

عملکرد تهویه‌ی و گرمایی در سیستم هیبرید سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه‌لایه‌ی در یک فضای مسکونی

مهدی معرفت* (دانشیار)

نوید مروت (دانشجوی کارشناسی ارشد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس

سید امیررضا حسینی (دانشجوی دکتری)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۴)
دوری ۲ - ۳، شهری ۲، ص. ۱۱۳-۱۲۴، (پادداشت نمی)

در تحقیق حاضر، به بررسی و تحلیل شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا در ترکیب سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌ی پرداخته شده است. به منظور بررسی عملکرد سیستم هیبرید پیشنهادی، تأثیر پارامترهای فیزیکی و حرارتی شامل نرخ تعویض هوا، دمای هوای ورودی و دمای پانل سرمایش تشعشعی، و نیز پارامترهای هندسی شامل نسبت پوشش سقف توسط پانل سرمایش تشعشعی و محل دریچه خروج هوا مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد محل دریچه خروج هوا مهمترین پارامتر تأثیرگذار بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا می‌باشد. از سوی دیگر هنگامی که ۳۰ تا ۴۰ درصد از بار سرمایشی بوسیله سیستم تهویه لایه‌ی خارج گردد بهترین شرایط از لحاظ آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا حاصل می‌شود. تحقیق حاضر، تأمین همزمان شرایط آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا توسط سیستم هیبرید سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌ی را به عنوان رهیافتی جدید و کاربردی معرفی کرده است.

واژگان کلیدی: سرمایش تشعشعی هیدرونیک، تهویه لایه‌ی، آسایش حرارتی، کیفیت هوا، دینامیک سیالات محاسباتی.

۱. مقدمه

به علاوه، آسایش حرارتی این سیستم‌ها نسبت به سیستم‌های تهویه جابجایی بهتر گزارش شده است.^[۱] کاتالینا و همکاران پس از مجموعه‌ی از شبیه‌سازی‌های جامع، برای دستیابی به آسایش حرارتی، سیستم سرمایش تشعشعی را توصیه نموده‌اند.^[۲] نمونه‌ی از سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیک که در آزمایشگاه مهندسی حرارتی دانشگاه تربیت مدرس مورد مطالعه قرار گرفته در شکل ۱ نشان داده شده است. توجه به این موضوع ضروری است که عدم توانایی خروج بار حرارتی نهان و پایین بودن کیفیت هوای فضای اقامتی، از جمله معایب مهم و اساسی سیستم‌های سرمایش تشعشعی هیدرونیک می‌باشد.^[۳] از این رو ارائه راهکاری کاربردی به منظور رفع این معایب بسیار ضروری است. در سال ۲۰۰۳ ژانگ و همکاران به بررسی عملکرد ترکیب سرمایش تشعشعی هیدرونیک با سیستم تهویه اختلاطی پرداخته‌اند.^[۴] در سال ۲۰۰۸ چودهاری و همکاران به بررسی آسایش حرارتی در منطقه گرم و مرطوب استرالیا پرداخته‌اند و به این نتیجه رسیده‌اند که ترکیب سرمایش تشعشعی هیدرونیک با سیستم تهویه جابجایی و پیش سرمایش هوای ورودی، شرایط آسایش حرارتی مطلوب را فراهم می‌کند.^[۵] در سال ۲۰۱۱ کیلاوی و همکاران پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم هیبرید سرمایش

تأمین آسایش حرارتی^۱ و کیفیت هوای^۲ مطلوب، از عوامل مهم و موثر در تعیین نوع سیستم تهویه مطبوع می‌باشند. شرایط نامناسب داخل ساختمان از نظر آسایش حرارتی و کیفیت هوا، علاوه بر کاهش کارایی افراد، سلامتی آنها را نیز به خطر می‌اندازد. بنابراین مطالعه بر روی سیستم‌های تهویه مطبوع نوین به منظور دستیابی به شرایط مطلوب آسایش حرارتی و کیفیت هوا بسیار مهم و ضروری است. سیستم تهویه لایه‌ی^۳ و سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیک^۴ از جمله سیستم‌های تهویه مطبوع نوین می‌باشند که به ترتیب براساس مکانیزم انتقال حرارت جابجایی و تشعشع کار می‌کنند.

در سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیک به دلیل بالاتر بودن دمای سطوح تابشی نسبت به سیستم‌های وزشی و نزدیک‌تر بودن آن به دمای محیط اتاق، تطابق مناسبی میان توزیع عمودی دمای اتاق و توزیع ایده‌آل وجود دارد. همچنین عدم وجود اختلاف دمای زیاد در جهت عمودی از جمله مزایای دیگر این سیستم‌ها است.^[۱]

* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۶/۱۲، اصلاحیه ۱۳۹۳/۱/۱۹، پذیرش ۱۳۹۳/۲/۲۰.



شکل ۱. نمونه‌یی از پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیك مورد مطالعه در آزمایشگاه مهندسی حرارتی دانشگاه تربیت مدرس.

تشعشعی هیدرونیك و تهویه جابجایی را بر شرایط آسایش حرارتی مورد بررسی قرار داده‌اند.^[۷]

همانطور که ملاحظه می‌شود تحقیقات پیشین عمدتاً بر روی مطالعه جداگانه سرمایش تشعشعی هیدرونیك و یا ترکیب آن با سیستم تهویه جابجایی و یا تهویه اختلاطی بوده است. همچنین غالباً تنها شرایط آسایش حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به اینکه تاکنون مطالعه‌یی بر روی سیستم هیبرید سرمایش تشعشعی هیدرونیك و تهویه لایه‌یی صورت نگرفته است، ازاینرو در تحقیق حاضر در سیستم هیبرید پیشنهادی، آسایش حرارتی، کیفیت هوا و پارامترهای موثر بر آن به صورت همزمان مورد توجه قرار گرفته است.

