در مقوله آسایش ساکنین، نقاط قوت بسیاری دارد. در این تحقیق عددی میدان جریان، توزیع دما و انتقال حرارت در یک اتاق در دو وضعیت استفاده از پانل سرمایش تابشی سقفی و دیواری مدل‌سازی شده است. بررسی‌ها با فرض دمای طرح خارج دو شهر تهران و سمنان انجام شده و تأثیر حضور فردی ساکن با در نظر گرفتن یک مکعب با شار حرارتی ثابت در مرکز اتاق بررسی شده است. نتایج نشان داده‌اند توزیع دمای عمودی و افقی در اتاق تقریباً یکنواخت و حداکثر سرعت مطلق هوا در فضای اتاق در محدوده ۰/۲ متر بر ثانیه است. در سرمایش سقفی و دیواری به ترتیب حداقل ۵۸٪ و ۶۵٪ از سهم انتقال حرارت به پانل تابشی است و وجود مدل انسانی آن را افزایش می‌دهد. افزایش دمای پانل سهم تابش را کاهش می‌دهد ولی افزایش دمای طرح خارج آن را افزایش می‌دهد. سرمایش دیواری مصرف انرژی کمتری دارد و از نظر توزیع دما و سرعت آسایش حرارتی مطلوب‌تری تأمین می‌کند.

**کلیدواژه‌گان:** سرمایش تابشی دیواری، سرمایش تابشی سقفی، مدل‌سازی عددی، توزیع دما، توزیع سرعت.

## Study and comparison of effects of ceiling and wall radiant cooling panels on temperature and velocity distributions and heat transfer in a room

H. Khorasanizadeh<sup>1\*</sup>, G.A. Sheikhzadeh<sup>2</sup>, A.R. Sabonchi<sup>3</sup>, H. Botshekan<sup>3</sup>

1- Assis. Prof., Faculty of Mech. Eng., Kashan Univ., Kashan, Iran

2- Assoc. Prof., Faculty of Mech. Eng., Kashan Univ., Kashan, Iran

3- MSc. Student, Faculty of Mech. Eng., Kashan Univ., Kashan, Iran

\* P.O.B. 87317-51167, Kashan, Iran. khorasan@kashanu.ac.ir

**Abstract-** An advance cooling method for buildings is use of radiant cooling system, which is not only economically feasible but also enhances thermal comfort for occupants. In this numerical study the flow and temperature fields and heat transfer in a room equipped with radiant cooling panel, either on the ceiling or on the wall, are studied. Outside summer design temperatures of Tehran and Semnan have been considered and to model the presence of an occupant a cube is placed in the center of the room with its external walls having constant heat flux. The results show that the vertical and horizontal temperature distributions become uniform and the maximum absolute air speed is around 0.2 m/s. The share of radiation heat transfer to the ceiling or the wall cooling panel is at least 58% or 65%, respectively, which increases due to presence of a human model. The net radiation decreases by increasing the panel temperature, but increases by increasing the outside temperature. The wall cooling uses less energy and regarding temperature and velocity distribution provides a better comfort condition.

## ۱- مقدمه

سیستم سرمایش تابشی در موضوع کاهش مصرف انرژی در ساختمان‌ها و برای ایجاد شرایط مناسب آسایش حرارتی مورد توجه قرار گرفته است. در سیستم‌های سرمایش تابشی، برای دفع گرمای داخل ساختمان به خارج از سطوح انتقال حرارت بزرگ استفاده می‌شود. در این سیستم‌ها تابش می‌تواند باعث از بین رفتن گرادیان دمای نامطلوب و کاهش فاصله بین حداکثر و حداقل دمای هوا در فضای داخل ساختمان شود و به دلیل عدم وزش هوا ناراضی‌تری حرارتی موضعی کاهش یابد. از دیگر ویژگی‌های سیستم‌های سرمایش تابشی کاهش سر و صدا به علت عدم وجود تجهیزات مکانیکی دمنده هوا می‌باشد. بنابراین استفاده از سیستم سرمایش تابشی در ساختمان‌های مسکونی، اداری، کلاس‌های درس و بیمارستان‌ها، که آرامش و حفظ سکوت در آن‌ها اهمیت دارد، گزینه مناسبی به شمار می‌رود [۱]. با این وجود این سیستم‌ها فقط قادر به جبران بار برودتی محسوس هستند و بار ن‌هان را نمی‌توانند منتقل کنند و میعان و چکه نمودن آب از پانل‌های سقفی یکی از معایب آن‌ها است. این مشکل با افزایش رطوبت نسبی محیط و بار حرارتی ساختمان اهمیت بیشتری پیدا می‌کند [۱]. یکی از روش‌های مقابله با این مشکل استفاده توأم از تهویه جابجایی در کنار پانل سرمایشی سقفی است.

ایماناری و همکاران سیستم‌های سرمایش تابشی را با توجه به آسایش حرارتی، مصرف انرژی و هزینه با سیستم‌های تهویه مطبوع متداول مقایسه نمودند. آن‌ها محیط حرارتی یک اتاق جلسه کوچک مجهز شده به پانل سرمایشی تابشی سقفی و واکنش انسان را مورد آزمایش قرار دادند و دریافتند که سیستم پانل سرمایش تابشی سقفی قادر به ایجاد دمای یکنواخت برای هوای اتاق است [۲]. نیو و همکاران نشان دادند که استفاده از پانل‌های سرمایش تابشی سقفی همراه با سیستم‌های سرمایش خشک‌کننده در مناطق گرم و مرطوب عملکرد مطلوبی دارد. بررسی‌ها و تحقیقات آن‌ها در هنگ کنگ، با تابستان‌های طولانی گرم و مرطوب و دمای نقطه شبنم در اغلب اوقات بالاتر از  $22^{\circ}\text{C}$ ، نشان داد که استفاده از پانل‌های سرمایش سقفی همراه با سیستم‌های سرمایش خشک‌کننده، مصرف اولیه انرژی

**Keywords:** Ceiling Radiant Cooling, Wall Radiant Cooling, Numerical Simulation, Temperature Distribution, Velocity Distribution.

را نسبت به سیستم‌های سنتی سرمایش جابجایی تا ۴۴٪ کاهش می‌دهد [۳]. جیونگ و همکاران یک بررسی تحلیلی برای ارزیابی تأثیر جابجایی مختلط بر ظرفیت سرمایشی پانل‌های سرمایش سقفی، در فضاهای تهویه شده انجام دادند. آن‌ها مدعی شدند که با افزایش نرخ تهویه هوا از ۵ تا ۳۵٪، ظرفیت سرمایشی کلی پانل به صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد و باعث کاهش مساحت پانل لازم و نیز هزینه‌های اولیه طراحی می‌شود [۴].

سانگ و کاتو یک سیستم سرمایشی ترکیبی متشکل از پانل سرمایشی دیواری با تهویه متقاطع را، برای استفاده در نواحی گرم و مرطوب، به صورت عددی بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که در فصول میانی سال با استفاده از این سیستم بیش از نیمی از بار حرارتی توسط تهویه متقاطع طبیعی برطرف می‌شود و در فصل تابستان نیز هوای گرم و مرطوب ورودی به دلیل اختلاف چگالی در قسمت فوقانی اتاق مانده و از سمت دیگر خارج می‌شود و از این طریق سرمایش محلی کارآمدی فراهم می‌شود [۵].

