

ارزیابی عددی آسایش حرارتی و کیفیت هوا در یک فضای اداری مجهز به سیستم سرمایش تابشی سقفی و سامانه تلفیقی تابشی و جابجایی

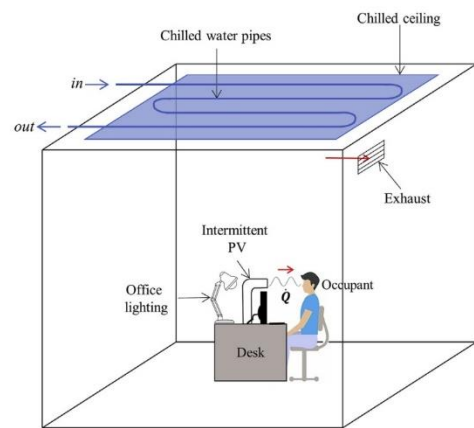
محمد امینی^۱، عسگر مینایی^{۲*} و نگین معلمی خیابی^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: پذیرش مقاله:	
واژگان کلیدی: سرمایش تابشی سقفی، آسایش حرارتی، کیفیت هوا، نرم افزار انسیس ایرپک، چگالش بخار آب	در این تحقیق عملکرد سیستم سرمایش تابشی سقفی و سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی در یک فضای اداری از نظر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخلی در نرم افزار انسیس ایرپک به صورت عددی ارزیابی شده است. با توجه به غیریکنواخت بودن محیط مجهز به سیستم تابش سقفی، هدف اصلی از این پژوهش، ارزیابی شاخص‌های استاندارد آسایش حرارتی برای بخش‌های مختلف بدن فرد می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که در سیستم سرمایش تابشی سقفی در دماهای سقف ۱۸ و ۱۹ درجه سلسیوس شاخص میانگین آرای پیش‌بینی شده PMV و درصد نارضایتی پیش‌بینی شده PPD در بازه قابل قبول $0/5 < PMV < +0/5$ و $0/5 < PPD < 10/5$ قرار گرفته‌اند، ولی در دماهای سقف ۲۰ تا ۲۶ درجه سلسیوس، با افزایش دمای سقف مقادیر این شاخص‌ها افزایش یافته و فرد احساس گرمی می‌کند. در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی مقادیر شاخص‌های آسایش حرارتی کلی در مقایسه با سیستم سرمایش تابشی سقفی در تمامی دماهای سقف و تمامی حالت‌های مختلف درجه ورودی هوا کاهش یافته به طوری که در دمای سقف ۲۰ درجه سلسیوس نیز شاخص‌های آسایش حرارتی کلی فرد بر اساس معیار استاندارد ISO 7730 و استاندارد ASHRAE/ANSI 55 در بازه مجاز قرار گرفته‌اند. شاخص‌های آسایش حرارتی موضعی کوران حرارتی DR و درصد نارضایتی PD در هر دو سیستم در محدوده مجاز بوده، در نتیجه نارضایتی حرارتی موضعی نمی‌تواند فرد ساکن را تهدید کند. همچنین استفاده از یک سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی به جای یک سیستم سرمایش تابشی سقفی بهبود کیفیت هوا را به دنبال خواهد داشت.

32	[۷۰ و ۷۱]. یکی از مهم‌ترین مزیت‌های سیستم گرمایش و	1	۱- مقدمه
33	سرمایش از سقف این است که می‌توان آن را متناسب با	2	استفاده بهینه از انرژی یکی از مهم‌ترین مسائل روز است و
34	مساحت و فضای ساختمان طراحی کرد. در واقع لوله‌کشی‌ها	3	در بسیاری از زمینه‌ها، تدابیری اتخاذ شده است تا مصرف
35	در این سیستم به‌گونه‌ای در سقف پراکنده می‌شوند که با	4	انرژی کاهش یافته و همچنین انرژی به روش‌های کارآمدتر
36	توجه به دمای محیط گرما یا سرمای مناسبی تولید کنند.	5	مصرف شود. مصرف انرژی در ساختمان‌ها در کل جهان،
37	به همین دلیل هم هست که می‌توان آن‌ها را هم در	6	حدود ۴۰ درصد از کل تقاضای مصرف انرژی را به خود
38	شهرهای جنوبی و هم در شهرهای شمالی کشور به کار	7	اختصاص داده است [۱]. بیش از ۷۰ درصد انرژی مصرفی
39	گرفت [۸]. در مقایسه با سیستم‌های جابجایی تمام هوا،	8	ساختمان برای گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع اختصاص
40	علاوه بر کاهش مصرف انرژی سیستم‌های سرمایش تابشی	9	داده می‌شود. در میان انرژی مصرف شده، بخش عمده‌ای
41	سقفی دارای مزایای خاصی هستند، که می‌توان به سازگاری	10	برای سرمایش فضای داخلی ساختمان به خصوص در
42	بیشتر با حالت انتقال حرارت بدن انسان، نیاز به تعمیر و	11	مناطق گرمسیری اختصاص می‌یابد [۲].
43	نگهداری کمتر [۹]. سر و صدای پایین [۹]. حذف	12	طراحی شرایط حرارتی مناسب برای فضاهای داخلی با
44	کانال‌های هوا [۱۰]. قابلیت طراحی انعطاف‌پذیر [۱۱].	13	بهبود بهره‌وری و رفاه کلی ساکنان ساختمان ارتباط
45	ترکیب با سایر سیستم‌های تهویه مطبوع، افزایش اتلاف	14	گسترده‌ای دارند. به این ترتیب، مفهوم آسایش حرارتی باید
46	تشعشعات و کاهش تعریق [۱۲]. همچنین کاهش	15	به طور جدی در طراحی ساختمان‌ها مورد توجه قرار گیرد.
47	نارضایتی‌های حرارتی موضعی به دلیل دمای بالاتر سطح	16	از آنجا که دستیابی به سطوح آسایش کافی در محیط‌های
48	تابشی، مانند اختلاف دمای هوا در جهت عمودی [۱۳] و	17	زندگی در اغلب موارد نیازمند استفاده از تجهیزات پرمصرف
49	کوران حرارتی [۱۴] اشاره کرد. با این حال، سیستم‌های	18	انرژی است، باید ارتباط مفهوم آسایش حرارتی در
50	سرمایش تابشی سقفی در مقایسه با سیستم‌های جابجایی	19	ساختمان‌ها با مقدار مصرف انرژی و اثرات مستقیم و
51	تمام هوا دارای برخی معایب نیز هستند. که می‌توان به	20	غیرمستقیم بعدی مصرف انرژی روی محیط زیست در نظر
52	هزینه‌های اولیه بالا [۷]. حذف بار سرمایشی محسوس و	21	گرفته شود. در نتیجه، به حداقل رساندن مصرف انرژی و
53	عدم توانایی در حذف بار سرمایش نهان [۱۵] ناتوانی در	22	در عین حال دستیابی به شرایط آسایش حرارتی در
54	رطوبت‌زدایی هوا و احتمال تراکم و چگالش بخار آب	23	ساختمان یک هدف مهم و اساسی است. از این رو توجه به
55	[۱۶ و ۱۷] و عدم تأمین کیفیت مناسب هوای داخل	24	آسایش حرارتی ساکنان در مبحث بهینه‌سازی مصرف
56	ساختمان [۱۸] اشاره کرد.	25	انرژی حائز اهمیت است [۳ و ۴].
57	سیستم‌های سرمایش تابشی سقفی در زیر سقف قرار داشته	26	سیستم‌های تابشی سقفی دارای توانایی برقراری آسایش
58	و دمای سطح پانل‌های سقفی را به منظور سرمایش فضا	27	حرارتی در دماهای بالاتر نسبت به سیستم‌های جابجایی
59	کاهش می‌دهند [۱۹]. در این سیستم‌ها تبادل حرارت از	28	تمام هوا هستند و این موضوع باعث کاهش مصرف انرژی
60	طریق سطح زیرین پانل تابشی توسط مکانیزم‌های انتقال	29	می‌گردد. [۵]. دمای بالای عملکرد سیستم‌های سرمایش
61	حرارت جابجایی و تابش با فضای داخلی ساختمان انجام	30	تابشی، چیلر را قادر می‌سازد تا با راندمان بالا کار کند، که
62	شده و آسایش حرارتی تأمین می‌شود [۲۰ و ۲۱].	31	منجر به کاهش قابل توجه مصرف انرژی اولیه می‌شود

1 در سال‌های اخیر، پژوهش‌های زیادی در زمینه سیستم‌های
2 سرمایش تابشی انجام گرفته شده است که اغلب این
3 تحقیقات مربوط به بررسی میزان مصرف انرژی، تحلیل
4 آسایش حرارتی، مقایسه این سیستم‌ها با سایر سیستم‌ها
5 هستند. الاسد و همکاران [۱۸] مطالعه‌ای بر روی سامانه
6 تلفیقی سرمایش تابشی سقفی و تهویه انفرادی^۱ متناوب با
7 متوسط جریان ۷/۵ لیتر بر ثانیه بر اساس توانایی آن در
8 ایجاد شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای قابل قبول
9 انجام دادند. نتایج ایشان نشان می‌دهد که سامانه تلفیقی
10 سرمایش تابشی سقفی و تهویه انفرادی متناوب قادر است
11 در شرایط آسایش حرارتی مشابه، به ترتیب ۷/۵۲ درصد و
12 ۱۵/۰۴ درصد صرفه‌جویی در انرژی در مقایسه با یک سامانه
13 تلفیقی سرمایش تابشی سقفی و تهویه انفرادی ثابت و یک
14 سیستم سرمایش تابشی سقفی مستقل داشته باشد. شکل
15 شماتیک سامانه تلفیقی تابشی/جابجایی شبیه‌سازی شده
16 توسط الاسد و همکاران [۱۸] در شکل (۱) نشان داده شده
17 است.

27 تابشی برای دستیابی به شرایط آسایش حرارتی و در عین
28 حال کاهش مصرف انرژی کارساز هستند. چیانگ و
29 همکاران [۱۵] برای یک سیستم سرمایش تابشی سقفی
30 یکپارچه به همراه یک سیستم جابجایی مکانیکی، تحقیقی
31 به صورت آزمایشی در یک دفتر اداری و همچنین به صورت
32 شبیه‌سازی عددی در این فضای آزمایشی انجام دادند. نتایج
33 به دست آمده از آزمایش با مقادیر شبیه‌سازی عددی برای
34 تأیید صحت مدل مقایسه شد. آن‌ها به بررسی اثر متغیرهای
35 تجربی مانند دمای هوای تأمین دیفیوزر و مساحت پانل‌های
36 سرمایشی بر آسایش حرارتی پرداختند. پس از بررسی نتایج
37 به دست آمده پیشنهادهای را در مورد بهبود طراحی
38 پانل‌های سقفی سرمایش تابشی ارائه کردند. خان و
39 همکاران [۲۲] مطالعه‌ای را برای تخمین پتانسیل صرفه
40 جویی در انرژی یک سیستم سرمایش تابشی در یک
41 ساختمان تجاری در هند انجام دادند. نتایج ایشان نشان
42 می‌دهد که سیستم سرمایش تابشی نسبت به یک سیستم
43 سرمایش معمولی تمام هوا در زمینه مصرف انرژی ۱۷/۵
44 درصد کارآمدتر بوده و همچنین عملکرد حرارتی بهتری
45 داشته و دماهای یکنواخت‌تر و محدوده دمای متوسط هوا
46 را بهتر از یک سیستم معمولی ارائه می‌دهد. کاتالینا و
47 همکاران [۲۳] با شبیه‌سازی عددی به مقایسه سیستم‌های
48 سرمایش تابشی سقفی با سیستم‌های سرمایش معمولی از
49 نظر شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی پرداختند. نتایج
50 ایشان نشان داد که سیستم‌های سرمایش تابشی سقفی
51 می‌توانند آسایش حرارتی بهتری را به دلیل حرکت کمتر
52 هوا و ارائه محیط‌های آرام‌تر تأمین کنند. علاوه بر این،
53 سیستم‌های سرمایش تابشی سقفی در مقایسه با سایر
54 سیستم‌های تهویه مطبوع می‌توانند تقریباً همان آسایش
55 حرارتی را با ۲۱/۵ درصد صرفه‌جویی در انرژی تأمین کنند.
56 همچنین تحقیقاتی در زمینه بررسی آسایش حرارتی
57 موضعی در سیستم‌های سرمایش تابشی سقفی نیز انجام
58 شده است. جیا و همکاران [۲۴] به صورت آزمایشگاهی