سیستم تهویه لایه‌یی اولین بار توسط تیان و همکاران^[۸] به منظور تامین شرایط آسایش حرارتی مطلوب برای اتاق‌های کوچک و متوسط مورد بررسی قرار گرفته است. در این سیستم تنها بر ناحیه‌یی از اتاق که سر و گردن افراد قرار دارد توجه شده است. تیان و همکاران با توجه به شاخص‌های PMV و PPD نشان داده‌اند که سیستم تهویه لایه‌یی قادر به تامین آسایش حرارتی در ناحیه استنشاقی افراد می‌باشد.^[۹] مصرف انرژی سیستم‌های تهویه لایه‌یی، تهویه جابه‌جایی و تهویه اختلاطی مورد مقایسه قرار گرفته که نتایج نشان دهنده مصرف انرژی به مراتب پایین‌تر سیستم تهویه لایه‌یی می‌باشد.^[۱۰]

علی‌رغم تمام ویژگی‌های مثبتی که برای سیستم تهویه لایه‌یی ذکر شد، باید به این موضوع توجه داشت که سیستم تهویه لایه‌یی به اندازه سیستم‌های تهویه جابجایی و اختلاطی توانایی خروج بار حرارتی را ندارد. از این رو در فضاهای با بار حرارتی بالا این سیستم‌ها توانایی تامین شرایط آسایش حرارتی را ندارند.^[۱۱] همچنین این سیستم‌ها با مشکل عدم توزیع یکنواخت آسایش حرارتی و با وابستگی شدید میدان‌های سرعت و دما مواجه می‌باشند.^[۹]

از این رو در تحقیق حاضر با توجه به مزایا و معایب هر یک از سیستم‌های تهویه لایه‌یی و سرمایش تشعشعی هیدرونیك، ترکیب این سیستم‌ها به عنوان راهکاری جدید و کاربردی به منظور تامین همزمان شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای مطلوب پیشنهاد شده و مورد مطالعه قرار گرفته است. هدف از انجام تحقیق حاضر، ارزیابی و مقایسه تأثیر پارامترهای فیزیکی، حرارتی و هندسی بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل و ارائه پیشنهادی کاربردی در جهت بهبود این دو شاخص مهم است. نرخ تعویض هوا، دمای هوای ورودی از سیستم تهویه لایه‌یی، دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیك، نسبت پوشش سقف توسط پانل و تعبیه و جانمایی

مناسب دریچه‌ی خروجی هوا از جمله پارامترهایی هستند که در تحقیق حاضر ارزیابی شده‌اند. با بررسی و مقایسه اثرات پارامترهای ذکر شده، نسبت بار سرمایشی خارج شده بوسیله سیستم تهویه لایه‌یی و سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیك به منظور تامین شرایط آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب تعیین شده است.

۲. توصیف پارامترهای مورد بررسی

در تحقیق حاضر با استفاده از نرم افزار ایرپک^۵ به ارزیابی عملکرد تهویه‌یی و گرمایی ترکیب سرمایش تشعشعی هیدرونیك و تهویه لایه‌یی پرداخته شده است.

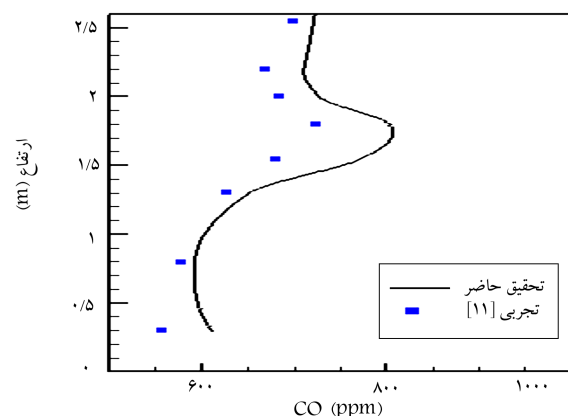
فضای مورد مطالعه توسط تیان و همکاران^[۹] با طول، عرض و ارتفاع به ترتیب ۲/۹، ۳/۹ و ۲/۶ متر به عنوان فضای آزمون در نظر گرفته شده تا امکان مقایسه بهتر فراهم شود. یک وضعیت به عنوان مبنا در نظر گرفته شده، سپس تأثیر پنج پارامتر زیر بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا مورد مطالعه قرار گرفته است:

- نرخ تعویض هوا (وضعیت‌های ۱، ۲ و ۳)
 - دمای هوای ورودی از سیستم تهویه لایه‌یی (وضعیت‌های ۴، ۵ و ۶)
 - دمای پانل سرمایش تشعشعی (وضعیت‌های ۷، ۸ و ۹)
 - نسبت پوشش سقف پانل سرمایش تشعشعی (وضعیت‌های ۱۰، ۱۱ و ۱۲)
 - جانمایی دریچه خروجی هوا (۱۳، ۱۴، ۱۵ و ۱۶)
- در مجموع ۱۷ وضعیت مختلف ارائه شده در جدول ۱ شبیه‌سازی شده که در هر وضعیت یک پارامتر متغیر است.

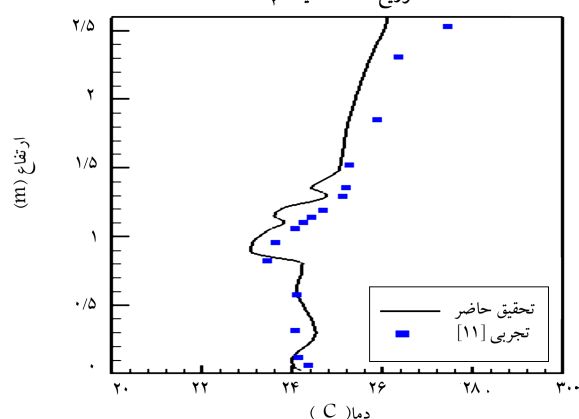
در تمامی وضعیت‌های مورد مطالعه، غلظت CO₂ معادل ۴۹۰ ppm از

جدول ۱. وضعیت‌های مورد مطالعه در تحقیق حاضر.

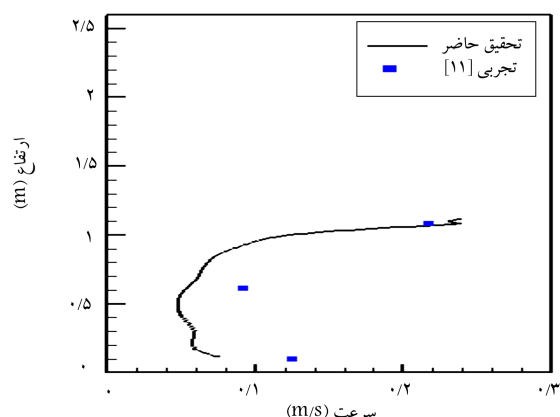
نمونه	ACH	دمای هوای ورودی	محل دریچه خروجی هوا	نسبت پوشش سقف	دمای پانل	شبیه‌سازی شده
مبنا	۵/۵	۲۴	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۱	۴/۵	۲۴	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۲	۳/۵	۲۴	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۳	۲/۵	۲۴	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۴	۵/۵	۱۹	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۵	۵/۵	۲۱	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۶	۵/۵	۲۶	سقف	۸۰	۲۴	
وضعیت ۷	۵/۵	۲۴	سقف	۸۰	۱۹	
وضعیت ۸	۵/۵	۲۴	سقف	۸۰	۲۱	
وضعیت ۹	۵/۵	۲۴	سقف	۸۰	۲۶	
وضعیت ۱۰	۵/۵	۲۴	سقف	۲۰	۲۴	
وضعیت ۱۱	۵/۵	۲۴	سقف	۵۰	۲۴	
وضعیت ۱۲	۵/۵	۲۴	سقف	۷۰	۲۴	
وضعیت ۱۳	۵/۵	۲۴	خروجی ۱	۸۰	۲۴	
وضعیت ۱۴	۵/۵	۲۴	خروجی ۲	۸۰	۲۴	
وضعیت ۱۵	۵/۵	۲۴	خروجی ۳	۸۰	۲۴	
وضعیت ۱۶	۵/۵	۲۴	خروجی ۴	۸۰	۲۴	