مورا کامی و همکاران با استفاده از اندازه‌گیری آزمایشگاهی و شبیه‌سازی عددی محیط حرارتی یک دفتر اداری با وجود مدل انسانی و مجهز به پانل سرمایشی نصب شده در یک صفحه عمودی را در شبیویاوارد توکیو بررسی نمودند [۶]. در تحقیق آن‌ها وضعیت‌های مختلف از نظر ترکیب استفاده از پانل سرمایشی و ورودی هوای تغذیه، از لحاظ نرخ و شرایط آن، در نظر گرفته شد و دمای سطح پانل سرمایشی می‌توانست در کمتر از دمای نقطه شبنم کنترل شود. آن‌ها مدعی شدند که علاوه بر کاهش مصرف انرژی، این سیستم به عنوان رطوبت‌زدا نیز می‌تواند عمل نماید. در حالت استفاده از پانل سرمایشی، در مقایسه با حالتی که تن‌ها از تغذیه هوا استفاده شد، میزان حرارت تابشی از مدل انسانی بیشتر بود. همچنین با استفاده از بالانس حرارتی روی مدل انسانی مشخص شد که در صورت استفاده از پانل سرمایشی در حدود ۳۰ تا ۴۰٪ از کل حرارت از مدل انسانی به وسیله تابش دفع می‌شود. در صورتی که بدون وجود پانل سرمایشی حدود ۷۰٪ از کل حرارت از مدل انسانی به وسیله جابجایی منتقل می‌شود. وانگ توک و چیراناتانان

بررسی نمودند. آن‌ها نشان دادند که با تنظیم پانل در ارتفاع مناسب و در حضور نرخ‌های متنوع و معمول تهویه می‌توان علاوه بر تأمین شرایط آسایش تا اندازه قابل ملاحظه‌های از تشکیل میعان جلوگیری کرد.

تحقیقات صورت گرفته قبلی بیشتر مربوط به پانل‌های سرمایش سقفی است و پانل‌های دیواری کمتر مورد توجه بوده‌اند. در تحقیق حاضر، برای شرایط خاص دو شهر تهران و سمنان مدل‌سازی‌ها انجام شده و مقایسه آثار قرارگیری پانل سرمایشی در سقف یا دیوار از نظر شرایط توزیع دما و سرعت و چگونگی انتقال حرارت با توجه به شرایط آسایش و مصرف انرژی، ولی بدون نیاز به بررسی آثار میعان آب بر روی پانل، انجام شده است. همچنین اثر متغیرهایی همچون دمای پانل، حضور ساکن و شرایط مرزی جدارها و همچنین دمای طرح خارج مطالعه شده است. لازم به ذکر است که نتایج کامل در [۱۳] ارائه شده است.

## ۲- هندسه حل، معادلات حاکم، شرایط مرزی و

### روش حل عددی

اتاقی با ابعاد  $3 \times 3 \times 3$  متر با پنجره‌های دو جداره به ابعاد  $1 \times 1$  متر روی دیوار شرقی در شهر تهران و سمنان با دمای حباب خشک به ترتیب  $38^\circ\text{C}$  و  $41^\circ\text{C}$  و دمای حباب تر  $21^\circ\text{C}$  و  $22/5^\circ\text{C}$  در شرایط تابستانی در نظر گرفته شده است. از آنجا که در روش‌های تابشی بهتر است سطح تابشی تا حد ممکن گسترده باشد، مدل‌سازی‌ها برای قرارگیری یک پانل سرمایش تابشی با دمای ثابت  $17^\circ\text{C}$  و  $19^\circ\text{C}$  در سقف یا دیوار غربی و به اندازه تمام سطح آن انجام شده است. برای نزدیک شدن به شرایط واقعی در برخی مدل‌سازی‌ها مکعبی با ابعاد  $1/7 \times 0/3 \times 0/2$  متر به عنوان مدل انسانی در وسط اتاق در نظر گرفته شده است. برای مطالعه حاضر، چهار سری مدل در نظر گرفته شده‌اند:

الف- مدل A: سقف سرد و بدون وجود مدل انسانی

ب- مدل B: دیوار سرد و بدون وجود مدل انسانی

ج- مدل C: سقف سرد و با وجود مدل انسانی

د- مدل D: دیوار سرد و با وجود مدل انسانی

در تمامی مدل‌ها دیوارهای شرقی و شمالی و پنجره به عنوان جداره‌های خارجی و سایر جداره‌ها، داخلی منظور شده و در مدل B و D سطح سرد روی دیوار غربی در نظر گرفته شده است. به عنوان نمونه در شکل ۱ هندسه اتاق در مدل C

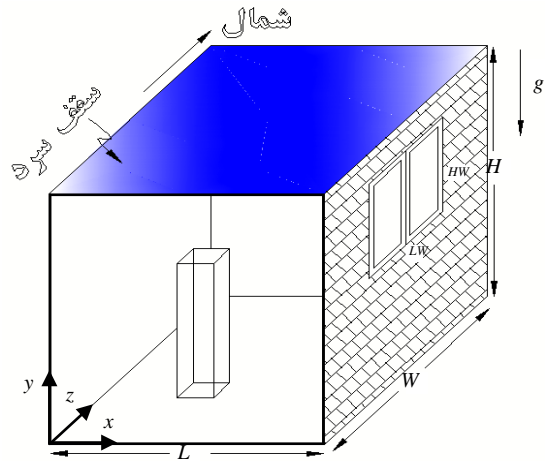
مدل‌سازی آزمایشگاهی و عددی مربوط به پانل‌های سرمایشی در آب و هوای مرطوب را برای ساعت‌های مختلف شبانه‌روز انجام دادند. آن‌ها برای جلوگیری از میعان روی پانل سرمایشی، دمای پانل را بیش از دمای نقطه شبنم در نظر گرفتند و نشان دادند که استفاده از پانل‌های سرمایشی تابشی در این مناطق شرایط دمایی مطلوبی فراهم می‌آورد. همچنین آنها بین نتایج مدل‌سازی عددی با نتایج آزمایشگاهی تطابق خوبی مشاهده نمودند [۷].

جیونگ و همکاران برای تخمین ظرفیت سرمایشی پانل‌های فلزی سرمایشی آویخته از سقف در فضایی که به صورت مکانیکی هم تهویه می‌شد، مدلی را به صورت تحلیلی ارائه نمودند. آن‌ها مدعی شدند که با توجه به افزایش ظرفیت سرمایشی پانل بوسیله جابجایی مختلط، و در نظر گرفتن آن در طراحی اولیه می‌توان از سرمایه‌گذاری و هزینه‌های عملیاتی غیر ضرور اجتناب نمود [۸]. کاتالینا و همکاران آسایش حرارتی در یک محفظه بسته با سقف سرد و دیواره‌های دما ثابت را بدون هیچ منبع ورودی و خروجی به صورت آزمایشگاهی و عددی ارزیابی نمودند. آن‌ها در آزمایش‌ها، با اندازه‌گیری دمای متوسط تابشی، برای توزیع دمای عمودی تفاوت کمتر از  $1^\circ\text{C}$  را گزارش نمودند. همچنین میدان سرعت به دست آمده در روش عددی به غیر از یک احساس عدم آسایش محلی در نواحی فوزک پا در مکان‌های دیگر محفظه مقادیر قابل قبولی را نشان داد [۹].

کاراداغ برای محفظه‌هایی با ابعاد متفاوت، با استفاده از مدل‌سازی با نرم‌افزار فلونت و همچنین محاسبه انتقال حرارت تابشی سطوح به صورت تحلیلی، سه رابطه جدید برای ضریب انتقال حرارت جابجایی، تابشی و نسبت آن‌ها در سقف سرد به دست آورد. وی برای دیوارها و سقف از شرط مرزی دما ثابت استفاده نمود و کف اتاق را عایق در نظر گرفت [۱۰]. او در تحقیق مشابه دیگری به جای در نظر گرفتن شرط مرزی عایق برای کف از دمای ثابت  $25^\circ\text{C}$  استفاده نمود [۱۱]. کاراداغ در این تحقیق دو رابطه جدید یکی برای ضریب انتقال حرارت جابجایی روی سقف سرد و دیگری برای ضریب انتقال حرارت کلی، شامل اثر جابجایی و تابش روی سقف سرد، را ارائه نمود. درستی و همکاران [۱۲] اثر ارتفاع پانل را بر روی عملکرد یک سیستم تلفیقی سرمایش سقفی و تهویه وزشی به صورت عددی

نشان داده شده است.