18 شکل ۱- شماتیک سامانه تلفیقی تابشی/جابجایی در نظر گرفته
19 شده توسط الاسد و همکاران [۱۸]
20 ری و کیم [۷] با توجه به صرفه‌جویی در مصرف انرژی،
21 کاهش سر و صدا و سایر مزایای سیستم‌های سرمایش و
22 گرمایش تابشی در مقایسه با سایر سیستم‌ها، مطالعات و
23 تحقیقات انجام گرفته بر روی این سیستم‌ها را با هدف درک
24 ساختار و کارکرد این سیستم‌ها و توسعه آن بررسی کردند.
25 نتایج آن‌ها نشان داد که سیستم‌های سرمایش و گرمایش

¹ Personalized Ventilation

- 1 سیستم سرمایش تابشی را در یک فضای اداری بررسی کردند. هدف اصلی این مطالعه تجربی، توصیف رفتار سیستم‌های سرمایش تابشی در یک محیط اداری معمولی، همچنین تأثیر پنکه‌های سقفی بر لایه‌بندی دمای هوا به صورت عمودی بود. آن‌ها با بررسی دما در ارتفاع‌های مختلف نتیجه گرفتند که اختلاف دما در جهت عمودی و تابش حرارتی نامتقارن نسبتاً کوچک هستند و نمی‌توانند آسایش حرارتی موضعی را برهم بزنند. همچنین، پنکه‌های سقفی می‌توانند اختلاف دما در جهت عمودی را کاهش بدهند. کورگاتای و همکاران [۱۴] در یک پژوهش، سیستم‌های سرمایش اداری جابجایی به تنهایی و همراه با پانل‌های تابشی سقفی را به منظور بررسی مزایای ناشی از ترکیب شدن دو سیستم، به صورت آزمایشگاهی و عددی تجزیه و تحلیل کردند. آن‌ها با استفاده از دمای ورودی و سرعت جریان هوا به بررسی نارضیاتی حرارتی موضعی ناشی از کوران حرارتی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که نارضیاتی حرارتی موضعی ناشی از کوران حرارتی در ترکیب سیستم‌های تهویه جابجایی با سرمایش تابشی نسبت به سیستم‌های تهویه تمام هوا کمتر می‌شود.
 - 2 برای ارزیابی مشکل چگالش در سیستم‌های سرمایش تابشی مطالعات مختلفی صورت گرفته است. یوان و همکاران [۲۵] برای رفع مشکل چگالش بر روی پانل‌های تشعشعی سقفی، تحقیقی به صورت تجربی در مورد رابطه ذاتی بین چگالی کل شار گرما و دمای سطح پانل یک سیستم تابشی برای شرایط سرمایش انجام دادند. نتایج ایشان نشان می‌دهد که اگر چگالی کل شار حرارتی و دمای سطح پانل در یک نمودار ارائه شوند، به طور متقابل در یک لوزی محدود می‌شوند. با این حال، همه شرایط نشان‌داده‌شده توسط لوزی، هنگام در نظر گرفتن موضوع چگالش آب در شرایط سرمایش مجاز نیستند، بنابراین یک مفهوم به اصطلاح منطقه عملیات ایمنی ارائه کردند.
 - 32 پژوهش‌های انجام شده اغلب به ارزیابی مصرف انرژی سیستم‌های سرمایش تابشی سقفی و آسایش حرارتی کلی فرد در فضای مجهز به این سیستم‌ها پرداخته‌اند ولی آسایش حرارتی موضعی و نارضیاتی‌های حرارتی ناشی از آن که بر بخش‌های مختلف بدن تأثیر می‌گذارد، کمتر مورد بررسی قرار گرفته‌اند. توجه به این نکته حائز اهمیت است که فضای مجهز به پانل تابشی سقفی به دلیل تابش نامتقارن، یک محیط حرارتی غیریکنواخت محسوب می‌گردد. در محیط‌های غیریکنواخت، آسایش حرارتی کل بدن از آسایش حرارتی بخش‌های مختلف بدن تأثیر می‌گیرد [۲۶]. تحقیقات نشان داده است که واکنش افراد به محیط غیریکنواخت بستگی به احساس حرارتی موضعی بخش‌های مختلف بدن آنها دارد نه به احساس حرارتی کل بدن آنها [۲۷]. بنابراین در این پژوهش در ابتدا یک مدل سازی عددی و سه بعدی با نرم افزار انسیس ایرپک^۱ به منظور بدست آوردن الگوی جریان هوا و توزیع دما در فضای محاسباتی در نظر گرفته شده، انجام می‌شود. سپس با استفاده از اطلاعات بدست آمده از شبیه سازی عددی، شاخص‌های آسایش حرارتی در ارتفاع‌های ۰/۱ متر، ۰/۵ متر، ۱/۱ متر و ۱/۳ متر که متناظر با بخش‌های مختلف بدن فرد در حالت نشسته هستند، ارزیابی می‌شوند [۲۸ و ۲۹]. سپس تأثیر پارامترهایی از جمله دمای سطح سقف در سیستم سرمایش تابشی سقفی و موقعیت قرارگیری دریچه ورودی هوا در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی روی آسایش حرارتی فرد و کیفیت هوای داخل اتاق و همچنین احتمال چگالش بر روی سطح بررسی می‌گردد.
 - 33
 - 34
 - 35
 - 36
 - 37
 - 38
 - 39
 - 40
 - 41
 - 42
 - 43
 - 44
 - 45
 - 46
 - 47
 - 48
 - 49
 - 50
 - 51
 - 52
 - 53
 - 54
 - 55
 - 56
 - 57
 - 58
 - 59
 - 60
 - 61
 - 62
 - 63
- ۲- روش تحقیق**
- ۱-۲- هندسه فضای مورد مطالعه**
- فضای مورد مطالعه که در نرم‌افزار انسیس ایرپک شبیه‌سازی شده است، یک اتاق با طول ۵/۴ متر، عرض ۳

¹ Ansys Airpak

29 بیرون با دمای 35°C و رطوبت نسبی ۵۰ درصد در نظر
 30 گرفته شده است. برای شبیه‌سازی عددی این اتاق اداری
 31 مجهز به سیستم سرمایش تابشی سقفی، کل سقف آن را
 32 به عنوان سطح تابشی در نظر گرفته شده و دمای آن ثابت
 33 فرض شده است.

جدول ۱- خواص حرارتی دیوارها از جنس آجر

چگالی	1970 kg/m^3
گرمای ویژه	800 J/kg.K
ضریب هدایت حرارتی	0.7 W/m.K

۲-۳- معادلات حاکم

38 با در نظر گرفتن هوا به عنوان سیال تراکم‌ناپذیر، معادلات
 39 حاکم برای بقای جرم، مومنتوم، انرژی و گونه در مختصات
 40 کارتزین به صورت کلی در زیر آورده شده است.
 41 معادله پیوستگی (بقای جرم):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

42 u سرعت سیال، ρ چگالی سیال و t زمان است.

43 معادله بقای مومنتوم:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + g_i \beta (T - T_0)$$

44 P فشار استاتیکی، μ ویسکوزیته دینامیکی سیال، μ_t

45 ویسکوزیته دینامیکی آشفتگی سیال، g شتاب گرانش و β

46 نشان دهنده ضریب انبساط حرارتی است [۹].

47 معادله بقای انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + P)] = \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_h$$

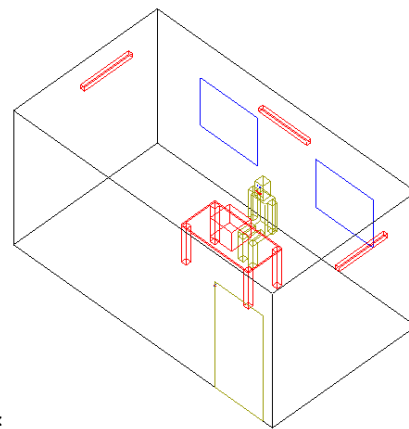
48 که در آن E انرژی کل و K_{eff} رسانایی موثر است [۲۹].

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

1 متر و ارتفاع ۲/۸ متر است که در شکل (۱) نشان داده شده
 2 است. اتاق شامل دو پنجره به ابعاد $1 \times 1/2$ متر و یک درب
 3 به ابعاد $2 \times 2/2$ متر است که موقعیت آن‌ها در شکل (۲)
 4 نشان داده شده است. برای دستیابی به شرایط واقعی و
 5 بررسی آسایش حرارتی، در این فضا فردی به صورت نشسته
 6 و در حال کار با رایانه در نظر گرفته شده است. همچنین به
 7 منظور روشنایی فضای مورد مطالعه سه لامپ دیواری روی
 8 سه دیوار در نظر گرفته شده که در شکل (۲) قابل مشاهده
 9 است. فرد، رایانه و سه لامپ روشنایی به عنوان منابع تولید
 10 حرارت داخلی در نظر گرفته شده‌اند. نرخ متابولیک برای
 11 فرد برابر با $1/15 \text{ met}$ ($1 \text{ met} = 58.15 \text{ W/m}^2$) و میزان
 12 عایق لباس برابر با 0.7 clo ($1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \text{ K/W}$)
 13 [۲۹ و ۳۰] در نظر گرفته شده است. توان تولید حرارت برای
 14 رایانه و هر لامپ نیز به ترتیب ۱۸۶ و ۷۲ وات در نظر گرفته
 15 شده است.

۲-۲- شرایط مرزی فضای مورد مطالعه

17 در فضای مورد مطالعه دیواری که پنجره‌ها در آن قرار دارند
 18 به



شکل ۲- فضای مورد مطالعه

19
 20
 21
 22 به عنوان دیوار خارجی و سه دیوار دیگر به عنوان دیوار
 23 داخلی فرض شده‌اند. ضخامت دیوار خارجی ۳۰ سانتی‌متر
 24 و دیوار داخلی ۲۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است.
 25 دیوارها از جنس آجر تشکیل شده‌اند که خواص حرارتی آن
 26 در جدول ۱ مشخص شده است. دیوارهای داخلی به همراه
 27 سقف و کف عایق در نظر گرفته شده‌اند. ضریب گسیل
 28 دیوارها برابر ۰/۹ در نظر گرفته شده است. هوای محیط

مقدار	ثابت
$C_{1\varepsilon}$	$1/4$
$C_{2\varepsilon}$	$1/92$
C_μ	0.09
σ_k	1
σ_ε	$1/3$
$C_{2\varepsilon}$	$\tanh\left \frac{v}{u}\right $

- 1 که در آن Pr_t عدد پراوندتل آشفته برای انرژی و c_p
- 2 ظرفیت گرمایی است.
- 3 معادله انتقال گونه:

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j Y_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(D + D_t) \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} \right] + S \quad (5)$$

- 4 Y_i غلظت گونه i را نشان داده، D ضریب انتشار باینری،
- 5 D_t ضریب انتشار باینری آشفته و S ترم منبع تولید گونه
- 6 شیمیایی است [۹].
- 7 مدل آشفته دو معادله ای (k-ε استاندارد):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

- 8 که در این معادلات، G_k نشان دهنده تولید انرژی جنبشی
- 9 آشفته ناشی از گرادیانهای میانگین سرعت و G_b تولید
- 10 انرژی جنبشی آشفته ناشی از شناوری است. $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ و
- 11 $C_{3\varepsilon}$ ثابت هستند. σ_k و σ_ε به ترتیب اعداد پراوندتل آشفته
- 12 برای k و ε هستند [۳۱].
- 13 ویسکوزیته آشفته μ_t با استفاده از k و ε به صورت زیر
- 14 محاسبه می شود:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

- 15 مقادیر ثابتهای مدل آشفته در جدول ۲ نشان داده
- 16 شده اند [۳۱].