الف) توزیع کننده آلاینده CO₂؛



ب) توزیع دما؛



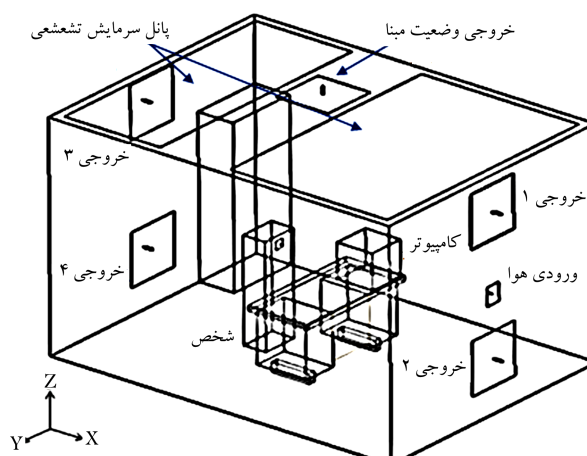
ج) توزیع سرعت.

شکل ۳. صحت‌سنجی حل عددی در امتداد خط $x = 2.15 \text{ m}$, $y = 1.75 \text{ m}$.

$$\mu_t = 0.7 \times 3874 \text{ pvl} \quad (1)$$

که ρ چگالی سیال، v مقدار سرعت محلی و l فاصله تا نزدیکترین دیوار است. معادلات حاکم بر پیوستگی، اندازه حرکت خطی و انرژی در حالت کلی به صورت زیر نوشته می‌شوند که جزییات φ و Γ_φ و S_φ در جدول ۲ آورده شده است.^[۱۴]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi) + \text{div}(\rho\vec{u}\varphi - \Gamma_\varphi \text{grad}\varphi) = S_\varphi \quad (2)$$



شکل ۲. فضای آزمون.

طریق. در چیه‌یی با ابعاد 21° در 17° میلی‌متر وارد فضای اقامتی نشان داده شده در شکل ۲ می‌شود.

منابع تولید حرارت داخلی نیز شامل یک شخص و رایانه با توان تولید حرارت به ترتیب 10° و 18° وات در نظر گرفته شده است.^[۸] نرخ تنفس فرد برابر $1/\text{min}$ و $12/\text{min}$ و نرخ تولید CO₂ حاصل از تنفس $1/\text{min}$ و $23/\text{min}$ در نظر گرفته شده است.

۳. شبیه‌سازی عددی

۳.۱. صحت‌سنجی حل عددی

با وجود اینکه در جریان‌های داخلی ساختمان‌ها عدد رینولدز پایین است، اما معمولاً جریان از نوع مغشوش می‌باشد. لذا برای حل معادلات حاکم باید از مدل‌سازی اغتشاشی استفاده نمود.^[۱۴] به منظور صحت‌سنجی حل عددی، توسط نویسندگان مقاله حاضر در مقاله منتشر شده دیگری،^[۱۵] نتایج حاصل از چهار مدل اغتشاشی صفر معادله‌یی، صفر معادله‌یی داخلی، $k-\varepsilon$ و $k-\varepsilon$ RNG در ۸ مقطع استخراج شده و با نتایج تجربی مرجع شماره^[۱۱] مقایسه شده است. نمونه‌یی از نتایج برای توزیع سرعت، دما و غلظت آلاینده CO₂ در امتداد خط $x = 2.15 \text{ m}$, $y = 1.75 \text{ m}$ در شکل ۳ آورده شده است. به عنوان مثال در مرجع^[۱۱] برای ۸ مقطع محاسباتی، با وجود 3° درصد خطای نسبی دما نتایج را قابل قبول توصیف کرده است، لذا نتایج تحقیق حاضر که با نتایج تجربی ۱۸ درصد اختلاف دارد نیز قابل قبول است. علت خطای موجود میان نتایج شبیه‌سازی عددی و نتایج تجربی را می‌توان خطا در اندازه‌گیری آزمایشگاهی، کاملاً آدیاباتی نبودن دیواره‌های داخلی در فضای آزمون تجربی و متاثر بودن نتایج آزمایشگاهی از شرایط اقلیمی محیط در نظر گرفت که این موارد در مرجع^[۱۱] نیز مورد تأکید قرار گرفته است. لذا در تحقیق حاضر از مدل صفر معادله‌یی داخلی استفاده شده است. این مدل به طور خاص برای شبیه‌سازی جریان داخل ساختمان‌ها استخراج شده است. این مدل، جابجایی طبیعی، جابجایی اجباری و جابجایی اختلاطی را به خوبی و با دقت مناسب حل می‌کند.^[۱۴]

۳.۲. معادلات حاکم: مدل صفر معادله‌یی داخلی

در این مدل از یک معادله جبری برای بیان گرانی‌های اغتشاشی استفاده شده است:

جدول ۲. معادلات ناویر استوکس در مدل صفر معادله‌یی داخلی.