با توجه به مقادیر دمای حباب خشک و تر در تهران و سمنان دمای نقطه شبنم در این دو شهر به ترتیب حدود ۱۱/۵ و ۱۳ °C می‌باشد.



شکل ۱ اتاقی با ابعاد ۳×۳×۳ متر با سقف سرد و با وجود مدل انسانی در مرکز آن (مدل C)

در نتیجه در هر دو دمای فرض شده برای پانل سرمایه‌شی امکان میعان رطوبت موجود در هوا روی پانل وجود ندارد. لذا معادلات حاکم با فرض ثابت بودن خواص سیال و عدم چگالش بخار آب برای جریان پایدار و غیر قابل تراکم عبارتند از:

الف- معادله بقای جرم

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

ب- معادله بقای مومنتم

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_e \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + f_i \quad (2)$$

$\mu_e$  ضریب لزجت موثر شامل لزجت سیال و لزجت اغتشاش است. برای تغییر چگالی در عبارت شناوری،  $f_i$  از تقریب بوزینسک استفاده شده است:

$$f_i = \rho g_i (1 - \beta(T - T_0)) \quad (3)$$

که در آن  $\beta$  ضریب انبساط حجمی است.

ج- معادله انرژی

$$\rho c_p u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = -div q \quad (4)$$

$q$  شامل شار حرارتی هدایتی و تابشی است.

شار حرارتی هدایتی از رابطه (۵) به‌دست می‌آید.

$$q_c = -k \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (5)$$

و شار تابشی کلی از رابطه (۶) به‌دست می‌آید.

$$q_R = \int_0^\infty q_\lambda d\lambda = \int_0^\infty \int_{4\pi} I_\lambda(\hat{s}) \hat{s} d\Omega d\lambda \quad (6)$$

$I_\lambda$  بیانگر شدت تابش در طول موج  $\lambda$ ،  $\hat{s}$  بیانگر راستای تابش و  $d\Omega$  معرف زاویه فضایی حول راستای تابش است.

برای مدل‌سازی اغتشاش از مدل  $K-\varepsilon$  استاندارد استفاده شده است. لزجت اغتشاش جریان با استفاده از مقادیر  $K$ ،  $\rho$  و  $\varepsilon$  در هر نقطه با استفاده از رابطه (۷) به‌دست می‌آید.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

معادلات بقا برای انرژی جنبشی اغتشاش ( $K$ ) و نرخ اضمحلال انرژی جنبشی اغتشاش ( $\varepsilon$ ) عبارتند از:

$$\rho u_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_K \frac{\partial K}{\partial x_j} \right) + P + G_K - \rho \varepsilon \quad (8)$$

$$\rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \left( P \frac{\varepsilon}{K} + C_3 G_K \right) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} P + G_K - \rho \varepsilon \quad (9)$$

که در آن:

$$\Gamma_K = \frac{\mu_e}{Pr_K}, \Gamma_\varepsilon = \frac{\mu_e}{Pr_\varepsilon} \quad (10)$$

$$P = 2\mu_e \left[ \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 \right] + \mu_t \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \quad (11)$$

$$G_K = -\frac{\mu_e}{Pr_t} g\beta \frac{\partial T}{\partial y} \quad (12)$$

مقادیر ثابت بکار رفته در مدل استاندارد  $K-\varepsilon$  در جدول ۱ آورده شده‌اند.

جدول ۱ ثابت‌های مدل  $K-\varepsilon$  استاندارد

$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$Pr_K$	$Pr_t$	$Pr_\varepsilon$
۰/۰۹	۱/۴۴	۱/۹۲	$\tanh\left(\frac{v}{ u }\right)$	۱	۰/۹	۱/۳

در مسأله مورد نظر بر روی مرزهای جامد سرعت و انرژی جنبشی اغتشاش صفر است و نرخ اضمحلال انرژی جنبشی اغتشاش مقداری بسیار بزرگ در نظر گرفته می‌شود. برای سطح سرد شرط مرزی دما ثابت، برای پنجره دوجداره و

جدول ۴ خواص فیزیکی هوا در دمای ۳۰۰ K

$c_p$ (J/kg.K)	$\beta$ (1/K)	$k$ (W/m.K)	$\mu$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
۱۰۰۶	۰/۰۰۳۶	۰/۰۲۶۳	$۱۸۴/۶ \times ۱۰^{-۶}$	۱/۱۶۱۴

همچنین برای محاسبه شار تابشی از مدل تابش جهات مجزا (DO) استفاده شده است. تکرار حل برای رسیدن به جواب همگرا تا جایی ادامه پیدا نموده که مقدار باقی‌مانده معادلات حاکم کمتر از پیش فرض‌های نرم افزار فلونت شود.

### ۳- بررسی صحت نتایج و انتخاب شبکه مناسب

در مدل‌سازی‌ها و برای شرایطی که مدل انسانی در مرکز اتاق قرار ندارد از شبکه با سازمان و به شکل مستطیل و وقتی مدل انسانی وجود دارد از شبکه بدون سازمان استفاده شده است. برای بررسی صحت نتایج، یکی از هندسه‌های مورد استفاده کاراداک [۱۰] انتخاب، و پس از انتخاب شبکه تطبیقی مناسب با سازمان با نسبت طولی ۱/۱، در دماهای متفاوت سقف و دیواره مدل‌سازی‌های مشابه انجام شد. ابعاد فضای لحاظ شده و محدوده دما برای سقف سرد و دیوارهای جانبی در مطالعه کاراداک [۱۰] در جدول ۵ درج شده است و ضمناً کف آدیاباتیک فرض شده است.

از شکل ۲، که نتایج شبیه‌سازی‌ها را به صورت نمودار ضریب انتقال حرارت جابجایی سقف بر حسب اختلاف دمای فضای داخل محفظه و سقف نشان می‌دهد، مشاهده می‌شود که نتایج به‌دست آمده تطابق خوبی با نتایج کاراداک [۱۰] دارند و متوسط اختلاف کمتر از ۰/۷ درصد است.

جدول ۵ شرایط مرزی و ابعاد هندسه مورد نظر [۱۰]

ابعاد (m×m×m)		دما (K)
۳×۳×۳	دیواره‌ها	سقف
	۳۰۱-۳۰۹	۲۷۳-۲۹۸

دیوارهای شرقی و شمالی شرط جابجایی (بین سطح داخلی و هوای بیرون) و برای سطوح داخلی شرط مرزی عایق در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که از ورود احتمالی تشعشع از پنجره به فضای داخل اتاق صرف‌نظر شده است.

در جدول ۲ مواد بکار رفته در دیوار مرکب خارجی، شامل ۱۵ میلی‌متر پشم شیشه، و ضریب هدایت حرارتی آن‌ها ارائه شده است. با توجه به اطلاعات جدول ۲ و با توجه به ضریب جابجایی  $۲۲/۷\text{W/m}^2\text{K}$  برای فیلم هوای خارج، ضریب انتقال حرارت کلی دیوار خارجی و پنجره (بین سطح داخلی آن و هوای بیرون) محاسبه و در جدول ۳ ارائه شده است.