جدول ۲- ثابتهای مدل k-ε استاندارد

مدل انتقال حرارت تابشی:

- 21 مدل تابش مورد استفاده در پژوهش حاضر مدل تابش سطح
- 22 به سطح^۱ است. در این روش، مقدار انرژی وارد شده روی
- 23 یک سطح از سطوح دیگر تابع مستقیمی از ضریب دید F_{jk}
- 24 سطح به سطح است. ضریب دید F_{jk} کسری از انرژی
- 25 خروجی از سطح j است که روی سطح k برخورد می کند.
- 26 شار انرژی دریافت شده از سایر سطوح $q_{in,k}$ را می توان
- 27 برحسب شار انرژی که از تمام سطوح دیگر خارج می شود
- 28 به صورت زیر بیان کرد [۳۱]:

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk} \quad (9)$$

- 29 که A_k مساحت سطح k و F_{jk} ضریب دید بین سطح k و
- 30 سطح j و N سطح اطراف آن است. ضریب دید F_{jk} بین
- 31 دو سطح محدود k و j به صورت زیر محاسبه می شود
- 32 [۳۱]:

$$F_{jk} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j} \int_{A_k} \frac{\cos \theta_j \cos \theta_k}{\pi r^2} \delta_{jk} dA_j dA_k \quad (10)$$

- 33 δ_{jk} به وسیله میدان دید dA_k نسبت به dA_j تعیین
- 34 می شود. اگر، dA_k برای dA_j قابل مشاهده باشد، در این
- 35 صورت، $\delta_{jk} = 1$ است در غیر این صورت $\delta_{jk} = 0$ در نظر
- 36 گرفته می شود [۳۱].

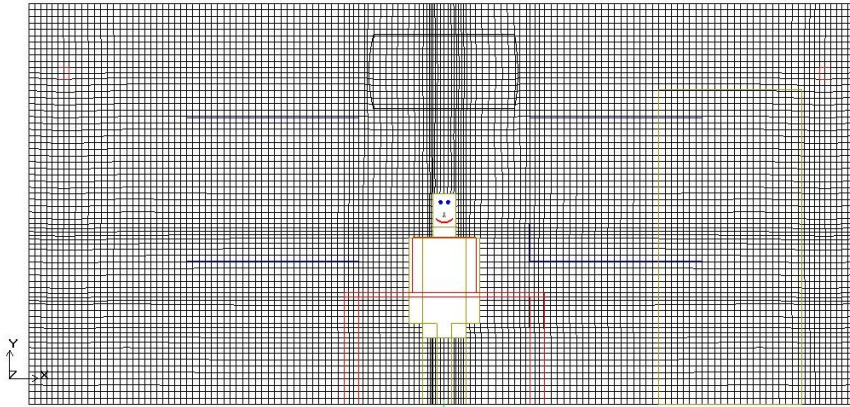
۲-۴- تولید مش

¹ Surface to surface

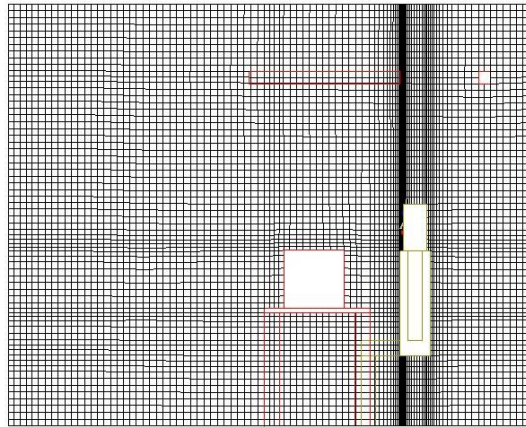
- 1 برای یک راه حل موفق و دقیق، ایجاد یک شبکه مش بندی
- 2 شده دقیق و مناسب، ضروری است. برای مش بندی فضای
- 3 مورد مطالعه از شبکه بندی بدون ساختار شش ضلعی
- 4 استفاده شده است. شکل (۳) مش بندی را در دو صفحه x-
- 5 y و y-z نشان می دهد. با توجه به شکل (۳)، برای افزایش
- 6 دقت محاسبات، در اطراف فرد و منابع حرارتی موجود در
- 7 فضا، مش بندی ریزتری اعمال شده است. در مقابل، در
- 8 فضاهای باز بین اجسام برای به حداقل رساندن هزینه های
- 9 محاسباتی مش بندی درشت تر است.
- 10
- 11 ۲-۵- آسایش حرارتی
- 12 زمانی که فرد از محیط حرارتی خود از نظر شرایط ذهنی
- 13 احساس رضایت کند، در چنین حالتی، فرد دارای احساس
- 14 حرارتی مطلوب می باشد [۳۰]. عوامل مختلف محیطی،
- 15 فیزیولوژیکی و روانی بر تحلیل و بررسی مفهوم آسایش
- 16 حرارتی مؤثرند [۳۲]. در این پژوهش برای ارزیابی آسایش
- 17 حرارتی، از شاخص های استاندارد آسایش حرارتی یعنی
- 18 PMV و PPD و همچنین شاخص های ناراضیاتی حرارتی
- 19 موضعی استفاده شده است. اما همان طور که قبلا نیز ذکر
- 20 گردید، محیط های مجهز به سیستم های تابش سقفی بدلیل
- 21 وجود تابش نامتقارن، محیط حرارتی غیر یکنواخت
- 22 محسوب می گردند. به همین دلیل در این گونه محیط ها،
- 23 ارزیابی آسایش حرارتی موضعی بخش های مختلف بدن از
- 24 اهمیت ویژه ای برخوردار است [۳۳]. از این رو در این
- 25 مطالعه، شاخص های ارزیابی آسایش حرارتی و پارمترهای
- 26 مربوط به ناراضیاتی حرارتی موضعی، در ارتفاع های مختلف
- 27 نزدیک شخص در حال نشسته که نمایانگر بخش های
- 28 مختلف بدن شخص می باشد [۲۸]، ارزیابی می گردد،
- 29 ارتفاع های در نظر گرفته شده مطابق با پژوهش سراگلدین
- 30 و همکاران [۲۱] به شرح زیر می باشد:
- 31 - ارتفاع ۰/۸: اطراف مچ پا
- 32 - ارتفاع ۰/۵ متر: اطراف زانوها
- 33 - ارتفاع ۱/۱ متر: اطراف قفسه سینه
- 34 - ارتفاع ۱/۳ متر: اطراف سر فرد
- 35 در دامه شاخص های ارزیابی آسایش حرارتی و کیفیت هوای
- 36 داخل با جزئیات بیشتری شرح داده می شوند.
- 37 ۱-۵-۲- شاخص های آسایش حرارتی PMV و PPD:
- 38 در این پژوهش از روش تحلیلی که مبتنی بر موازنه انرژی
- 39 برای بدن است برای بررسی آسایش حرارتی از مدل های آن
- 40 استفاده می شود. شاخص های حرارتی با هدف کمی کردن
- 41 معیارهای آسایش حرارتی معرفی می شوند. در مدل فنر
- 42 دو شاخص اصلی تعریف می شود؛ برآورد میانگین آرای
- 43 پیش بینی شده (PMV)^۱ و درصد ناراضیاتی پیش بینی شده
- 44 (PPD)^۲. فنر فرض کرده است که احساس گرما و سرما
- 45 در یک میزان فعالیت خاص وابسته به این تغییرات
- 46 فیزیولوژیکی است. شاخص PMV که توسط وی بیان شده
- 47 را می توان در جدول ۳ در هفت مقیاس فیزیولوژیکی
- 48 مشاهده کرد. در واقع در این معیار، اعداد صحیح بین ۳- و
- 49 +۳ برای بیان میانگین احساس سردی یا گرمی افراد حاضر
- 50 در محیط نسبت داده شده است [۴].
- 51 PPD و PMV طبق رابطه زیر نیز به هم مرتبط می شوند
- 52 [۳۴]:
- $$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 PMV^4 + 0.2179 PMV^2)} \quad (11)$$
- 53 گاهی ممکن است در حالت کلی افراد دارای احساس آسایش
- 54 حرارتی مطلوب باشند؛ ولی در قسمت هایی از بدن خود و
- 55 یا چند عضو بدن احساس سرما یا گرمای ناخواسته داشته
- 56 باشند. این ناراضیاتی حرارتی موضعی می تواند به صورت های
- 57 کوران حرارتی و اختلاف دمای هوا در جهت عمودی پدیدار
- 58 شود [۴]. در ادامه هرکدام از این پارامترهای ناراضیاتی
- 59 حرارتی موضعی شرح داده می شود.

² Predicted Percentage of Dissatisfied

¹ Predicted Mean Vote



(الف)



(ب)

شکل ۳- مش بندی فضای مورد مطالعه در صفحه الف (x-y) ب (y-z)

شاخص نرخ کوران حرارتی (DR)^۱ زیر را برای پیش‌بینی درصد نارضایتی افراد ناشی از کوران حرارتی می‌توان ارائه کرد [۲۶ و ۳۰]:

$$DR = \frac{(34 - t_a)(v_{air} - 0.05)^{0.62}}{(0.37v_{air}Tu + 3.14)} \quad (12)$$

t_a دمای هوا (°C) که مقدار آن از ۲۰°C تا ۲۶°C است، v_{air} سرعت جریان هوای که مقدار آن کمتر از ۰/۵ m/s و Tu شدت اغتشاش جریان هوا است [۲۷ و ۳۱].

۳-۵-۲- اختلاف دمای عمودی:

معمولاً با افزایش ارتفاع از کف دمای هوای محیط داخل نیز افزایش می‌یابد. اگر این اختلاف دما زیاد باشد، فرد در ناحیه سر احساس گرمی و در ناحیه مچ پا احساس سرمای

جدول ۳- مقیاس آسایش حرارتی PMV [۴]

PMV	احساس حرارتی افراد
+۳	خیلی گرم
+۲	گرم
+۱	کمی گرم
۰	خنثی
-۱	کمی سرد
-۲	سرد
-۳	خیلی سرد

۲-۵-۲- کوران حرارتی (سرمایش موضعی همرفتی):

کوران حرارتی، عبارت است از سرمایش موضعی بدن توسط جریان و وزش هوا. دمای هوا، سرعت متوسط جریان هوا و شدت اغتشاشات جریان وزشی از مهم‌ترین عوامل مؤثر بر کوران حرارتی هستند. بر اساس استاندارد ایزو ۷۷۳۰

¹ Draught Rating

موضعی می‌کند. این ناراضی‌تی حرارتی موضعی حتی می‌تواند در شرایطی اتفاق بیافتد که بدن به طور کلی دارای احساس حرارتی مطلوبی باشد. رابطه (۱۳) بر اساس استاندارد ایزو ۷۷۳۰، ارتباط اختلاف دما بین ارتفاع ۰/۱ متر از کف و ۱/۱ متر از کف و درصد ناراضی‌تی (PD)^۱ حرارتی موضعی ناشی از گرادیان عمودی را نشان می‌دهد [۲۹ و ۳۴]:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5.76 - 0.856\Delta T_{a,v})} \quad (13)$$

که $\Delta T_{a,v}$ اختلاف دما در جهت عمودی بر حسب درجه سلسیوس است. رابطه بالا فقط باید در مواردی استفاده شود که $\Delta T_{a,v} < 8^\circ\text{C}$ است.

به طور کلی محدوده مورد قبول و مناسب چهار شاخص معرفی شده PMV، PPD، DR و PD براساس استاندارد اشری ۵۵، استاندارد ایزو ۷۷۳۰ و استاندارد سازمان ملی ایران کد ۱۴۳۸۴ مطابق با جدول ۴ است [۲۹ و ۳۰ و ۳۴].