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
λ	0	0
u	$\mu_{eff} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right) + g_x (\rho - \rho_{ref})$	
v	$\mu_{eff} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right) + g_y (\rho - \rho_{ref})$	
w	$\mu_{eff} - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right) + g_z (\rho - \rho_{ref})$	
h	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_h}$	$S_h, \sigma_h = 1$
		$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad \mu_t = 0.3874 \rho \nu l$

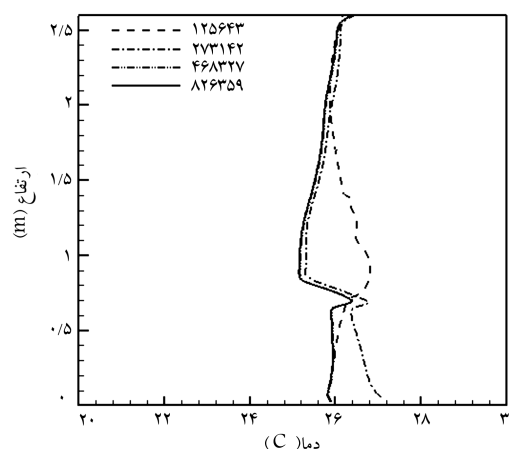
۳.۳. شرایط مرزی

دمای سطح پانل سرمایش تابشی ثابت فرض شده است. روی دیوار خارجی شرط مرزی انتقال حرارت جابجایی همراه با در نظر گرفتن تشعشع خورشید منظور شده است. دیوارهای داخلی، سقف و کف عایق در نظر گرفته شده است. خصوصیات هندسی و حرارتی دیوارها مطابق مرجع شماره^[۹] انتخاب شده است تا امکان مقایسه فراهم شود. دمای هوای محیط بیرون (°C) ۳۶ در نظر گرفته شده که معادل دمای یک روز گرم تابستانی در شرایط آب‌وهوایی تهران است. برای شبیه سازی تشعشع از مدل (DO)^۶ استفاده گردیده است.

شخص و رایانه به صورت مکعب مستطیل مدل شده که حرارت تولید شده آن‌ها براساس مقادیر واقعی استخراج شده از استاندارد^۷ ASHRAE است.^[۱۶] به دلیل ایجاد جریان شناوری بوسیله منابع تولید حرارت داخلی و با توجه به حضور چند گونه جرمی در فضای اتاق (هوا، رطوبت، دی‌اکسیدکربن) از تقریب گاز ایده‌آل استفاده شده است که تغییرات چگالی را به اختلاف دما مرتبط می‌سازد.

۴.۳. بررسی استقلال حل از شبکه

در شکل ۴ برای وضعیت مبنا، توزیع دما در مختصات $x = 1.65 \text{ m}$ و $y = 1.45 \text{ m}$ با شبکه‌بندی‌های مختلف مقایسه شده است. تطابق خوب نتایج توزیع دما برای ۴۶۸۳۲۷ و ۸۲۳۶۵۹ نشان دهنده استقلال حل از شبکه است. بنابراین در تحقیق حاضر از شبکه‌بندی با ۴۶۸۳۲۷ گره محاسباتی استفاده شده است.



شکل ۴. بررسی استقلال حل از شبکه.

۴. معرفی شاخص‌های مورد بررسی

تأمین آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا، از عوامل مهم و موثر در تعیین نوع سیستم تهویه مطبوع می‌باشند. براساس استاندارد ASHRAE آسایش حرارتی حالتی ذهنی است که فرد از شرایط محیط ابراز رضایت می‌کند و در چنین شرایطی افراد دارای احساس حرارتی مطلوب می‌باشند.^[۱۶] کیفیت هوای داخل بیانی از پتانسیل و توانایی هوا در فراهم آوردن شرایط آسایش حرارتی و تنظیم غلظت مجاز برای آلاینده‌های موجود است.^[۱۷] در استاندارد اشری، هوای با کیفیت مطلوب، به صورت هوایی تعریف شده است که غلظت آلاینده‌ها در آن از حد معین و مشخص تجاوز ننماید.^[۱۸]

در تحقیق حاضر، سه شاخص مهم آسایش حرارتی شامل PMV و PPD اختلاف دمای هوا در جهت عمودی و بازده نسبی، و نیز سه شاخص کیفیت هوا شامل توزیع آلاینده، میانگین موضعی عمر هوا و کارایی تهویه بررسی شده است.

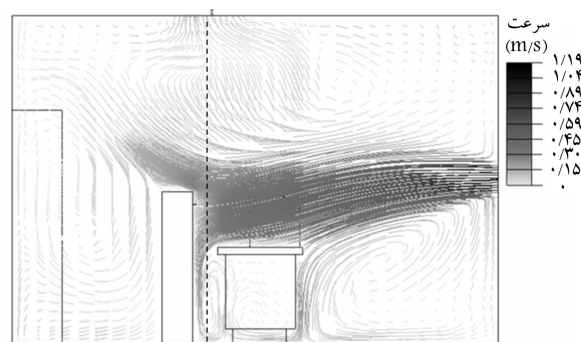
۱.۴. شاخص‌های آسایش حرارتی

شاخص PMV در واقع میزان متوسط رای افراد را در مورد آسایش حرارتی پیش‌بینی می‌نماید و براساس مدل فنگر^[۱۹] استخراج شده است. این مدل پرکاربردترین مدل مورد استفاده است. در آن ۴ عامل محیطی و ۲ عامل شخصی، به عنوان عوامل موثر بر آسایش حرارتی در نظر گرفته می‌شود. چهار عامل محیطی عبارتند از: سرعت هوا، دمای هوا، رطوبت هوا و میانگین دمای تشعشعی. دو عامل شخصی نیز نرخ متابولیک و میزان پوشش افراد می‌باشد. شاخص PMV در قالب ۷ تقسیم‌بندی نشان داده شده در جدول ۳ آسایش حرارتی را پیش‌بینی می‌کند. در صورتی که $PMV \leq +0.5$ یا $PMV \geq -0.5$ باشد آسایش حرارتی مطلوب است. شاخص PPD درصد افرادی که در بین گروه بزرگی از اشخاص احساس ناراضی‌تی حرارتی دارند را از رابطه زیر تعیین می‌کند:^[۱۹]

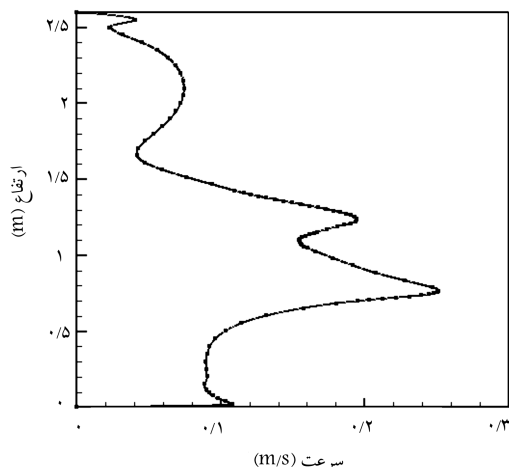
$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.3353 \times PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad (3)$$

جدول ۳. مقیاس آسایش حرارتی.