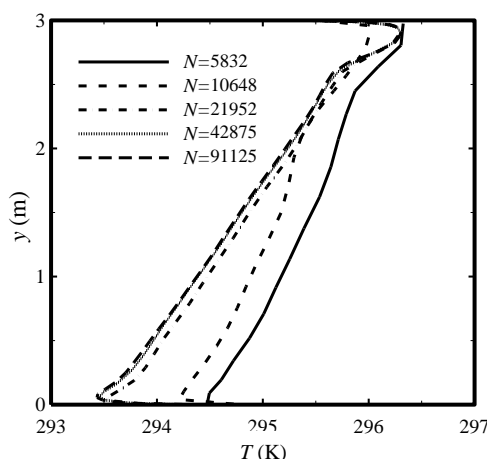
در تمام مدل‌ها ضریب صدور سطوح داخلی ۰/۹ انتخاب شده است. با توجه به فعالیت یک فرد در حال قدم زدن و یا در حال انجام کار به‌صورت معمولی، فرض شده از سطوح مدل انسانی شار  $۳۵/۸\text{W/m}^2$  خارج شود [۱۴]. قابلیت جذب هوا ۰/۲ و خواص فیزیکی آن ثابت و مطابق مقادیر جدول ۴ است. با توجه به فرضیات ذکر شده و خواص هوا عدد رایلی حداقل در مرتبه  $۱۰^۹$  می‌باشد. لذا جریان هوا در داخل اتاق مغشوش است و به همین دلیل برای مدل‌سازی آن از مدل  $K-\varepsilon$  استاندارد استفاده شده است. چون از نرم‌افزار فلونت برای انجام شبیه‌سازی‌ها استفاده شده است، به جزئیات انفصال معادلات و نحوه حل آن‌ها پرداخته نمی‌شود. برای حل عددی از روش حجم کنترل و از الگوریتم سیمپل استفاده شده و معادلات حاکم با روش آپویند مرتبه دو منفصل شده‌اند.

جدول ۲ ضریب هدایت حرارتی مواد دیوار خارجی و پنجره

جداره	ضخامت (mm)	ضریب هدایت حرارتی ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
آجر نما	۴۰	۱/۳۳
ملات ماسه و سیمان	۲۰	۰/۶۱۴
عایق پشم شیشه	۱۵	۰/۰۴
آجر معمولی	۱۰۰	۰/۷۹
گچ	۳۰	۰/۱۶۱
شیشه	۳	۰/۸۱
لایه هوا	۱۲/۵	۰/۱۳۹

جدول ۳ مقادیر ضرایب انتقال حرارت کلی

سطح	دیوارهای خارجی	پنجره
ضریب انتقال حرارت ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )	۱/۲۵	۶/۳



شکل ۳ توزیع دما در راستای عمودی وسط اتاق روی خطی به مختصات  $x=1/5$  m و  $z=1/5$  برای شبکه‌های مختلف در مدل B

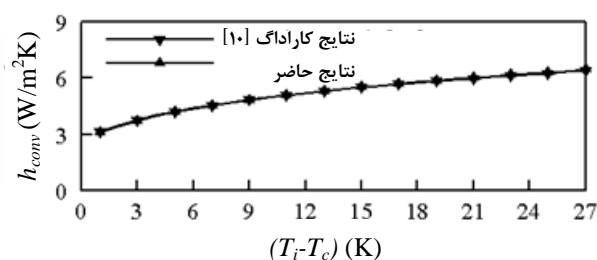
به همین ترتیب برای مدل‌های A همین شبکه با ۵۴۸۷۲ نقطه و مدل‌های C و D شبکه بدون سازمان با ۹۸۱۷۰ نقطه به عنوان شبکه بهینه انتخاب شدند.

#### ۴- نتایج و بحث

در این بخش ابتدا اثر قرارگیری پانل سرمایش تابشی در دیوار و یا سقف روی توزیع دما و سرعت در اتاق و همچنین انتقال حرارت کلی و سهم انتقال حرارت تابشی بدون حضور مدل انسانی بررسی می‌شود. سپس تأثیر حضور مدل انسانی، دمای پانل و دمای طرح خارج بر روی این عوامل بررسی و مقایسه انجام می‌شود.

#### ۴-۱- مقایسه توزیع دما و سرعت در سرمایش سقفی و دیواری

شکل ۴ توزیع دما در راستای عمودی وسط اتاق ( $z=1/5$ ) و برای دو وضعیت بدون وجود مدل انسانی (مدل‌های A و B) نشان می‌دهد. در این شکل، از نمودار مربوط به سرمایش سقفی مشاهده می‌شود که تغییرات دما در راستای عمودی اتاق ناچیز بوده و به جز در نزدیکی سقف بقیه جاها دما تقریباً یکسان است. در حالت سرمایش از دیوار توزیع دما یکنواخت نیست و دما از کف به سمت سقف به تدریج افزایش می‌یابد. با این وجود و علیرغم اینکه دما در نزدیکی سقف حدود  $2^\circ\text{C}$  بالاتر از میانگین مربوط به سرمایش از سقف



شکل ۲ نمودار ضریب انتقال حرارت جابجایی سقف بر حسب اختلاف دمای داخل محفظه و سقف

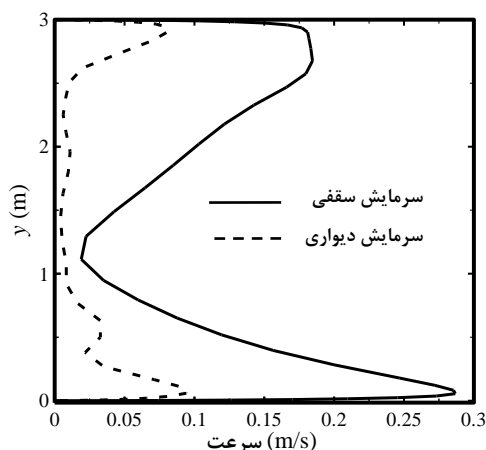
برای اطمینان از استقلال جواب‌ها از تعداد نقاط شبکه، و یافتن حداقل تعداد نقاط مورد نیاز، شبکه‌های تطبیقی متفاوتی برای هر چهار مدل مورد آزمایش قرار گرفتند. به عنوان نمونه در جدول ۶ نتایج به دست آمده برای مدل B به صورت مقادیر نرخ انتقال حرارت برای دمای سطح سرد  $17^\circ\text{C}$  برای چند شبکه متفاوت از نظر تعداد نقاط ارائه شده است. چنانچه مشاهده می‌شود اضافه شدن تعداد نقاط شبکه به بیش از  $42875$  تأثیری روی نرخ کلی انتقال حرارت نداشته و نرخ انتقال حرارت تابشی را کمتر از  $0/5$  درصد تغییر داده است.

برای اطمینان از کفایت تعداد نقاط شبکه، توزیع دما بر روی خطوط مختلف در مدل‌ها با شبکه‌های مختلف مطالعه شد. نمونه‌های از نتایج برای مدل B در شکل ۳ نشان داده شده است. با توجه به مقادیر درج شده در جدول ۶ و مشاهده کیفی نمودارهای دما در شکل ۳ برای مدل‌های B شبکه با سازمان با تعداد  $42875$  نقطه انتخاب شد.