جدول ۴- محدوده مورد قبول و مناسب شاخص‌های تعیین آسایش حرارتی کلی و موضعی [۲۹ و ۳۰ و ۳۴]

شاخص	محدوده مورد قبول
PMV	-0.5 < PMV < +0.5
PPD%	PPD < 10
DR%	DR < 20
PD%	PD < 5

۶-۲- کیفیت هوا

در این پژوهش برای ارزیابی کیفیت هوا، از میانگین عمر موضعی هوا استفاده شده است. میانگین موضعی عمر هوا، میانگین مدت زمانی را نشان می‌دهد که هوا بعد از اولین ورود به یک مکان در آن جا باقی می‌ماند [۳۱]. این شاخص تاثیر بسیار زیادی در عملکرد افراد و احساس رضایت آنها از محیط حرارتی اطراف دارد.

۳- نتایج و بحث

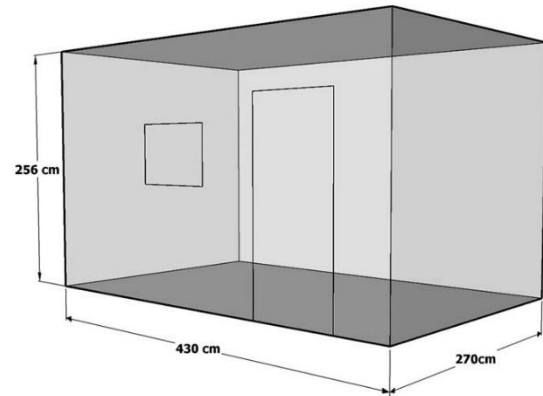
در مقاله حاضر هدف بررسی آسایش حرارتی در یک فضای مجهز به سیستم تابشی سقفی و همچنین سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی است. بدین منظور یک فضای نمونه اداری انتخاب و شبیه‌سازی شده و نتایج مد نظر به صورت عددی محاسبه شده است. در این قسمت ابتدا اعتبارسنجی و استقلال از شبکه حل عددی بحث شده سپس در ادامه به بررسی پارامتریک تأثیر دمای سقف در سیستم سرمایش تابشی و همچنین تأثیر موقعیت و ابعاد دریچه ورودی هوا در سامانه تلفیقی سرمایش سقفی و جابجایی بر آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل و خطر چگالش بر روی سطح سقف در این فضای اداری پرداخته می‌شود.

۳-۱- اعتبارسنجی حل عددی

در این پژوهش برای انجام اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی، فضای مورد مطالعه کائوزون و همکاران [۳۵] (شکل ۴) که به صورت آزمایشگاهی برای ارزیابی عملکرد سیستم سرمایش تابشی سقفی ساخته شده است، توسط نرم‌افزار انسیس ایرپک شبیه‌سازی شده است. کائوزون و همکاران [۳۲] برای ارزیابی ضرایب انتقال حرارت تابشی، همرفتی و ضریب انتقال حرارت کل بین سقف تابشی و اتاق در یک ساختمان اداری یا مسکونی، اتاقی را به مساحت کف و یا سقف ۱۱/۶۱ مترمربع (۴/۳ متر در ۲/۷ متر) و ارتفاع داخلی خالص ۲/۵۶ متر در نظر گرفتند (شکل ۳). اطراف اتاق مورد نظر توسط اتاق دیگری با دمای ثابت، اما کنترل نشده احاطه شده است، درحالی که کف و سقف از طریق لایه‌ای از عایق ایزوله شده‌اند. اتاق مورد مطالعه به سیستم تابشی سقفی مجهز شده است و تمام دیوارهای آن دارای سیستم عایق کاری بالایی هستند. محفظه مجهز به چهار سیلندر فلزی برای شبیه‌سازی بارهای حرارتی افراد داخل اتاق است. کائوزون و همکاران تحقیق خود را در ۸ مرحله آزمایش با دماهای مختلف سقف انجام دادند. در هر بار

¹ Percentage of Dissatisfied

آزمایش، دمای سقف را با تغییر نرخ جریان و دمای آب ورودی به سیستم سرمایش تابشی سقفی تغییر دادند. دمای مرجع برای محاسبه ضریب انتقال حرارت تابشی، میانگین دمای سطح گرم نشده^۱ است. این دما طبق رابطه (۱۴) با در نظر گرفتن ضریب دید بین سطوح محاسبه می‌شود [۳۵].



شکل ۴- فضای مورد مطالعه کائوزون و همکاران [۳۱]

ε_s ضریب انتشار سطح تابشی، ε_j ضریب انتشار سطح j ام، A_s مساحت سطح تابشی و A_j مساحت سطح تابشی j ام است.

به منظور اعتبارسنجی مدل سازی عددی، نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های عددی شامل مقدار ضریب انتقال حرارت تابشی (h_r) و دمای هوای اتاق در مرکز اتاق در ارتفاع‌های ۰/۱ و ۱/۱ متر، با داده‌های تجربی کائوزون و همکاران مقایسه شد. نتایج حاصل از ضریب انتقال حرارت تابشی و دمای هوا در ارتفاع‌های ۰/۱ و ۱/۱ متر در شکل (۵) نشان داده شده است. میانگین درصد خطا در نتایج حاصل از ضریب انتقال حرارت تابشی ۰/۶ درصد و در دمای هوا در ارتفاع‌های ۰/۱ و ۱/۱ متر به ترتیب ۳/۲ و ۳/۴ درصد است. با توجه به شکل (۵)، می‌توان اظهار داشت که تطابق بسیار خوبی بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی و داده‌های تجربی وجود دارد.

۲-۳- بررسی استقلال حل از شبکه در فضای مورد مطالعه حاضر

برای بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی، تغییرات دمای بدست آمده از چهار شبکه‌بندی با تعداد مش‌های از حدود ۳۰۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰۰ با هم مقایسه شده‌اند. شکل (۶) تغییرات دما در سه ارتفاع مختلف ۰/۱ و ۱/۱ و ۱/۷ متر در مرکز فضای اتاق برای شبکه‌بندی‌های مختلف را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۶) مشاهده می‌شود که نتایج با تغییر از تعداد مش ۹۰۰۰۰۰ به ۱۲۰۰۰۰۰ تغییر قابل توجهی نمی‌کند. به همین دلیل برای استخراج نتایج یک شبکه بندی با تعداد مش ۹۰۰۰۰۰ انتخاب شده است.

$$AUST = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)} \quad (14)$$

F_{s-j} ضریب دید سطح تابشی نسبت به سطح j ام و T_j دمای سطح j ام است.

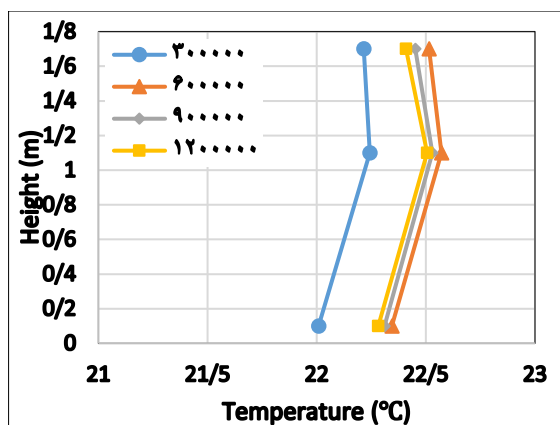
ضریب انتقال حرارت تابشی بین سطوح تابشی و سطوح اتاق از طریق معادله (۱۵) محاسبه می‌شوند [۳۴].

$$h_r = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F_{\varepsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4)}{AUST - T_s} \quad (15)$$

σ ثابت استفان بولتزمن، T_s دمای سطح تابشی و $F_{\varepsilon_{s-j}}$ فاکتور تبادل تابش است. از رابطه (۱۶) محاسبه می‌شود [۳۲].

$$F_{\varepsilon_{s-j}} = \frac{1}{\left[\frac{1 - \varepsilon_s}{\varepsilon_s} \right] + \left(\frac{1}{F_{s-j}} \right) + \left(\frac{A_s}{A_j} \right) \left[\frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \right]} \quad (16)$$

¹ Average unheated surface temperature



شکل ۶- بررسی استقلال از حل شبکه‌بندی مش

سرمایش تابشی و جابجایی روی آسایش حرارتی کلی و موضعی و همچنین کیفیت هوا است.

به منظور ارزیابی آسایش حرارتی و کیفیت هوا، شاخص‌های آسایش حرارتی PMV ، PPD ، DR و PD و شاخص کیفیت هوا در فاصله‌ی ۰/۱ متری از فرد در دو حالت سیستم سرمایش تابشی سقفی و سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی محاسبه شده است. ارتفاع‌های ۰/۱، ۰/۵، ۱/۱ و ۱/۳ متر از کف، مطابق جدول ۵ برای بررسی شاخص‌های PMV ، PPD و DR در نظر گرفته شده‌اند [۲۱ و ۲۸].

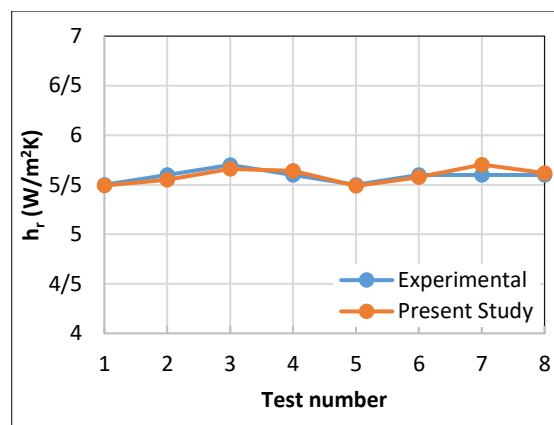
جدول ۵- ارتفاع‌های محاسبه و بررسی شاخص‌های PMV ، PPD و DR

محل پوشش بدن فرد	ارتفاع (متر)
اطراف مچ پا	۰/۱
اطراف زانوها در حالت نشسته	۰/۵
اطراف قفسه سینه	۱/۱
اطراف سر	۱/۳

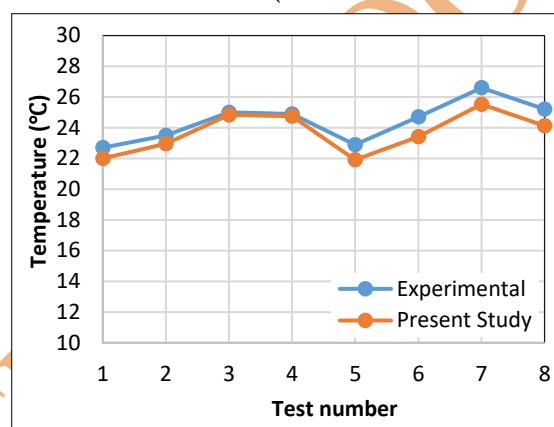
۳-۳-۱- بررسی تأثیر دمای سطح تابشی سقفی در اتاق

مجهز به سامانه سرمایش تابشی سقفی

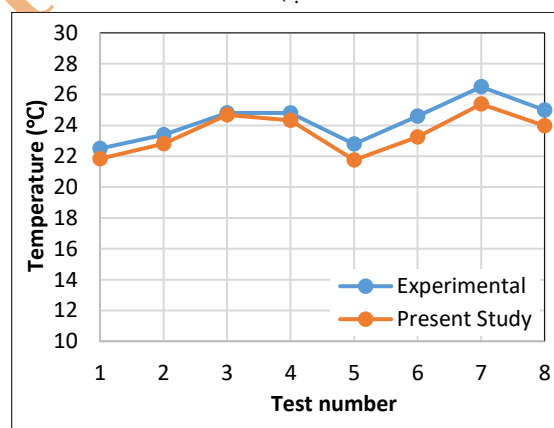
برای بررسی تأثیر دمای سقف در سیستم سرمایش تابشی سقفی، مدل‌سازی برای دماهای سقف ۱۸ تا ۲۶ سلسیوس انجام شده است. شکل (۷) نمودارهای تغییرات PMV و PPD در دماهای مختلف سقف را برای بخش‌های مختلف نشان می‌دهد. با بررسی شکل (۷) و با توجه به بازه مجاز تعیین شده توسط استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۳۱]، می‌توان



(الف)



(ب)