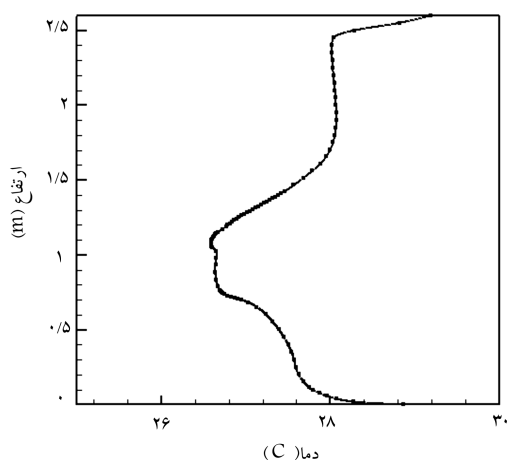
احساس حرارتی	سرد	خنک	خنک خنک	متعادل	نسبتاً گرم	گرم	داغ
PMV	-۳	-۲	-۱	صفر	+۱	+۲	+۳



شکل ۵. میدان جریان (m/s) - وضعیت مبنا در صفحه $y = ۱/۴۵$.



شکل ۶. توزیع سرعت در $(x = ۱/۶۵, y = ۱/۴۵)$.



شکل ۷. توزیع دما در $(x = ۱/۶۵, y = ۱/۴۵)$.

موضوع تماس هوای گرم با سطح سرد پائل تشعشعی و جریان هوای بازگشتی رو به پایین ناشی از آن می‌باشد که باعث اختلاط جریان هوا در قسمت بالای اتاق شده است و تا زمانی که این محدوده به ناحیه استنشاقی افراد نفوذ نداشته باشد، مشکلی از لحاظ آسایش حرارتی و کیفیت هوا ایجاد نمی‌کند. عواملی همچون قدرت منابع تولید حرارت داخلی و بار پائل سرمایشی در میزان جریان هوای بازگشتی بسیار حائز اهمیت می‌باشند. برای فضای مسکونی با هندسه و منابع حرارتی مشابه تحقیق حاضر، تا زمانی که بار سرمایشی کمتر از ۱۰۰ W/m^2 باشد، مشکلی از لحاظ نفوذ جریان هوای بازگشتی به ناحیه استنشاقی وجود ندارد.^[۲۳]

شاخص بازده نسبی بر مبنای مفهوم اتلاف حرارت از فضای اتاق می‌باشد که از رابطه زیر بدست می‌آید:^[۲۰]

$$E_t = (t_{out} - t_{in}) / (t_{bz} - t_{in}) \quad (۴)$$

که در رابطه فوق t_{out} ، t_{bz} به ترتیب دمای هوای ورودی از سیستم تهویه، دمای هوای خروجی از دریچه و دمای هوا در ناحیه استنشاقی می‌باشند.

۲.۴. شاخص‌های کیفیت هوا

توزیع ذرات آلاینده، میانگین موضعی عمر هوا و کارایی سیستم تهویه سه شاخص اساسی و مهم در تعیین کیفیت هوای داخلی می‌باشند.

در استاندارد اشری - ۶۲، میزان ۱۰۰۰ ppm غلظت آلاینده CO_2 به عنوان معیاری برای ارزیابی کیفیت هوای داخل پیشنهاد داده است.^[۱۸] بنابراین در تحقیق حاضر نیز، غلظت گاز CO_2 به عنوان معیار ارزیابی پتانسیل سیستم تهویه در فراهم آوردن کیفیت مطلوب هوا مورد استفاده قرار گرفته است.

میانگین موضعی عمر هوا، τ ، به عنوان میانگین زمانی در نظر گرفته می‌شود که تمام مولکول‌های هوا از ورودی هوا به نقطه مورد نظر انتقال می‌یابند.^[۲۱] عمر هوا مدت زمانی را نشان می‌دهد که هوا در یک مکان سرپوشیده قرار دارد و از رابطه انتقال زیر استخراج می‌شود:^[۲۲]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tau) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \tau) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\tau \frac{\partial \tau}{\partial x_j}) + \rho \quad (۵)$$

جهت ارزیابی تأثیر موقعیت منبع آلاینده و محل دریچه خروجی بر بازده سیستم تهویه برای حذف آلاینده شاخص کارایی سیستم تهویه مورد استفاده قرار می‌گیرد که به صورت زیر تعریف می‌شود:^[۲۲]

$$\eta = \frac{c_e - c_s}{c_{bz} - c_s} \quad (۶)$$

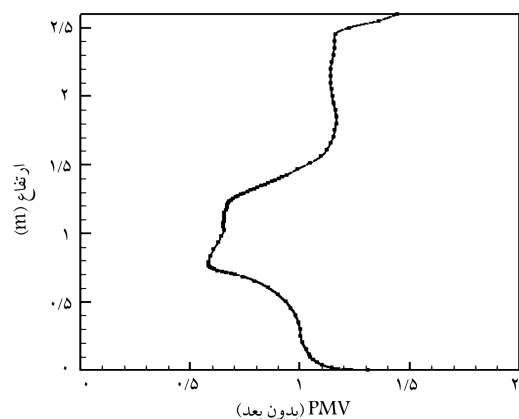
که در این رابطه، c_e ، c_s و c_{bz} به ترتیب غلظت آلاینده در خروجی، ورودی و ناحیه استنشاقی است. در رابطه ۶ اگر $\eta > ۱$ باشد به مفهوم بیشتر بودن غلظت آلاینده‌ها در هوای خروجی نسبت به غلظت آلاینده‌ها در هوای اتاق بوده و بنابراین نشان دهنده تهویه مناسب است.

۵. نتایج و بحث

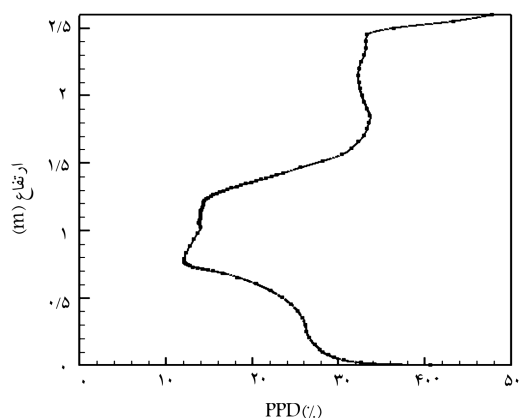
۱.۵. الگوی جریان هوا

الگوی جریان ایجاد شده بوسیله سیستم‌های تهویه، تأثیر زیادی بر آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخلی دارد.^[۹] از این رو ضروری است که ابتدا به بررسی الگوی جریان هوا پرداخته شود. در شکل ۵ میدان سرعت در صفحه $x-z$ ($y = ۱/۴۵ \text{ m}$) و در شکل‌های ۶ و ۷ توزیع سرعت و دما در ناحیه حضور فرد که با خط چین روی شکل ۵ مشخص گردیده ($x = ۱/۶۵, y = ۱/۴۵$)، آورده شده است.