جدول ۶ اثرافزایش تعداد نقاط شبکه بر انتقال حرارت کلی و تابشی

برای مدل B		
تعداد نقاط شبکه	نرخ انتقال حرارت کلی (W)	نرخ انتقال حرارت تابشی (W)
۵۸۳۲	۳۳۰/۱	۲۶۱/۵
۱۰۶۴۸	۳۳۸/۲	۲۴۹/۱
۲۱۹۵۲	۳۵۳/۸	۲۳۴/۲
۴۲۸۷۵	۳۵۵/۸	۲۳۰/۵
۹۱۱۲۵	۳۵۵/۸	۲۲۹/۵

شکل ۵ توزیع دما در راستای افقی وسط اتاق مدل‌های A و B؛ دمای سطح سرد ۱۷ و دمای طرح خارج ۳۸ °C



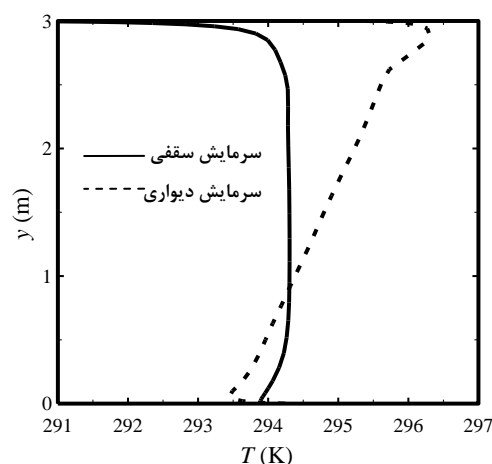
شکل ۶ توزیع سرعت مطلق هوا در راستای عمودی وسط اتاق مدل‌های A و B؛ دمای سطح سرد ۱۷ و دمای طرح خارج ۳۸ °C

مشاهده می‌شود که در شرایط سرمایش سقفی به جز ناحیه کمی نزدیک به کف اتاق در بقیه نواحی سرعت هوا کمتر از ۰/۲ متر بر ثانیه است، پس از این لحاظ شرط آسایش برقرار است [۱]. لازم به ذکر است که به دلیل وجود دیوار شرقی و پنجره روی آن به عنوان دیوارهای خارجی و عملکرد آن‌ها به عنوان چشمه حرارتی در تمام مدل‌های مربوط به سرمایش سقفی و دیواری یک سل جابجایی با چرخشی بر خلاف جهت عقربه‌های ساعت تشکیل می‌شود و حرکت آن در کنار دیوار شرقی به سمت بالا می‌باشد. در سرمایش دیواری به دلیل اهمیت بیشتر نقش تابش، این سل جابجایی کننده ضعیف‌تر است. لازم به ذکر است که وقتی سطح سرد در سقف قرار دارد اثر نیروی بویانسی شدیدتر است، زیرا در وضعیت استفاده از دیوار سرد هوای سرد شده در لایه‌های پایین اتاق تمایلی به بالا رفتن ندارد. راجع به این موضوع به عنوان یک مزیت در بخش میزان مصرف انرژی بیشتر بحث می‌شود. از نمودارهای شکل ۶ مشاهده می‌شود که به طور کلی اندازه سرعت و تغییرات آن برای سرمایش دیواری از سرمایش سقفی کمتر است. همچنین سرعت کمی بالاتر از حد آسایش، که در نزدیکی کف اتاق در سرمایش سقفی اتفاق می‌افتد، در سرمایش دیواری وجود ندارد. در شکل ۷ توزیع سرعت در راستای طولی وسط اتاق ( $z=1/5$ ) و سرمایش سقفی و هم دیواری، سرعت همه جا کمتر از ۰/۲ متر

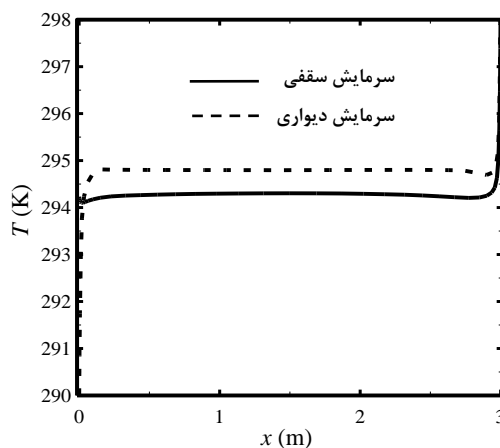
می‌باشد هنوز از نظر دمایی شرایط آسایش در راستای عمودی وجود دارد.

شکل ۵ تغییرات دما در راستای طولی وسط اتاق ( $z=1/5$ ) و  $y=1/5$  m را نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود دما در حالت دیواره سرد حدود ۰/۵ °C از حالت سقف سرد بیشتر است ولی هنوز اندکی کمتر از حد پایین محدوده آسایش تابستانی است. از شکل‌های ۴ و ۵ مشخص است که توزیع دما از کف تا سقف و در فاصله افقی بین دیواره‌ها مناسب است ولی متوسط دمای اتاق بین ۲۱ تا ۲۲ °C و از دمای آسایش انسان در تابستان اندکی کمتر است. پس دمای ۱۷ °C برای پانل سرمایشی دمای کمی است.

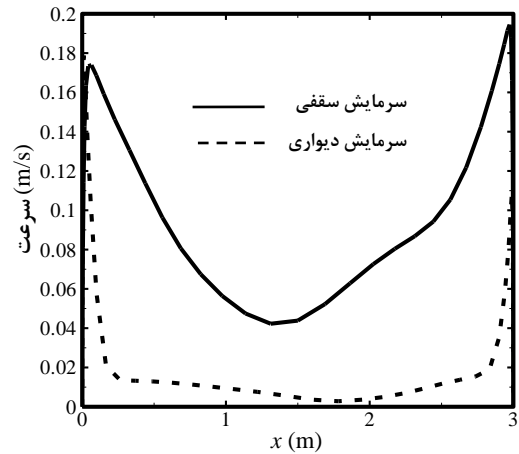
شکل ۶ تغییرات سرعت مطلق در راستای عمودی وسط اتاق را برای دو وضعیت بدون وجود مدل انسانی (مدل‌های A و B) نشان می‌دهد.



شکل ۴ توزیع دما در راستای عمودی وسط اتاق مدل‌های A و B؛ دمای سطح سرد ۱۷ و دمای طرح خارج ۳۸ °C



بر ثانیه است. همچنین سرعت در ناحیه میانی اتاق در مقایسه با کناره‌ها، به خصوص در سرمایش دیواری، بسیار کمتر است.



شکل ۷ توزیع سرعت مطلق هوا در راستای افقی وسط اتاق مدل‌های A و B؛ دمای سطح سرد ۱۷ و دمای طرح خارج ۳۸ °C

#### ۲-۴- بررسی اثر حضور مدل انسانی، دمای طرح خارج و دمای پانل سرمایشی

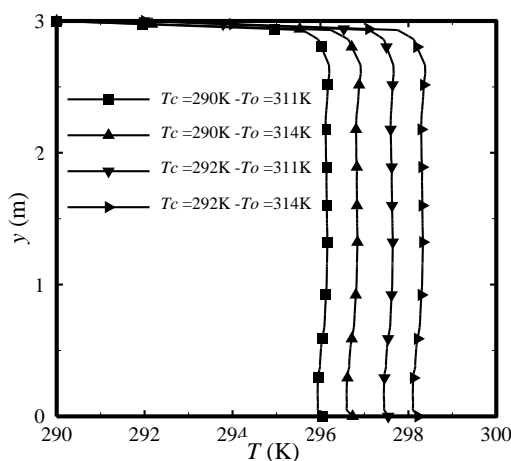
به منظور بررسی اثر حضور مدل انسانی و اثر دماهای طرح خارج و پانل سرمایشی دو دمای طرح خارج ۳۸ و ۴۱ °C به ترتیب برای تهران و سمنان و دو دمای ۱۷ و ۱۹ °C برای پانل سرمایشی در نظر گرفته شدند. در شکل‌های ۸ و ۹ به ترتیب توزیع دما در دو راستای عمودی و افقی نزدیک به مرکز اتاق برای وضعیت‌های با وجود مدل انسانی با سقف سرد و دیوار سرد و در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ توزیع سرعت مطلق برای همان شرایط نشان داده شده است. در این شکل‌ها  $T_c$ ،  $T_w$  و  $T_o$  به ترتیب به دمای پانل سقفی سرد، پانل دیواری سرد و طرح خارج تابستانی اشاره دارند.