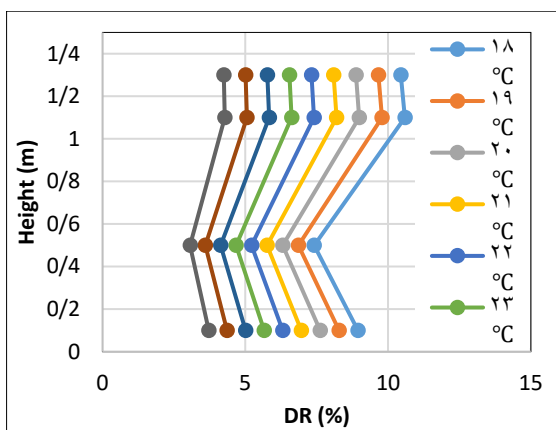
(ج)

شکل ۵- نتایج اعتبارسنجی (الف) ضریب انتقال حرارت تابشی (ب) دمای هوا در ارتفاع ۰/۱ متر (ج) دمای هوا در ارتفاع ۱/۱ متر

۳-۳- بررسی پارامتریک

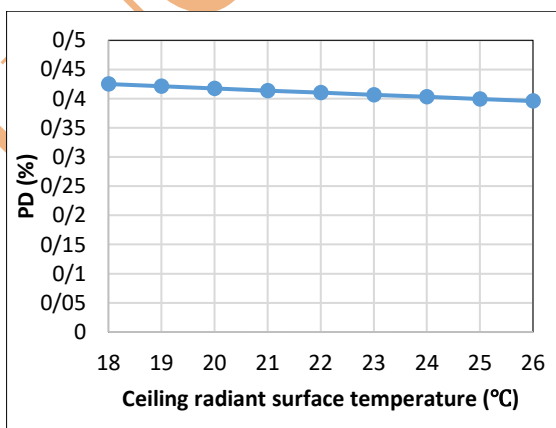
در این قسمت هدف بررسی تأثیر دمای سطح تابشی سقفی در اتاق مجهز به سامانه تلفیقی و همچنین تأثیر مکان و ابعاد دریچه‌ی ورودی هوا با در نظر گرفتن سامانه تلفیقی

موضعی فرد را نمی‌تواند تهدید بکند. علاوه بر این با افزایش دمای سقف، مقادیر کوران حرارتی بیش‌تر شده است. همچنین با بررسی شکل (۸) می‌توان نتیجه گرفت که بیش‌ترین و کم‌ترین ناراضی‌تی حرارتی موضعی ناشی از کوران به ترتیب مربوط به میچ پاها و زانوها (ارتفاع های ۰/۱ و ۰/۵ متر) است.

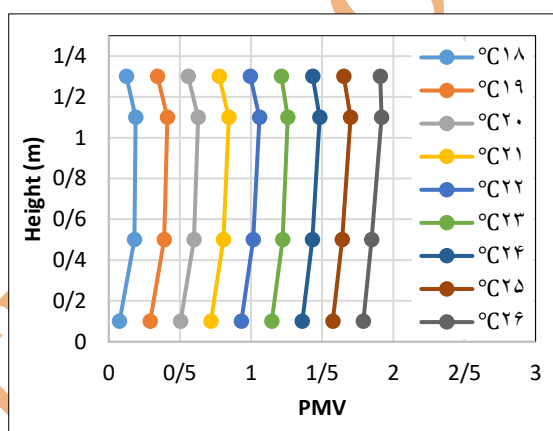


شکل ۸- نمودار تغییرات ارتفاع برحسب مقادیر DR در دماهای مختلف سقف

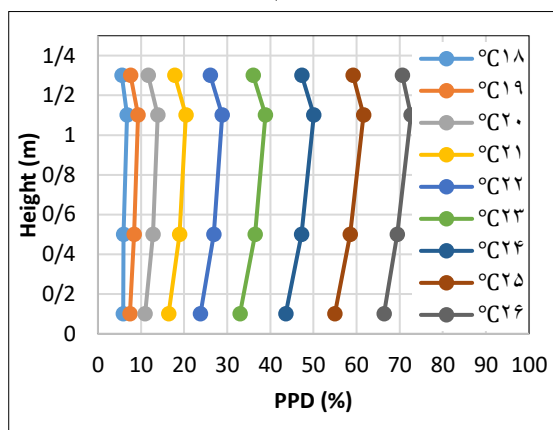
برای بررسی ناراضی‌تی حرارتی موضعی ناشی از اختلاف دمای عمودی (شاخص PD)، ارتفاع‌های ۰/۱ و ۱/۱ متر مد نظر قرار داده شده‌اند. شکل (۹) نمودار تغییرات PD برحسب دمای سطح تابشی سقفی را نشان می‌دهد. با بررسی شکل (۹) می‌توان نتیجه گرفت که مقادیر PD در تمامی دماهای سقف بسیار کم بوده و در نتیجه ناراضی‌تی حرارتی موضعی ناشی از اختلاف دمای عمودی برای فرد وجود ندارد. همچنین با افزایش دمای سطح تابشی مقادیر PD کم‌تر می‌شود.



نتیجه گرفت که در دماهای سقف ۱۸ و ۱۹ درجه سلسیوس مقادیر PMV و PPD در هر چهار ارتفاع در بازه مجاز قرار گرفته‌اند. در دماهای سقف ۲۰ تا ۲۶ درجه سلسیوس، با افزایش دمای سقف مقادیر PMV و PPD در تمام بخش‌های بدن به طور کامل از بازه مجاز فاصله گرفته و احساس گرما در فرد افزایش پیدا می‌کند. همچنین با توجه به شکل (۷) می‌توان اظهار داشت که بیش‌ترین ناراضی‌تی و احساس گرما در تمامی دماهای سقف مربوط به ارتفاع ۱/۱ متر (طرف قفسه سینه) است.



(الف)



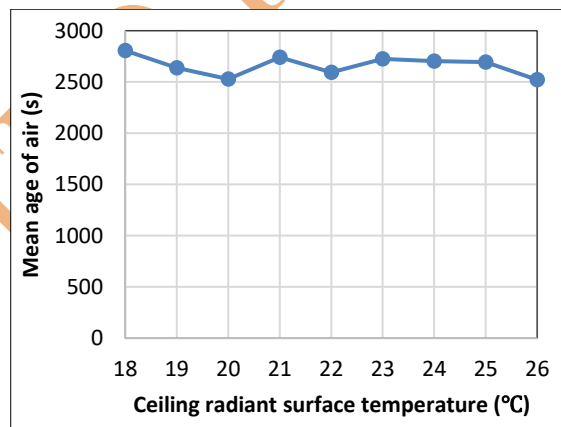
(ب)

شکل ۷- نمودار تغییرات ارتفاع برحسب مقادیر الف) PMV و ب) PPD در دماهای مختلف سقف

شکل (۸) نمودار تغییرات ناراضی‌تی حرارتی ناشی از کوران (DR) بر حسب ارتفاع در دماهای مختلف سقف را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۸) می‌توان نتیجه گرفت که در همه دماها، مقادیر DR در هر چهار ارتفاع کم‌تر از ۲۰ درصد می‌باشد، بنابراین کوران حرارتی آسایش حرارتی

شکل ۹- نمودار تغییرات PD برحسب دمای سطح تابشی سقفی

برای بررسی کیفیت هوا داخل، شاخص میانگین طول عمر هوا در ارتفاع ۱/۳ متر و در نزدیکی سر و ناحیه تنفسی در دماهای مختلف سقف مورد بررسی قرار داده شده است. نمودار تغییرات شاخص میانگین طول عمر هوا بر حسب دمای سقف در شکل (۱۰) نشان داده شده است. با توجه به این که در سیستم سرمایش تابشی سقفی، هوای تازه‌ای وارد اتاق نمی‌شود، در تمامی دماهای سقف شاخص میانگین طول عمر هوا مقادیر بسیار بالایی را داشته و تغییر دمای سقف نیز نمی‌تواند تأثیری بر بهبود کیفیت هوای اتاق داشته باشد.



شکل ۱۰- نمودار تغییرات میانگین طول عمر هوا برحسب دمای سقف

۲-۳-۳- بررسی تاثیر مکان دریچه ورودی هوا در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی

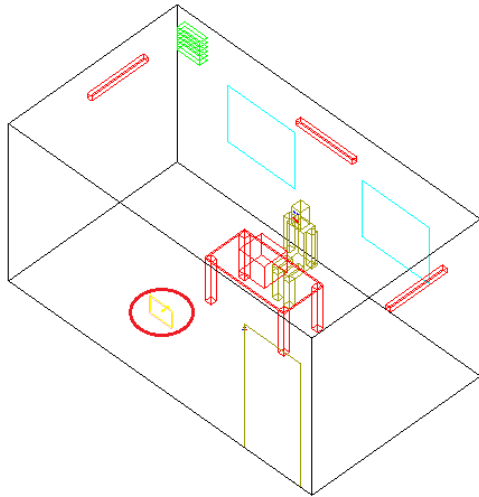
در این قسمت یک سامانه تلفیقی سیستم سرمایش تابشی سقفی و سیستم سرمایش در نظر گرفته شده است. به طوری که در این سیستم، هوای سرد هم دما با دمای سقف وارد اتاق می‌شود و از دریچه هوای خروجی تعبیه شده در

گوشه بالایی دیوار خارج می‌گردد. در این سیستم تلفیقی، برای بررسی تأثیر موقعیت دریچه ورودی هوا روی آسایش حرارتی و کیفیت هوا، در دماهای سقف ۱۸، ۲۰، ۲۲، ۲۴ و ۲۶ درجه سلسیوس، دریچه‌های ورودی هوا با سرعت ۰/۳ متر بر ثانیه در موقعیت‌های مکانی مختلف قرار داده شده‌اند. همان‌طور که در شکل (۱۱) مشاهده می‌شود، دریچه‌های ورودی هوا در سه مکان مختلف دیوار پشت فرد، دیوار روبروی فرد و روبروی فرد روی میز (با دو ابعاد مختلف) قرار گرفته شده‌اند. در جدول ۶ چهار حالت مختلف دریچه‌های ورودی هوا را از نظر موقعیت قرارگیری و ابعاد نشان داده شده است.

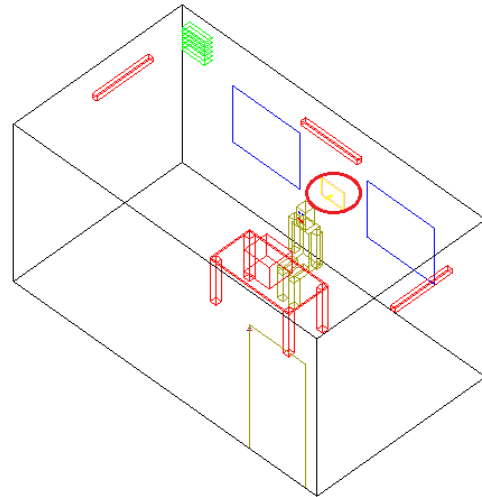
جدول ۶- موقعیت قرارگیری و ابعاد دریچه‌های ورودی هوا

حالت	مشخصات	
	مکان	ابعاد
۱	دیوار پشت	۰/۳×۰/۴ متر
۲	دیوار جلو	۰/۳×۰/۴ متر
۳	روبروی فرد روی میز	۰/۳×۰/۴ متر
۴	روبروی فرد روی میز	۰/۳×۰/۲ متر

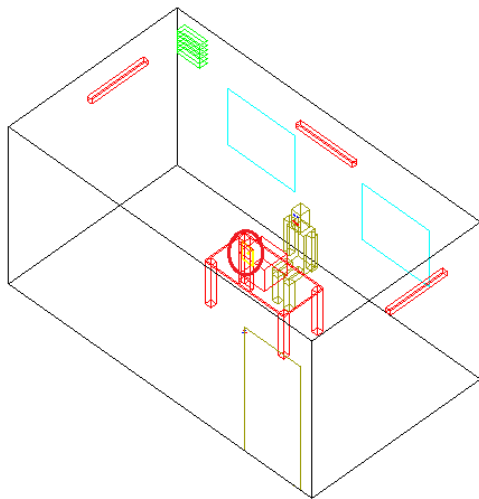
شکل (۱۲) نمودارهای تغییرات PMV و PPD در ارتفاع‌های مختلف را برای حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در دمای سقف ۲۰°C را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در سیستم سرمایش تابشی سقفی در دمای سقف ۲۰°C مقادیر PMV به طور تقریبی مقدار کمی از ۰/۵+ فاصله گرفته بودند و فرد کمی احساس گرما داشت؛ با بررسی شکل (۱۲) می‌توان نتیجه گرفت که در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی با دمای سقف ۲۰°C مقادیر PMV در هر چهار