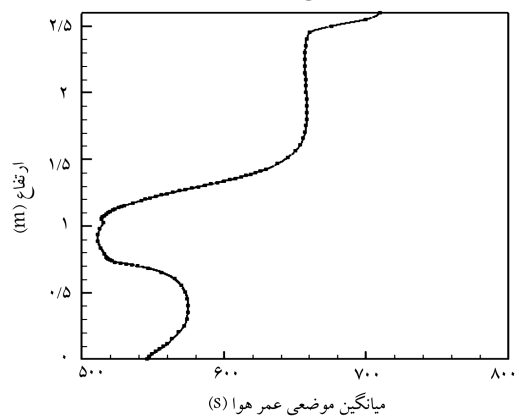
همانطور که در شکل ۵ ملاحظه می‌شود منابع حرارتی در منطقه‌ای اسکان اتاق، جریان‌های جابجایی به سمت بالا و به فرم دم حرارتی ایجاد می‌کنند. این جریان، گرما و آلاینده‌های موجود در منطقه‌ای اسکان را گرفته و با خود به سمت بالا می‌برد. سپس دو ناحیه مجزا در اتاق شکل می‌گیرد که شامل ناحیه‌ای پایین‌تر از سطح لایه بندی با جریان جابجایی و ناحیه‌ای بالای آن با جریان اختلاطی است. علت این



الف) توزیع PMV (بدون بعد)؛



ب) توزیع PPD (%)؛



ج) توزیع میانگین موضعی عمر هوا (s).

شکل ۹. نمودارهای وضعیت مبنا در ($x = 1.65, y = 1.45$).

آسایش حرارتی مناسب‌تر در ناحیه استنشاقی فرد شده است. به علاوه، میانگین موضعی عمر هوا در ناحیه استنشاقی کمتر از سایر نواحی اتاق می‌باشد که نشان دهنده هوای تازه‌تر و با کیفیت بهتر است.

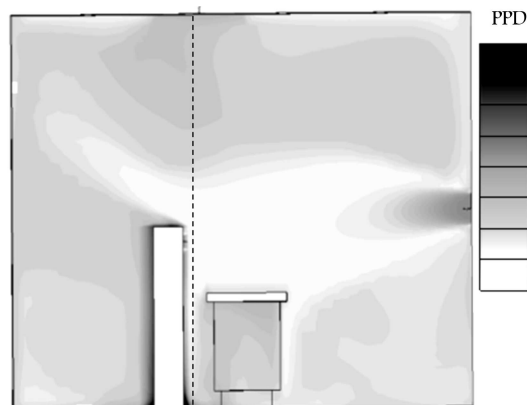
۲.۵. ارزیابی پارامترهای موثر بر آسایش حرارتی و کیفیت هوا

در تحقیق حاضر تأثیر سه پارامتر فیزیکی و حرارتی شامل نرخ تعویض هوا، دمای هوای ورودی از سیستم تهویه لایه‌ای و دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک و نیز دو پارامتر هندسی شامل نسبت پوشش سقف پانل سرمایش تابشی و تعبیه و

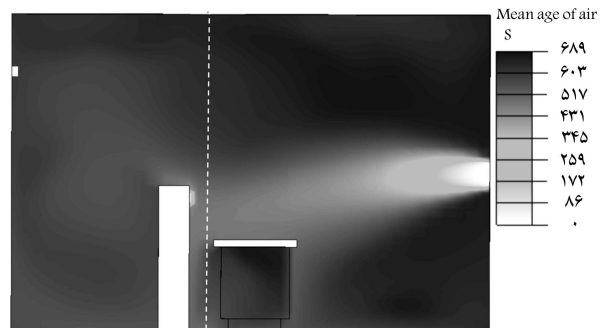
در نمودار توزیع سرعت شکل ۶ ملاحظه می‌شود که در ارتفاع ۱/۱ متر (ناحیه استنشاقی فرد) سرعت هوا کمتر از 0.25 m/s است و بنابراین مشکل ریسک کوران^۸ وجود ندارد که این موضوع از جمله مزایای سیستم تهویه لایه‌ای می‌باشد. همچنین در نمودار توزیع دما شکل ۷ ملاحظه می‌شود که دمای ناحیه استنشاقی کمتر از سایر نواحی بوده و اختلاف دمای هوا در جهت عمودی بین میچ پا و سر فرد در حدود 1°C است که این موضوع از جمله مزایای سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیک بوده و در انطباق با معیارهای شرایط آسایش حرارتی موضعی است. به منظور مطالعه شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا، شاخص‌های PMV، PPD و میانگین موضعی عمر هوا برای نمونه مبنا در شکل‌های ۸ و ۹ بررسی شده است. با توجه به کانتورها ($y = 1.45 \text{ m}$) و نمودارهای PMV و PPD در ناحیه حضور فرد ($x = 1.65, y = 1.45$) که با خط‌چین روی کانتورها مشخص شده است ملاحظه می‌شود که هوای ورودی از سیستم تهویه لایه‌ای منجر به تامین شرایط



الف) کانتور PMV (بدون بعد)؛



ب) کانتور PPD (%)؛



ج) کانتور میانگین موضعی عمر هوا (s).

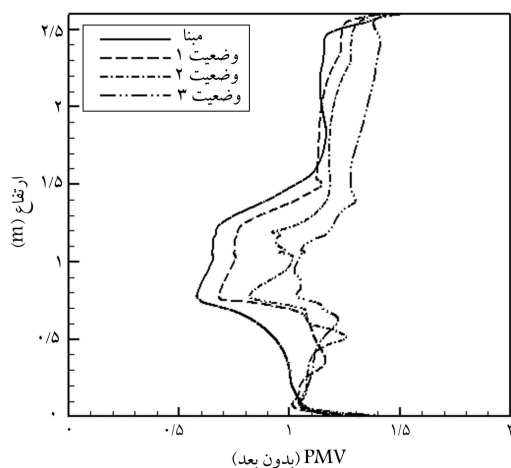
شکل ۸. کانتورهای وضعیت مبنا در صفحه $y = 1.45 \text{ m}$.

$ACH = 2.5$ که به معنای تعداد دفعات تعویض هوای کل اتاق در یک ساعت است، بررسی شده است. در شکل ۱۰ برای شاخص آسایش حرارتی (PMV) و در شکل ۱۱ برای شاخص کیفیت هوا (میانگین موضعی عمر هوا) نتایج حاصل گزارش شده است.