از شکل ۸ ملاحظه می‌شود که تغییر دمای طرح خارج تأثیری بر نحوه توزیع دما در راستای عمودی اتاق نداشته و افزایش دمای طرح خارج به اندازه ۳ °C، در هر مورد فقط دمای هوای اتاق را حدود ۰/۷ °C افزایش داده است. از شکل ۹ مشاهده می‌شود که افزایش دمای طرح خارج بر نحوه توزیع دما در راستای افقی اتاق هم تأثیری نداشته و فقط باعث افزایش دما به اندازه‌های حدود ۰/۶ °C شده است.

مقایسه نمودار مربوط به دمای سطح سرد ۱۷ °C در شکل ۸- الف یا ۸- ب با نمودار مشابه در شکل ۴ نشان می‌دهد که

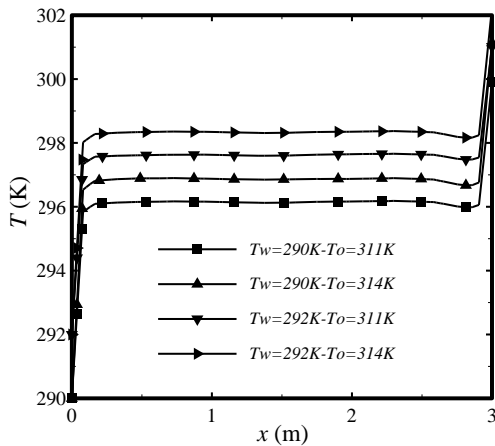
متوسط دما از شرایطی که مدل انسانی وجود ندارد بیشتر است. با این وجود متوسط دما در اتاق هنوز در حد پایین محدوده آسایش انسان قرار دارد. پس با وجود مدل انسانی دمای ۱۷ °C حداقل دمای پانل سرمایشی برای ایجاد شرایط آسایش در دو شهر تهران و سمنان می‌باشد. همچنین مقایسه نمودارهای مربوط به حالت دیوار سرد در شکل ۸- ب با همین نمودار در شکل ۴ نشان می‌دهد که وجود مدل انسانی و گرمای خروجی از آن باعث ایجاد یکنواختی نسبی در توزیع دمای عمودی شده است. مقایسه وضعیت‌های سقف سرد و دیوار سرد، از نظر ایجاد یکنواختی دما در راستای عمودی، نشان می‌دهد که استفاده از سقف سرد شرایط بهتری را فراهم می‌آورد؛ با این وجود تفاوت دما بین نواحی نزدیک به کف و سقف در وضعیت دیوار سرد حداکثر حدود ۱ °C است.

از بررسی نمودارها در شکل‌های ۸ و ۹ ملاحظه می‌شود که در همه وضعیت‌های استفاده از پانل سرمایشی سقفی و یا دیواری، به طور کلی تغییرات دما در فاصله بین کف و سقف به جز نزدیک کف یا سقف کمتر از ۱/۵ °C و در فاصله افقی مابین دیوارهای اتاق به جز نزدیک دیوار شرقی و یا غربی بسیار ناچیز است.



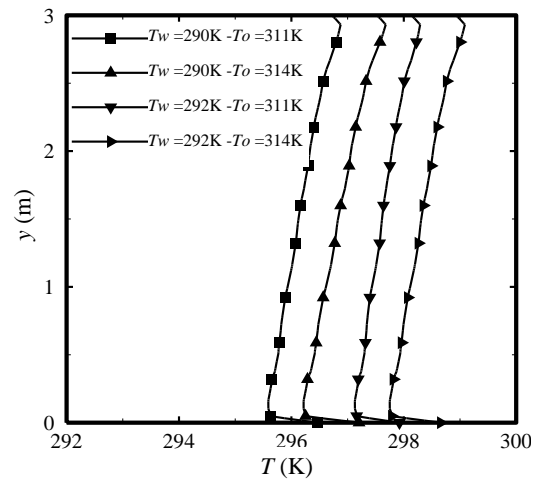
الف- مدل C (سقف سرد)





ب- مدل D (دیوار سرد)

شکل ۹ توزیع دما در یک راستای افقی ( $z=1\text{ m}$  و  $y=1/5$ ) با وجود مدل انسانی

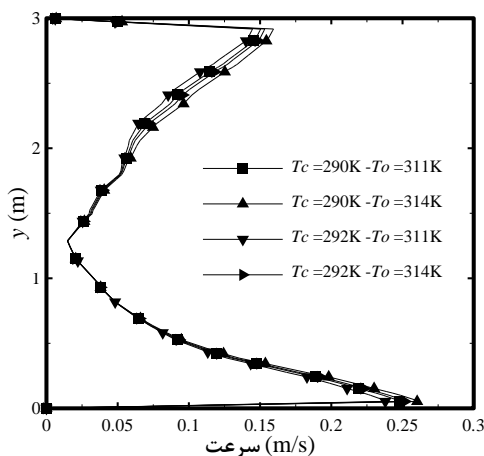


ب- مدل D (دیوار سرد)

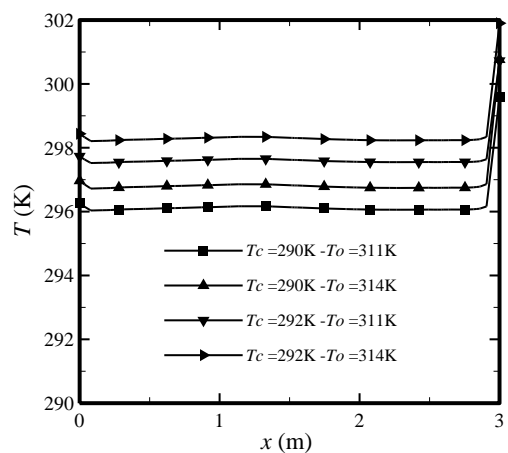
شکل ۸ توزیع دما در یک راستای عمودی ( $x=2$  و  $z=1/5\text{ m}$ ) با وجود مدل انسانی

از مقایسه شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مربوط به حضور مدل انسانی به ترتیب با شکل‌های ۶ و ۷ مربوط به عدم حضور آن مشاهده می‌شود که سرعت مطلق هوا وقتی مدل انسانی حضور داشته باشد کمتر است. همچنین از نظر توزیع سرعت، به جز سرعت اندکی بالاتر از  $0.2$  متر بر ثانیه فقط در نزدیک کف در سرمایش سقفی، تفاوت قابل ملاحظه‌ای بین وضعیت دیوار سرد و سقف سرد دیده نمی‌شود.

از شکل‌های ۱۰ و ۱۱، مربوط به تغییرات سرعت مطلق به ترتیب در یک راستای عمودی و یک راستای افقی، ملاحظه می‌شود که با افزایش دمای طرح خارج تابستانی تغییر قابل توجهی در سرعت هوا بوجود نمی‌آید. در نتیجه تغییرات دمای خشک هوا تأثیری بر عملکرد سیستم‌های سرمایش تابشی از نظر توزیع دما و سرعت هوا ندارد و برای تأمین شرایط آسایش از این دو منظر فقط لازم است دمای پانل سرمایشی به طور مناسب انتخاب شود.