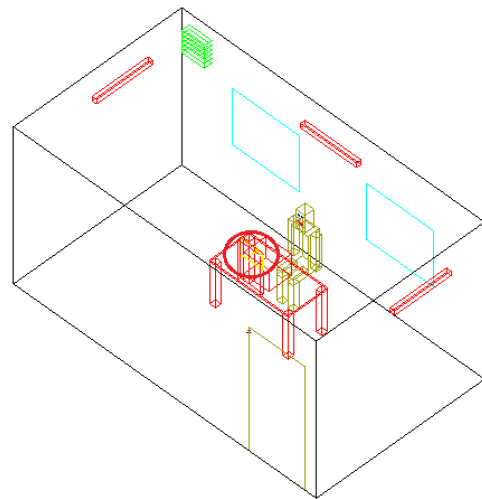
(ب) حالت دو (دیوار روبروی فرد)



(الف) حالت ۱ (دیوار پشت فرد)



(ج) حالت ۴ (روی میز و روبروی فرد با ابعاد کوچکتر)



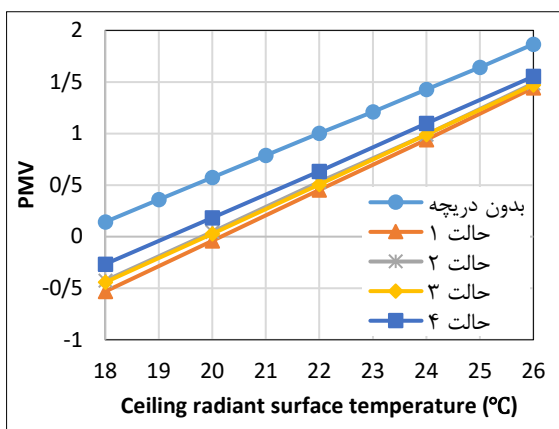
(ج) حالت ۳ (روی میز و روبروی فرد)

شکل ۱۱- موقعیت دریچه ورودی هوا در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی در حالت‌های مختلف

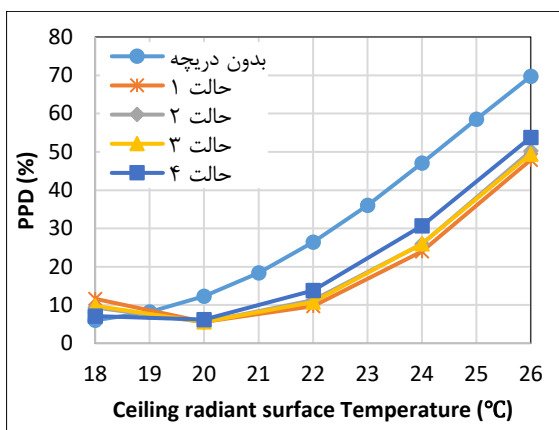
بیشترین کاهش در مقدار PMV مربوط به حالت ۱ و کمترین کاهش مربوط به حالت ۴ دریچه ورودی هوا است. نمودارهای تغییرات مقادیر PMV و PPD در ارتفاع‌های مختلف برحسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در شکل (۱۳) نشان داده شده است. این مقادیر با میانگین‌گیری از مقادیر PMV و PPD در چهار ارتفاع مختلف بدست آمده است. با توجه به شکل (۱۳) می‌توان نتیجه گرفت که در حالت ۱، مقادیر شاخص‌های PMV و PPD بیش‌تر از سایر حالت‌ها، کاهش یافته و بهترین حالت

حالت دریچه ورودی هوا کاملاً در بازه مجاز قرار گرفته‌اند و آسایش حرارتی در تمامی قسمت‌های بدن فرد به خوبی برآورده شده است. نتایج حاصل از نمودار PPD در شکل (۱۲) نیز مشابه نتایج حاصل از نمودارهای PMV است. با توجه به شکل (۱۲) در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا، کمترین مقدار PMV و PPD در مچ پای فرد و بیشترین مقدار در اطراف سر اتفاق افتاده است. همچنین در مقایسه با سیستم تابشی سقفی (بدون سیستم جابجایی)

نمودار تغییرات مقادیر میانگین DR برحسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در شکل (۱۵) نشان داده شده است. با بررسی شکل (۱۵) می‌توان نتیجه

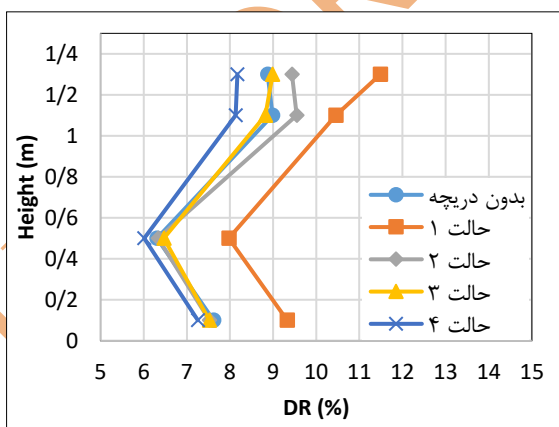


PMV (الف)



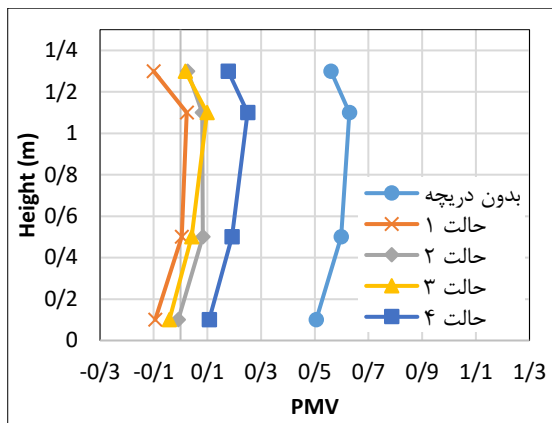
PPD (ب)

شکل ۱۳- نمودار تغییرات الف (PMV) و ب (PPD) برحسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا

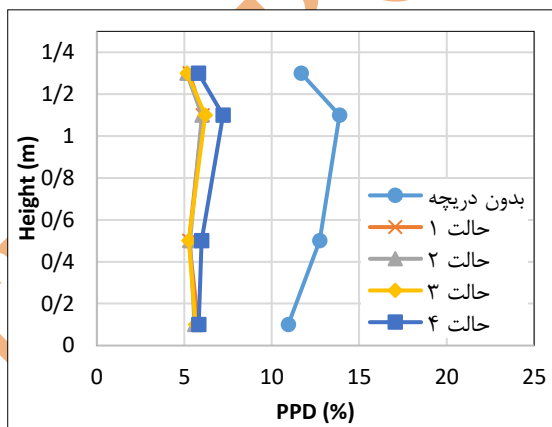


شکل ۱۴- نمودار تغییرات ارتفاع برحسب مقادیر DR در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در دمای سقف ۲۰°C

از نظر آسایش حرارتی بوده و در حالت ۴، کاهش مقادیر PMV و PPD کم‌تر از سایر حالت‌ها است.



PMV (الف)



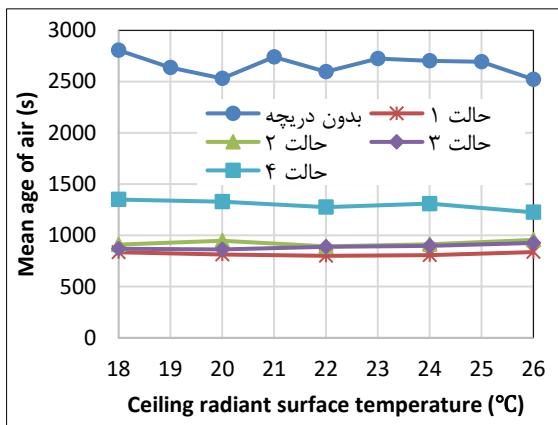
PPD (ب)

شکل ۱۲- نمودار تغییرات ارتفاع برحسب مقادیر الف (PMV) و ب (PPD) در حالت‌های مختلف دریچه هوا در دمای سقف ۲۰°C

شکل (۱۴) نمودار تغییرات DR بر حسب ارتفاع در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در دمای سقف ۲۰°C را نشان می‌دهد. با بررسی شکل (۱۴) می‌توان نتیجه گرفت که در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی مقادیر DR هم‌چنان کمتر از حد مجاز ($DR < 20\%$) است. در حالت ۱ دریچه ورودی هوا، مقادیر DR در مقایسه با سیستم تابشی (بدون جابجایی) بیشتر می‌باشد ولی در سایر حالت‌های قرار گیری دریچه، تغییر قابل توجهی رخ نداده است. همچنین در تمام حالت‌های قرار گیری دریچه ورودی هوا، کوران حرارتی در اطراف سر فرد بیش‌ترین و در اطراف زانوها و ساق پاهای فرد کم‌ترین مقدار را دارد.

شکل ۱۶- نمودار تغییرات PD بر حسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا

شکل (۱۷) نمودار تغییرات شاخص میانگین طول عمر هوا بر حسب دمای سقف را در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۱۷) می‌توان نتیجه گرفت که مقادیر شاخص میانگین طول عمر هوا در سیستم سرمایش تابشی سقفی در حدود ۲۶۰۰ ثانیه بوده ولی در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی به مقادیر کمتر از ۸۰۰ ثانیه نیز می‌رسد. در واقع در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی به دلیل ورود هوای تازه به اتاق، مقادیر شاخص میانگین طول عمر هوا کاهش یافته و کیفیت هوای داخل اتاق افزایش می‌یابد. همچنین در حالت ۴ دریچه ورودی هوا، به دلیل پایین بودن نرخ جریان هوای ورودی، مقادیر شاخص میانگین طول عمر هوا نسبت به حالت‌های دیگر کمی بیش تر است.

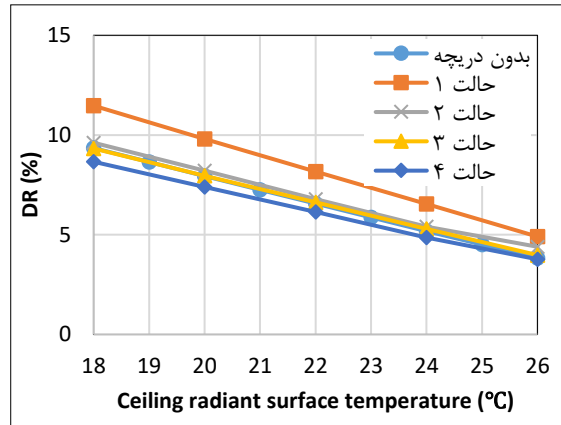


شکل ۱۷- نمودار تغییرات شاخص میانگین طول عمر هوا بر حسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا

۴-۳- بررسی احتمال چگالش بخار آب بر روی سطح سیستم سرمایش تابشی سقفی

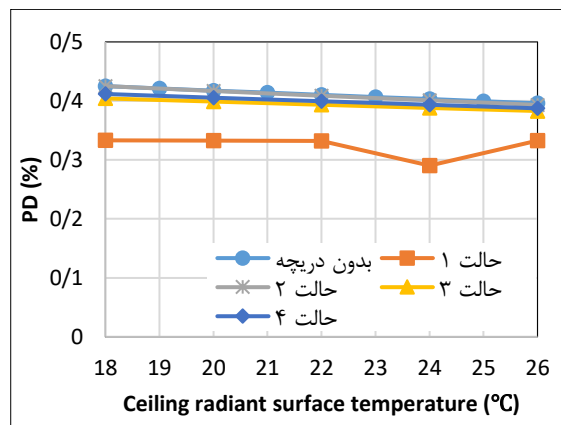
یکی از مهم‌ترین معایب سیستم‌های سرمایش تابشی سقفی احتمال چگالش بخار آب موجود بر روی سطح تابشی سقفی است. زمانی که دمای سقف سردتر می‌شود و به دمای نقطه شبنم هوا و یا کمتر از آن می‌رسد، رطوبت نسبی روی سطح تابشی سقفی ۱۰۰ درصد شده و در نتیجه پدیده چگالش

گرفت که با افزایش دما در هر دو سیستم سرمایش تابشی سقفی و سامانه تلفیقی سرمایش تابشی/جابجایی کوران حرارتی کاهش می‌یابد. همچنین، کم‌ترین مقادیر کوران حرارتی مربوط به حالت ۴ دریچه ورودی هوا و بیشترین مقدار آن مربوط به حالت ۱ دریچه ورودی هوا است.