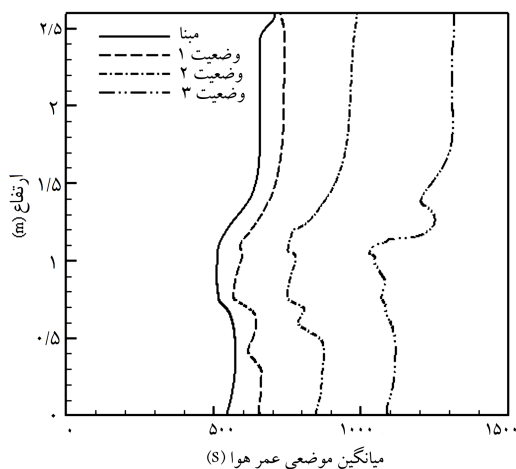
در شکل ۱۰ ملاحظه می‌شود افزایش نرخ تعویض هوا موجب بهبود شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا شده است. از سوی دیگر باید توجه داشت اگرچه افزایش نرخ تعویض هوا تأثیر قابل توجهی بر بهبود شاخص‌های آسایش حرارتی و کیفیت هوا داشته است اما این تأثیر در نرخ‌های تعویض هوای بالاتر کاهش می‌یابد.

۴.۵. دمای هوای ورودی

در این بخش به بررسی اثرات دمای هوای ورودی به عنوان یکی از پارامترهای مهم و تأثیرگذار بر شرایط آسایش حرارتی پرداخته شده است. [۲۷] نتایج تحقیق حاضر که در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ ارائه شده است نشان می‌دهد برای وضعیت ۴ با دمای هوای ورودی ۱۹ درجه سانتیگراد بهترین شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخلی در مقایسه با سایر وضعیت‌ها حاصل شده است. علت تأثیر دمای هوای ورودی بر میانگین موضعی عمر هوا ناشی از آن است که هرگونه تغییر در دمای هوای ورودی



شکل ۱۰. تأثیر نرخ تعویض هوا بر شاخص PMV.



شکل ۱۱. تأثیر نرخ تعویض هوا بر میانگین موضعی عمر هوا.

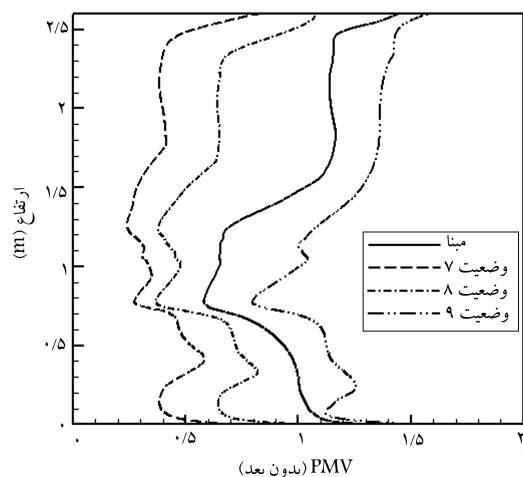
جانمایی در پیچه‌ی خروجی هوا بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج مطالعه پارامتریک نمونه‌های مختلف در صفحه افقی واقع در ارتفاع ۱٫۸ متر بالای کف در جدول ۴ آورده شده است. ارتفاع ۱٫۸ متری انتخاب شده است چون ارتفاع شخص نشسته است و ناحیه تنفسی در این ارتفاع قرار دارد.

۳.۵. نرخ تعویض هوا

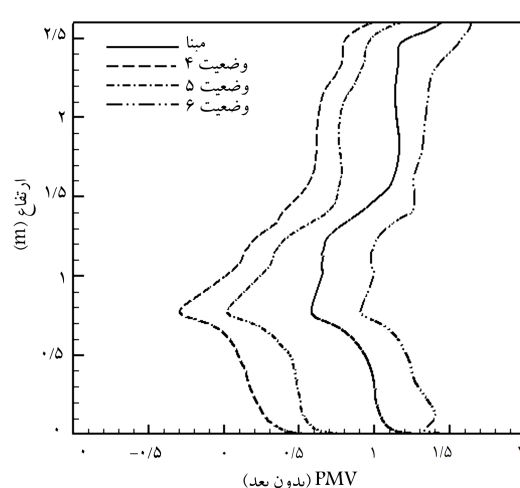
به طور کلی سیستم‌های تهویه مطبوع دو وظیفه عمده را بر عهده دارند؛ یکی جبران بارهای حرارتی و برودتی و دیگری تعویض هوا و کنترل آلاینده‌های هوای داخل ساختمان [۲۵، ۲۴]. در سیستم‌های سرمایش تابشی برای تامین هر دو هدف فوق نیاز به راهکارهای تکمیلی می‌باشد. استفاده از سیستم‌های تهویه هوا در کنار این سیستم‌ها از جمله این راهکارهاست. این راهکار علاوه بر بهبود کیفیت هوای داخل، سبب بهبود عملکرد سیستم‌های سرمایش تشعشعی هیدرونیک به دلیل کاهش دمای نقطه شبنم می‌شود. همچنین استفاده از این طرح امکان دفع حرارت نهان را برای این سیستم‌ها فراهم می‌کند. [۲۶] علت تأثیر افزایش نرخ تعویض هوا بر شرایط آسایش حرارتی آن است که این شاخص‌ها براساس بالانس حرارتی میان دمای هوا و تولید حرارت داخلی محاسبه می‌شوند و نرخ تعویض هوا نقش قابل توجهی بر بالانس حرارتی دارد. همچنین نرخ تعویض هوای بالاتر موجب کاهش عمر هوا و در نتیجه کیفیت هوای بهتر می‌شود. در تحقیق حاضر تأثیر نرخ تعویض هوا بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا با شبیه‌سازی سه وضعیت $ACH = 2.5$ ، $ACH = 4.5$ و $ACH = 3.5$

جدول ۴. میانگین نتایج بدست آمده برای وضعیت‌های مورد مطالعه در صفحه واقع در ارتفاع ۱٫۸ متر بالای کف.