الف- مدل C (سقف سرد)



الف- مدل C (سقف سرد)

شکل ۱۱ توزیع سرعت در یک راستای افقی ( $z=1\text{ m}$  و  $y=1/5$ ) با وجود مدل انسانی

#### ۴-۳- میزان مصرف انرژی

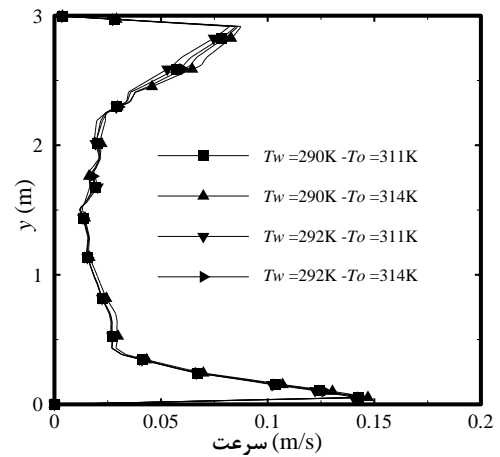
محاسبه نرخ انتقال حرارت کلی و تابشی مربوط به مدل‌های A و B و C و D برای دو سیستم سرمایش از سقف و دیوار با دمای سطح سرد  $17^\circ\text{C}$  و  $19^\circ\text{C}$  برای شهرهای تهران و سمنان انجام شده و نتایج برای مقایسه به ترتیب در جداول ۷ و ۸ درج شده است. در همه وضعیت‌ها اعم از سرمایش از دیوار یا سقف سهم انتقال حرارت تابشی بیش از انتقال حرارت جابجایی است. در سرمایش سقفی حداقل سهم تابش ۵۸ درصد و حداکثر آن ۷۷ درصد است. این در شرایطی است که در سرمایش دیواری حداقل سهم تابش ۶۶ درصد و حداکثر آن ۷۸ درصد است. این مقایسه نشان می‌دهد که قرارگیری پانل سرمایشی در سقف جابجایی قوی‌تری را موجب می‌شود و تابش سهم کمتری دارد. این جابجایی قوی‌تر در مدل‌های سرمایش سقفی باعث افزایش نرخ انتقال حرارت کلی در حد چند درصد نسبت به مدل‌های مشابه دیوار سرد شده است.

با افزایش دمای پانل سرد نرخ انتقال حرارت کلی کاهش می‌یابد که به معنی کاهش مصرف انرژی است. این در شرایطی است که نتایج نشان دادند که برای همه وضعیت‌ها اعم از وجود مدل انسانی یا نبود آن حتی با دمای سطح سرد  $19^\circ\text{C}$  از نظر توزیع دما شرایط آسایش فراهم می‌شود. توجه به این نکته ضروری است که دمای  $17^\circ\text{C}$  یا بالاتر از دمای ورودی آب به فن کوئل‌ها در سیستم‌های مبتنی بر جابجایی است و این موضوع یک مزیت دیگر سیستم‌های سرمایش تابشی است.

جدول ۷ مقادیر نرخ انتقال حرارت کلی و تابشی روی سطح سرد

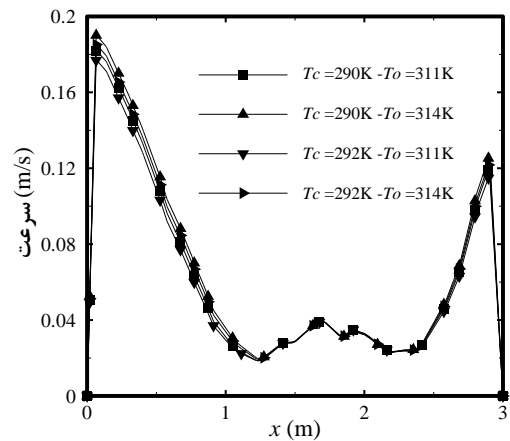
(شهر تهران با دمای طرح خارج  $38^\circ\text{C}$ )

سهم تابش (%)	نرخ انتقال حرارت		مدل	دمای سطح سرد
	تابشی (W)	کلی (W)		
۵۸	۲۱۷/۳۱	۳۷۱/۱	A	$17^\circ\text{C}$
۶۵	۲۳۰/۶	۳۵۵/۸	B	
۷۵	۲۹۴/۹۷	۳۸۹/۵	C	
۷۷	۲۹۰/۸۴	۳۷۷/۸	D	
۶۰	۲۰۰/۴	۳۳۵/۵۱	A	$19^\circ\text{C}$
۶۶	۲۱۲/۱	۳۲۱/۵	B	
۷۷	۲۷۳/۹	۳۵۷/۳	C	

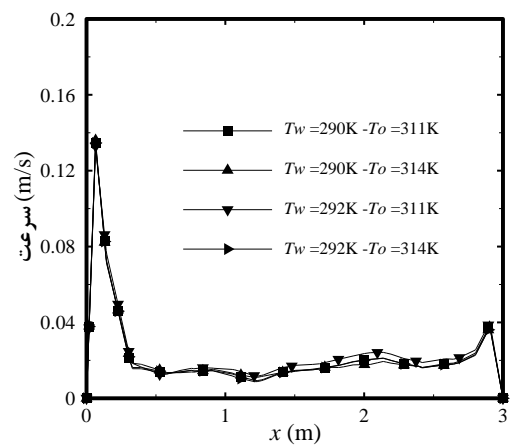


ب- مدل D (دیوار سرد)

شکل ۱۰ توزیع سرعت در یک راستای عمودی ( $z=1/5\text{ m}$  و  $x=2$ ) با وجود مدل انسانی



الف- مدل C (سقف سرد)



ب- مدل D (دیوار سرد)

ناچیز بوده و دما تا ارتفاعی بالاتر از ۲/۵ متر از کف تقریباً ثابت است. در سرمایش از دیوار توزیع دما در راستای عمودی از یکنواختی کمتری برخوردار است ولی حداکثر افزایش دما از کف تا سقف حدود  $2/5^{\circ}\text{C}$  است و دما در نقاط مختلف در محدوده شرایط آسایش است.

۲- در همه مدل‌سازی‌های انجام شده اعم از سرمایش سقفی یا دیواری سهم انتقال حرارت تابشی بیش از انتقال حرارت جابجایی است. در نتیجه شرایط آسایش از نظر سرعت جریان هوا که باید کمتر از ۰/۲ متر بر ثانیه باشد به مراتب بهتر از روش‌های مبتنی بر جابجایی تأمین می‌شود. در این خصوص در سرمایش از سقف حداکثر سرعت مطلق حدود ۰/۲۸ متر بر ثانیه در نزدیکی کف اتاق اتفاق می‌افتد ولی در سرمایش از دیوار سرعت مطلق همه جا کمتر از ۰/۱ متر بر ثانیه می‌باشد.

لذا از این نظر سرمایش دیواری مزیت دارد.

۳- برای شرایط مطالعه شده در این تحقیق هم پانل سرمایش دیواری و هم پانل سرمایش سقفی شرایط دمایی مطلوبی را تأمین نموده‌اند. با این وجود در شرایط استفاده از سرمایش دیواری، به دلیل سهم بیشتر تابش، میزان مصرف انرژی کمتر و سرعت هوا نیز کمتر است. لذا در مجموع، از نظر تأمین شرایط آسایش با توجه به این دو شاخص و همچنین میزان مصرف انرژی، استفاده از پانل سرمایش دیواری به صرفه‌تر است.

۴- دماهای استفاده شده در این تحقیق برای پانل تابشی سرد بالاتر از دمای آب سرد ورودی به فن‌کوئل‌ها در سیستم‌های مبتنی بر جابجایی هوا است. لذا از این نظر نیز سیستم‌های تابشی ارجحیت دارند.