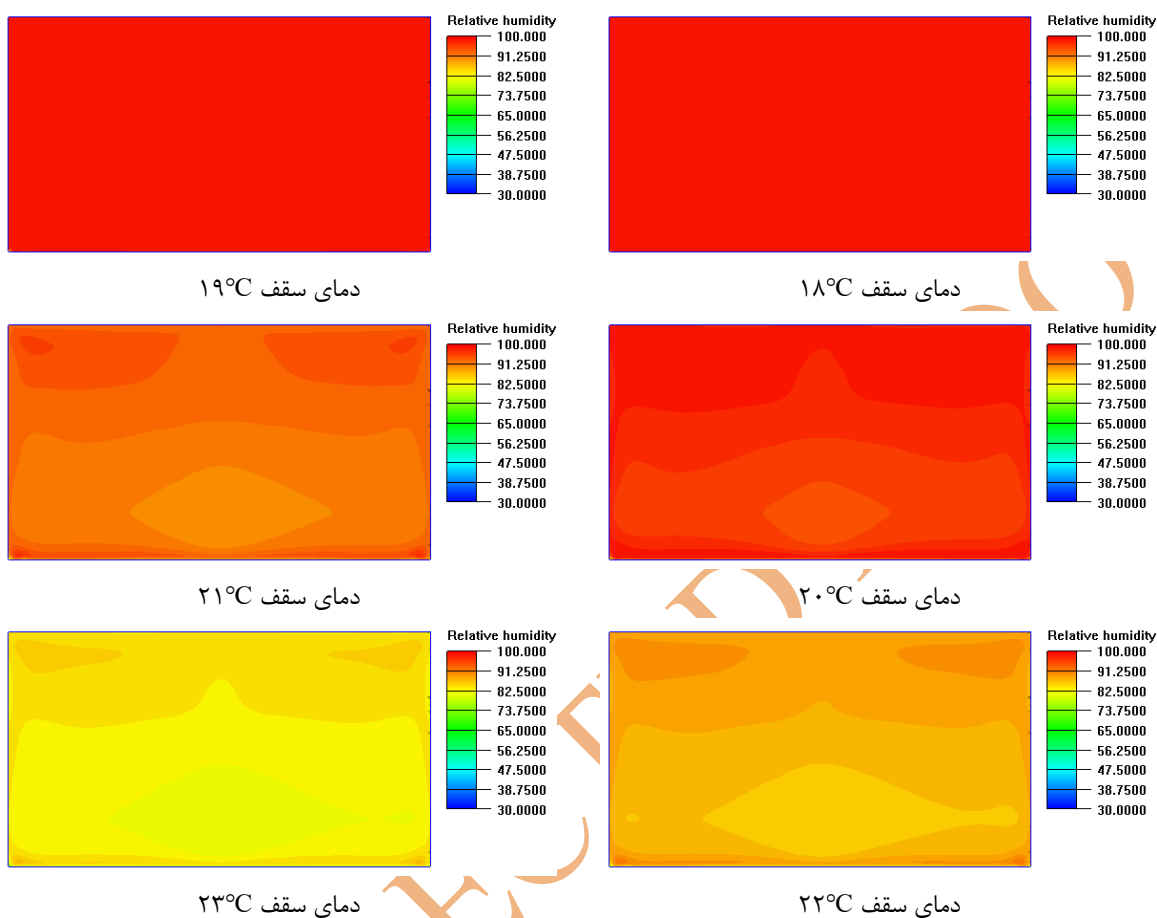


شکل ۱۵- نمودار تغییرات DR بر حسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا

نمودار تغییرات PD بر حسب دمای سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در شکل (۱۶) نشان داده شده است. در شکل (۱۶) با مقایسه مقادیر PD در سیستم سرمایش تابشی سقفی و سامانه تلفیقی سرمایش تابشی/جابجایی می‌توان نتیجه گرفت که مقادیر PD در هر دو سیستم مذکور تقریباً یکسان بوده و در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا اختلاف دمای عمودی هوا موجب ایجاد نارضایتی حرارتی نمی‌شود. همچنین، در حالت ۱ دریچه ورودی هوا، نارضایتی حرارتی موضعی ناشی از اختلاف دمای هوا از سایر حالت‌ها کمتر است.



بخار آب روی سطح سقف رخ داده و قطرات آب ایجاد می‌شود. افزایش این پدیده باعث به هم پیوستن قطرات



شکل ۱۸- کانتور رطوبت نسبی بر روی سطح سقف در سیستم سرمایش تابشی سقفی در دماهای سقف مختلف

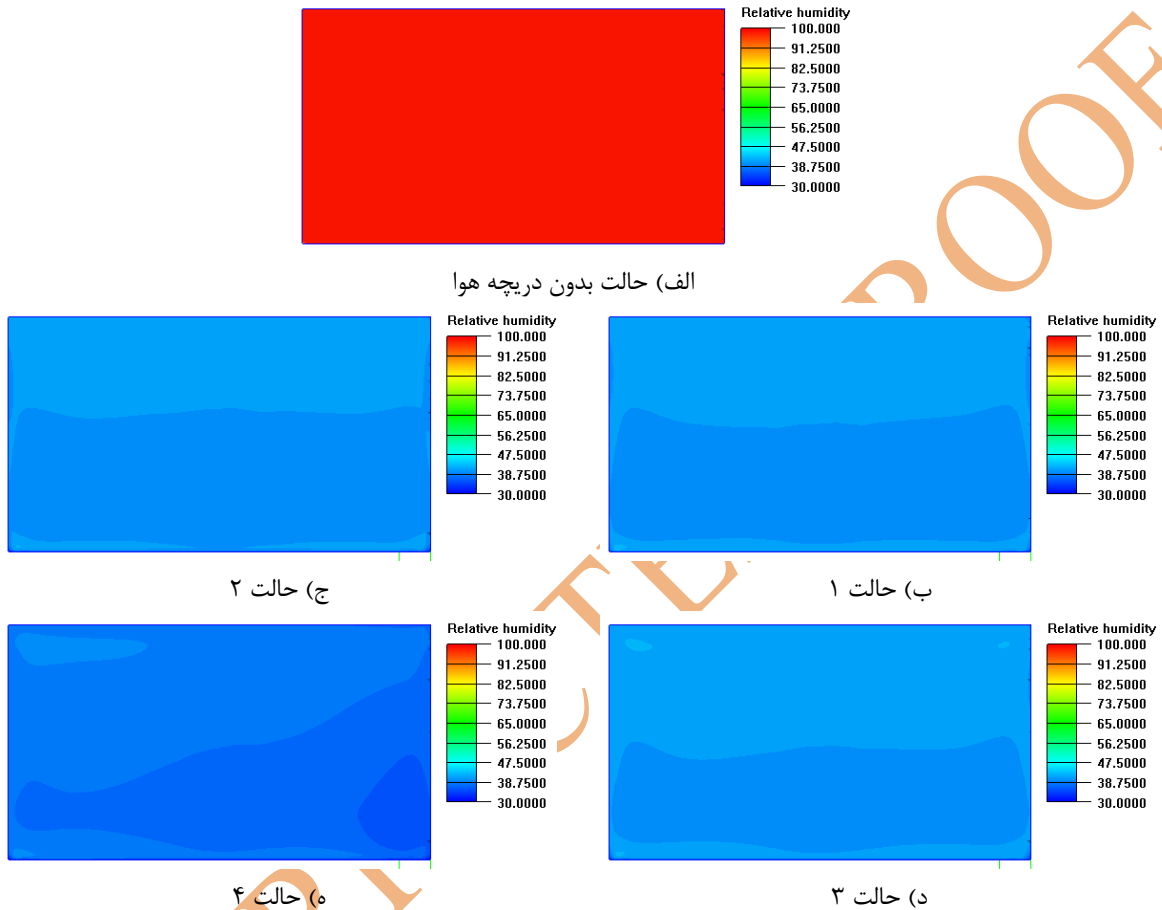
شکل (۱۹) برای سیستم سرمایش تلفیقی جابجایی و تابشی سقفی، کانتور رطوبت نسبی بر روی سطح سقف در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در دمای سقف ۱۸ درجه سلسیوس را نشان می‌دهد. با بررسی شکل (۱۹) می‌توان نتیجه گرفت که در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی در تمام حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا در مقایسه با سیستم سرمایش تابشی سقفی، به مقدار زیادی رطوبت نسبی بر روی سطح سقف کاهش یافته و احتمال رخ دادن چگالش بخار آب بر روی سطح سقف کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه در سیستم سرمایش تابشی سقفی، بیش‌ترین احتمال چگالش مربوط به دمای سقف ۱۸ درجه سلسیوس است؛ لذا در صورتی که در سامانه تلفیقی، در

شده و ریزش این قطرات به فضای اتاق می‌شود. به همین دلیل هنگام اجرای سیستم‌های تابشی سقفی، معمولاً دمای پانل‌های سقفی را بیشتر از دمای نقطه شبنم بخار آب در نظر می‌گیرند [۳۶ و ۳۷]. برای بررسی احتمال چگالش بخار آب بر روی سطح سقف در سیستم سرمایش تابشی سقفی، کانتور رطوبت نسبی بر روی سطح تابشی در دماهای مختلف سقف رسم شده است. شکل (۱۸) کانتور رطوبت نسبی بر روی سطح سقف در دماهای سقف ۱۸ تا ۲۳ درجه سلسیوس را نشان می‌دهد. با توجه به شکل (۱۸) مشاهده می‌شود که در سیستم سرمایش تابشی سقفی در دماهای سقف پایین‌تر از ۲۰ درجه سلسیوس چگالش رخ خواهد داد.

۳- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر یک اتاق اداری مجهز به سیستم سرمایش تابشی سقفی و سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی در نرم افزار انسیس ایرپک به صورت عددی شبیه سازی شده

دمای ۱۸ سلسیوس سقف چگالش رخ ندهد، در دماهای بالاتر سقف نیز احتمال چگالش وجود نخواهد داشت. بنابراین در محیط شبیه سازی شده در این پژوهش، با در نظر گرفتن سامانه تلفیقی تابشی و جابجایی، به هیچ وجه بر روی سطح تابشی چگالش رخ نخواهد داد.



شکل ۱۹- کانتور رطوبت نسبی بر روی سطح سقف در سیستم سرمایش تابشی سقف در حالت های مختلف قرارگیری دریاچه هوا

نتایج به دست آمده از این پژوهش به صورت خلاصه به شرح زیر است:

- در سیستم سرمایش تابشی در دماهای سقف ۱۸ و ۱۹ درجه سلسیوس، فرد دارای احساس آسایش حرارتی در همه ی بخش های بدن خود است در حالی که در دماهای سقف ۲۰ تا ۲۶ درجه سلسیوس، فرد دارای احساس گرما می باشد. از طرفی، در همه دماهای سقف در نظر گرفته شده، فرد ساکن دارای بیشترین نارضایتی و احساس گرما در قسمت قفسه سینه خود می باشد.