۵- به دلیل نقش مهم تابش، افزایش دمای خشک طرح خارج تأثیری نامطلوب بر عملکرد سیستم تابشی، از نظر توزیع دما و سرعت، نداشته و با کاهش اندک دمای پانل می‌توان شرایط مطلوب دمایی از نظر آسایش را فراهم نمود.

۶- از نظر سهم تابش در انتقال حرارت و توزیع سرعت و مصرف انرژی نتایج ارجحیت سیستم سرمایش دیواری به سیستم سرمایش سقفی را مشخص کرد. در مناطقی که دمای پانل سرمایشی کمتر از دمای نقطه شبنم باشد امکان میعان رطوبت موجود در هوا روی سطح پانل وجود دارد. این میعان در سرمایش سقفی باعث ریزش چکه‌های آب می‌شود، ولی در سرمایش دیواری براحتی قابل جمع‌آوری و هدایت است. لذا از این

جدول ۸ مقادیر نرخ انتقال حرارت کلی و تابشی روی سطح سرد (شهر سمنان با دمای طرح خارج $41^{\circ}\text{C}$ )				
دمای سطح سرد	مدل	نرخ انتقال حرارت کلی (W)	نرخ انتقال حرارت تابشی (W)	سهم تابش (%)
$17^{\circ}\text{C}$	A	۴۲۶/۹	۲۴۶/۳	۵۸
	B	۴۰۹/۱	۲۶۱/۷	۶۴
	C	۴۴۰/۹	۳۳۰/۸۳	۷۵
	D	۴۲۷/۴	۳۲۶/۲	۷۶
$19^{\circ}\text{C}$	A	۳۹۱/۲	۲۳۰	۵۹
	B	۳۷۵	۲۴۳/۹	۶۵
	C	۴۰۸/۷	۳۱۰/۲۴	۷۶
	D	۳۹۶/۷	۳۰۶/۱	۷۷

با حضور مدل انسانی، به دلیل ایجاد بار سرمایشی اضافی ناشی از شار حرارتی خروجی از دیواره‌های آن، میزان مصرف انرژی حداکثر حدود ۸ و حداقل حدود ۵ درصد افزایش می‌یابد. همچنین با حضور مدل انسانی سهم تابش از انتقال حرارت کل در سرمایش سقفی حدود ۱۷ درصد و در سرمایش دیواری حدود ۱۲ درصد افزایش یافته است. این تفاوت به این دلیل است که دیوار سرد در یک طرف مدل انسانی قرار گرفته است و ضریب دید سقف سرد نسبت به دیواره‌های مدل انسانی از ضریب دید دیوار سرد نسبت به این دیواره‌ها بیشتر است.

افزایش سهم تابش وقتی مدل انسانی وجود دارد توجهی برای کاهش میزان سرعت مطلق هوا در داخل اتاق است. این موضوعی است که از مقایسه شکل‌های ۱۰ و ۱۱ به ترتیب با شکل‌های ۶ و ۷ دیده می‌شود. همچنین با افزایش دمای طرح خارج به اندازه  $3^{\circ}\text{C}$  انتقال حرارت از میان جداره‌ها به داخل فضای اتاق بیشتر شده است و در نتیجه نرخ انتقال حرارت کلی به پانل حداکثر حدود ۱۵ درصد افزایش یافته است، ولی سهم انتقال حرارت تابشی و جابجایی تقریباً ثابت مانده است.

## ۵- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این تحقیق عددی میدان جریان و توزیع دما در یک اتاق با سرمایش تابشی از سقف یا از دیوار سرد مورد مطالعه قرار گرفت. اهم نتایج عبارتند از:

۱- در سرمایش سقفی تغییرات دما در راستای عمودی اتاق

نظر نیز سرمایش دیواری نسبت به سرمایش سقفی مزیت دارد.

## ۶- فهرست علائم

گرمای ویژه در فشار ثابت (J/kg.K)	$c_p$
شتاب جاذبه ( $m.S^2$ )	$g$
ضریب هدایت حرارتی هوا ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )	$k$
انرژی جنبشی اغتشاش	$K$
شار حرارتی (W)	$q$
مؤلفه سرعت	$u$

علائم یونانی:

لزجت (Pa.S)	$\mu$
ضریب انبساط حرارتی ( $k^{-1}$ )	$\beta$
چگالی ( $kgm^{-3}$ )	$\rho$
افت انرژی اغتشاش	$\epsilon$

زیر نویس‌ها:

جهت‌های مختلف مختصات	$i, j$
----------------------	--------

## ۷- تقدیر و تشکر

نویسندگان از پژوهشکده انرژی دانشگاه کاشان به دلیل حمایت از انجام این تحقیق تشکر می‌نمایند.

## ۸- مراجع

- Measurement and the Numerical Simulation”, *Energy and Buildings*, Vol. 40, 2005, pp. 301-310.
- [7] Vangtook P., Chirarattananon S., “An Experimental Investigation of Application of Radiant Cooling in Hot Humid Climate”, *Energy and Buildings*, Vol. 38, 2006, pp. 273-285.
- [8] Jeong J.W., Stanley A., Mumma S.A., “Practical Cooling Capacity Estimation Model for a Suspended Metal Ceiling Radiant Cooling Panel”, *Building and Environment*, Vol. 42, 2007, pp. 3176-3185.
- [9] Catalina T., Virgoneand J., Kuznik F., “Evaluation of Thermal Comfort using Combined CFD and Experimentation Study in a test Room Equipped with a Cooling Ceiling”, *Building and Environment*, Vol. 44, 2008, pp. 1740-1750.
- [10] Karadag R., “The Investigation of Relation Between Radiative and Convective Heat Transfer Coefficients at the Ceiling in a Cooled Ceiling Room”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, 2009, pp. 1-5.
- [11] Karadag R., “New Approach Relevant to Total Heat Transfer Coefficient Including the Effect of Radiation and Convection at the Ceiling in a Cooled Ceiling Room”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, pp. 1571-1565.
- [12] Dorosti, Gh, Maerefat, Mehdi, M., Omidvar, A. Performance Improvement of Ceiling radiant Cooling System by Suitable Design of Panel Height, *Journal of Modares Mechanical Engineering*, Vol.10, No. 3, 2010, pp. 45-56. (In Persian)
- [13] Sabounchi, A., “Numerical simulation of flow field and heat transfer in a room with radiant cooling panel, Thesis of M.Sc, Kashan University, 2010.(In persian)
- [14] Tabatabaee, S.M., “Calculation of building installations”, Rouzbahan publication, 2002. (In Persian)
- [1] ASHRAE, “ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering Inc., Atlanta, 2008.
- [2] Imanari T., Omori T., Bogaki K., “Thermal Comfort and Energy Consumption of the Radiant Ceiling Panel System. Comparison with the Conventional All-Air System”, *Energy and Buildings*, Vol. 30, 1999, pp. 58-64.
- [3] Niu J.L., Zhang L.Z., Zuo H.G., “Energy Savings Potential of Chilled Ceiling Combined with Desiccant Cooling in Hot and Humid Climates”, *Energy and Buildings*, Vol. 34, 2002, pp. 487-495.
- [4] Jeong J.W., Mumma S.A., Bahnfleth W.P., “Energy Conservation Benefits of a Dedicated Outdoor Air System with Parallel Sensible Cooling by Ceiling Radiant Panels”, *ASHRAE Transactions*, Vol. 109(2), 2003, pp. 627-636.
- [5] Song D., Kato S., “Radiational panel cooling system with continuous natural cross ventilation for hot and humid regions”, *Energy and Buildings*, Vol. 36, 2004, pp. 1273-1280.
- [6] Murakami S., Rho J.W., Kim T., Kato S., “Study on Indoor Thermal Environment of Office Space Controlled by Cooling Panel System using Field