است. سپس با توجه به غیریکنواخت بودن محیط حرارتی مجهز به سیستم تابشی سقفی، به منظور بررسی آسایش حرارتی موضعی، شاخص های استاندارد آسایش حرارتی و همچنین پارامترهای مربوط به نارضایتی حرارتی موضعی در ارتفاع های مختلف در اطراف فرد مورد بررسی قرار گرفته اند. در ادامه تأثیر دمای سقف در سیستم سرمایش تابشی سقفی و مکان قرارگیری و ابعاد دریاچه ورودی هوا در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی بر آسایش حرارتی کلی و موضعی و همچنین کیفیت هوای داخل اتاق اداری بررسی شده است.

- در سیستم سرمایش تابشی سقفی شاخص PD (ناراضایتی ناشی از اختلاف دمای عمودی) در تمامی دماهای سقف بسیار کم بوده و در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی نیز مکان قرارگیری دریچه‌های ورودی هوا تأثیری بر شاخص PD نداشته است.

- بررسی احتمال چگالش بخار آب بر روی سطح سقف نشان می‌دهد که در سیستم سرمایش تابشی سقفی در دماهای سقف کمتر از ۲۰ درجه سلسیوس احتمال چگالش وجود دارد، در حالی که در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی در همه‌ی دماهای سقف و همچنین در حالت‌های مختلف دریچه ورودی هوا، رطوبت نسبی بر روی سطح سقف به مقدار زیادی کاهش یافته و بنابراین احتمال چگالش بخار آب بر روی سطح سقف از بین رفته است.

- در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی با دمای سقف ۲۰°C شاخص‌های PMV و PPD در هر چهار حالت دریچه ورودی هوا کاملاً در بازه مجاز قرار گرفته‌اند و آسایش حرارتی در همه بخش‌های بدن فرد به خوبی برآورده شده است.

- در سیستم سرمایش تابشی سقفی و همچنین سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی، شاخص DR (کوران) در محدوده مجاز بوده است. در مقایسه با سیستم تابشی، شاخص DR در سامانه تلفیقی سرمایش تابشی و جابجایی در حالت ۱ (دریچه در دیوار پشت) کمی بیش‌تر از حالت بدون دریچه هوا است ولی در سایر حالت‌ها در مقایسه با حالت بدون دریچه تغییر قابل توجهی رخ نداده است.

مراجع

[1] Koca, A., Gemici, Z., Topacoglu, Y., Cetin, G., Acet, R.C. and Kanbur, B.B., "Experimental investigation of heat transfer coefficients between hydronic radiant heated wall and room", *Energy and Buildings*, Vol. 82, 2014, pp. 211-221.

[2] Wu, Y., Krishnan, P., Liya, E.Y. and Zhang, M.H., "Using lightweight cement composite and photocatalytic coating to reduce cooling energy consumption of buildings", *Construction and Building Materials*, Vol. 145, 2017, pp. 555-564.

[3] Ngarambe, J., Yun, G.Y. and Santamouris, M., "The use of artificial intelligence (AI) methods in the prediction of thermal comfort in buildings: Energy implications of AI-based thermal comfort controls", *Energy and Buildings*, Vol. 211, 2020, p. 109807.

[۴] مهدی معرفت و امیر امیدوار، آسایش حرارتی: محاسبات و ملاحظات طراحی، چاپ اول، انتشارات یزدا، تهران، ۱۳۹۲.

[5] Jia, H., Pang, X. and Haves, P., "Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings", *Applied energy*, Vol. 221, 2018, pp. 41-54.

[6] Andrés-Chicote, M., Tejero-González, A., Velasco-Gómez, E. and Rey-Martínez, F.J., "Experimental study on the cooling capacity of a radiant cooled ceiling system", *Energy and buildings*, Vol. 54, 2012, pp. 207-214.

[7] Rhee, K.N. and Kim, K.W., "A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment", *Building and Environment*, Vol. 91, 2015, pp. 166-190.

[8] Florides, G., Tassou, S., Kalogirou, S., Wrobel, L., "Review of solar and low energy cooling technologies for buildings" *Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 6, 2002, pp. 557-572.

[9] Amini, M., Maddahian, R. and Saemi, S., "Numerical investigation of a new method to control the condensation problem in ceiling radiant cooling panels", *Journal of Building Engineering*, Vol. 32, 2020, p. 101707.

- [10] Gramez, A. and Boubenider, F., " Acoustic comfort evaluation for a conference room: A case study ", *Applied acoustics*, Vol. 118, 2017, pp. 39-49.
- [11] Shin, M.S., Rhee, K.N., Park, S.H., Yeo, M.S. and Kim, K.W., " Enhancement of cooling capacity through open-type installation of cooling radiant ceiling panel systems ", *Building and Environment*, Vol. 148, 2019, pp. 417-432.
- [12] Qin, S.Y., Cui, X., Yang, C. and Jin, L.W., " Thermal comfort analysis of radiant cooling panels with dedicated fresh-air system ", *Indoor and Built Environment*, Vol. 30(10), 2021, pp. 1596-1608.
- [13] Miriel, J., Serres, L. and Trombe, A., " Radiant ceiling panel heating–cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions ", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22(16), 2002, pp. 1861-1873.
- [14] Corgnati, S.P., Perino, M., Fracastoro, G.V. and Nielsen, P.V., " Experimental and numerical analysis of air and radiant cooling systems in offices ", *Building and Environment*, Vol. 44(4), 2009, pp. 801-806.
- [15] Chiang, W.H., Wang, C.Y. and Huang, J.S., " Evaluation of cooling ceiling and mechanical ventilation systems on thermal comfort using CFD study in an office for subtropical region ", *Building and Environment*, Vol. 48, 2012, pp. 113-127.
- [16] Mumma, S.A., " Ceiling panel cooling systems ", *ASHRAE journal*, Vol. 43(11), 2001, pp. 28-32.
- [17] Mumma, S.A., " Condensation issues with radiant cooling panels ", *ASHRAE IAQ Applications*, 2001, pp. 16-18.
- [18] Al Assaad, D., Ghali, K. and Ghaddar, N., " Effectiveness of intermittent personalized ventilation assisting a chilled ceiling for enhanced thermal comfort and acceptable indoor air quality ", *Building and environment*, Vol. 144, 2018, pp. 9-22.
- [19] Jin, W., Jing, J., Jia, L. and Wang, Z., Velasco-Gómez, E. and Rey-Martínez, F.J., " The dynamic effect of supply water flow regulation on surface temperature changes of radiant ceiling panel for cooling operation ", *Sustainable Cities and Society*, Vol. 52, 2020, p. 101765.
- [20] Feustel, H.E. and Stetiu, C., " Hydronic radiant cooling—preliminary assessment ", *Energy and buildings*, Vol. 22(3), 1995, pp. 193-205.
- [21] Serageldin, A.A., Ye, M., Radwan, A., Sato, H. and Nagano, K., " Numerical investigation of the thermal performance of a radiant ceiling cooling panel with segmented concave surfaces ", *Journal of Building Engineering*, Vol. 42, 2021, p. 102450.
- [22] Khan, Y., Khare, V.R., Mathur, J. and Bhandari, M., " Performance evaluation of radiant cooling system integrated with air system under different operational strategies ", *Energy and Buildings*, Vol. 97, 2015, pp. 118-128.
- [23] Catalina, T., Virgone, J. and Martin, J.J., " Evaluation of performances, thermal comfort and energy consumption of a reversible radiant ceiling by capillary mat: application for the prefabricated buildings ", *EPIC November*, Vol. 42(9), 2006, pp. 467-72.
- [24] Jia, H., Pang, X. and Haves, P., " Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings ", *Applied energy*, Vol. 221, 2018, pp. 41-54.
- [25] Yuan, Y., Zhang, X. and Zhou, X., " A study on inherent correlation of thermal performances and condensation free control of the radiant system ", *Energy and Buildings*, Vol. 129, 2016, pp. 19-31.

[26] Moallemi Khiavi, N., Maerefat, M., Zolfaghari, S.A., " Assessment of overall body thermal sensation based on the thermal response of local cutaneous thermoreceptors", *Journal of Thermal Biology*. Vol. 83, 2019, pp. 187-194.

[27] Moallemi Khiavi, N., Maerefat, M., Zolfaghari, S.A., "A new local index for predicting local thermal response of individual body segments" *Journal of Thermal Biology*. Vol. 78, 2018, pp. 161-173.

[28] Gao, S., Li, Y., Zhao, M., Wang, Y., Yang, X., Yang, C. and Jin, L., " Design method of radiant cooling area based on the relationship between human thermal comfort and thermal balance " *Energy Procedia*, Vol. 143, 2017, pp.100-105.

[۲۹] سازمان ملی استاندارد ایران، ۱۴۳۸۴: تعیین شاخص های آسایش حرارتی PPD و PMV و معیارهای آسایش حرارتی موضعی، چاپ اول، تهران، ۱۳۹۰.

[30] Standard, A.S.H.R.A.E, Standard 55–2017 thermal environmental conditions for human occupancy, Ashrae: Atlanta, GA, USA, 442(2017), p.443.

[31] Airpak 3.0 User's Guide, Fluent Inc, 2007.

[32] Lin, Z. and Deng, S., " A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics—developing a thermal comfort model for sleeping environments ", *Building and environment*, Vol. 43(1), 2008, pp. 70-81.

[33] H. Zhang, H., E. Arens, E., Ch. Huizenga, Ch, T. Han, T., " Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments: Part I: Local sensation of individual body parts", *Building and Environment*. Vol. 45, 2010, pp. 389-398.

[34] ISO, I., 7730: Ergonomics of the thermal environment Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. *Management*, 3(605), 2005, p.e615.

[35] Causone, F., Corgnati, S.P., Filippi, M. and Olesen, B.W., " Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room ", *Energy and buildings*, Vol. 41(6), 2009, pp. 622-628.

[۳۶] مهدی معرفت، نوید مروت و سید امیررضا حسینی، "عملکرد تهویه‌ای و گرمایی در سیستم هیبرید سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌ای در یک فضای مسکونی"، *مجله مهندسی مکانیک شریف*، دوره ۳، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۴، صفحه ۱۱۳-۱۲۴.

[۳۷] مهدی معرفت و نوید مروت، "تحلیل آسایش حرارتی در فضای مجهز به ترکیب تهویه لایه‌ای و سرمایش تابشی سقفی"، *مجله مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۳، شماره ۱۱، بهار ۱۳۹۲، صفحه ۴۱-۵۴.

Numerical evaluation of thermal comfort and indoor air quality in an office space equipped with a radiant ceiling cooling system and hybrid radiative-convective cooling system

Mohammad Amini¹, Asgar Minaei², Negin Moallemi Khiavi³

¹ M.Sc., Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

² Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

³ Ph.D in mechanical engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

*Corresponding Author:

ARTICLE INFO

Keywords:

Radiant Ceiling
Cooling,
Thermal Comfort,
Indoor Air Quality,
ANSYS Airpak
Software,
Condensation of
Water Vapor,

ABSTRACT

In the present paper, the performance of radiant ceiling and hybrid radiative-convective cooling systems in terms of thermal comfort and indoor air quality in an office space. have been numerically evaluated by ANSYS Airpak software. Due to the non-uniformity of the environment equipped with radiant ceiling cooling system, the main purpose of this research is to evaluate the standard thermal comfort indexes for individual body parts. According to the results, for the radiant ceiling cooling system, at ceiling temperatures of 18°C and 19°C, the overall thermal comfort indexes of PMV (Predicted Mean Vote) and PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) are in the acceptable range of $-0.5 < PMV < +0.5$ and $PPD < 10\%$. However, these indexes increased as the ceiling temperature increased from 20°C to 26°C, resulting in a feeling of hotness. The overall thermal comfort indexes of the hybrid radiative-convective cooling system have been reduced in comparison with the radiant ceiling cooling system at all ceiling temperatures and under all air inlet conditions, so that the overall thermal comfort indexes according to ISO 7730 standard and ASHRAE/ANSI standard 55 are within the permissible range even at temperature of 20 °C. The local thermal comfort indexes DR (Draught Rating) and PD (Percentage of Dissatisfied) of both systems were within permissible limits, thus local thermal discomfort cannot threaten the resident. Also, a hybrid radiative-convective cooling system leads to higher indoor air quality than a radiant ceiling cooling system.