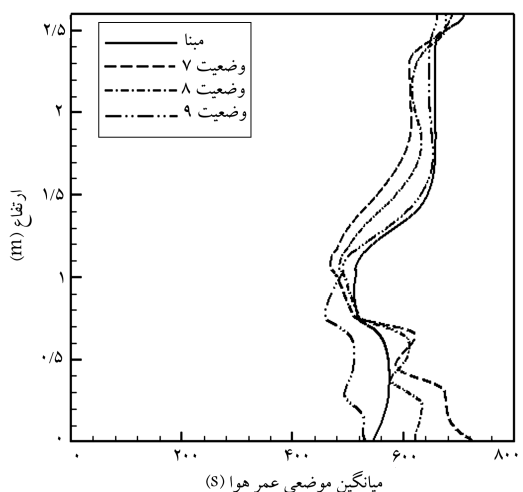
نمونه	ΔT	PMV	PPD (%)	AGE (s)	CO_2 (ppm)	ω - Supply
حالت منا	۱٫۲۰	۰٫۶۰	۱۲	۵۳۷	۴۹۷	۲۸
وضعیت ۱	۰٫۵۰	۰٫۷۵	۱۶	۵۴۲	۴۹۷	۳۰
وضعیت ۲	۱	۱	۲۳	۸۳۰	۵۰۲	۴۰
وضعیت ۳	۱٫۶۰	۱٫۱۰	۳۱	۱۲۰۰	۵۵۰	۴۷
وضعیت ۴	۰٫۸۰	۰٫۱۵	۵	۵۱۰	۵۰۱	۶۵
وضعیت ۵	۱	۰٫۳۰	۸	۴۸۰	۴۹۹	۵۵
وضعیت ۶	۰٫۶۰	۱	۳۰	۵۵۰	۵۰۰	۲۵
وضعیت ۷	۱	۰٫۲۰	۵	۵۰۰	۵۰۰	۳۵
وضعیت ۸	۱٫۱۰	۰٫۳۵	۷	۵۰۰	۵۰۰	۳۰
وضعیت ۹	۰٫۹۰	۱	۲۶	۵۰۰	۵۰۰	۲۲
وضعیت ۱۰	۰٫۲۰	۱٫۳۰	۳۴	۵۰۰	۵۰۰	۴۰
وضعیت ۱۱	۰٫۴۰	۰٫۹۰	۲۰	۵۲۰	۵۰۰	۳۲
وضعیت ۱۲	۱	۰٫۷	۱۴	۵۳۲	۵۰۰	۳۵
وضعیت ۱۳	۰٫۶۰	۰٫۸۲	۱۷	۵۷۵	۵۶۰	۱۵
وضعیت ۱۴	۱٫۴۰	۰٫۵۰	۹	۵۲۰	۵۴۰	۲۰
وضعیت ۱۵	۰٫۳۰	۰٫۵۰	۹	۳۰۰	۳۴۵	۳۰
وضعیت ۱۶	۰٫۵۰	۰٫۲۵	۵	۱۳۵	۳۰۵	۴۰



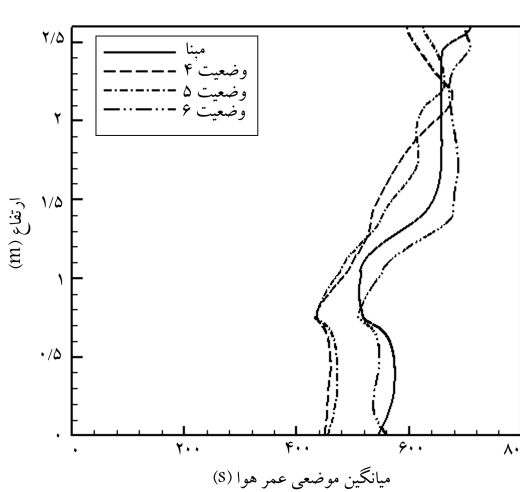
شکل ۱۴. تأثیر دمای پانل سرمایشی بر شاخص PMV.



شکل ۱۲. تأثیر دمای هوای ورودی بر شاخص PMV.



شکل ۱۵. تأثیر دمای پانل سرمایشی بر میانگین موضعی عمر هوا.



شکل ۱۳. تأثیر دمای هوای ورودی بر میانگین موضعی عمر هوا.

می‌شود کاهش دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک نسبت به کاهش دمای هوای ورودی تأثیر کمتری بر شرایط آسایش حرارتی دارد. همچنین با مقایسه شکل‌های ۱۳ و ۱۵ ملاحظه می‌شود تغییرات دمای پانل سرمایش تابشی برخلاف دمای هوای ورودی تأثیر اندکی بر میانگین موضعی عمر هوا در ناحیه استنشاقی داشته است.

۶.۵. نسبت پوشش سقف

با توجه به نتایج ارائه شده در جدول ۴ ملاحظه می‌شود افزایش نسبت پوشش سقف تأثیر قابل توجهی در بهبود شرایط آسایش حرارتی دارد اما تا حدودی موجب افزایش میانگین موضعی عمر هوا و در نتیجه کاهش کیفیت هوا می‌شود. علت تأثیر منفی افزایش نسبت پوشش سقف بر کیفیت هوا افزایش جریان هوای بازگشتی از مجاورت سطح سرد پانل سرمایش تابشی به فضای حضور ساکنان است. با افزایش نسبت پوشش سقف هوای گرم شده که به سمت بالا حرکت می‌کند در مجاورت سطح وسیع‌تری از پانل سرمایش تابشی قرار گرفته و در نتیجه حجم هوای بیشتری سرد شده و به سمت فضای اتاق جریان خواهد داشت که این موضوع منجر افزایش میانگین موضعی عمر هوا و در نتیجه کاهش کیفیت هوا می‌گردد. از سوی دیگر، نتایج تحقیق حاضر که در جدول ۴ ارائه

موجب تغییر نیروی شناوری شده که با توجه به وابستگی میدان‌های دما و سرعت الگوی جریان هوا تغییر یافته است. از این رو میانگین موضعی عمر هوا و در نتیجه کیفیت هوای داخلی متأثر از دمای هوای ورودی می‌باشد.

۵.۵. دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک

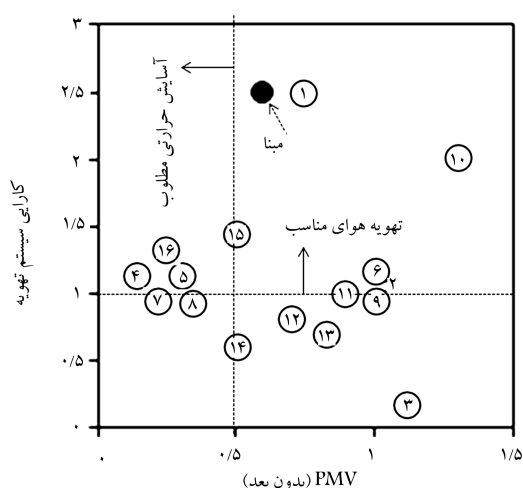
به منظور بررسی تأثیر دمای سطح پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک بر شاخص‌های آسایش حرارتی و کیفیت هوا، دمای سطح پانل برابر ۱۹، ۲۱، ۲۴ (وضعیت مبتدا) و ۲۶ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده و نتایج حاصل در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مقایسه شده است. با توجه به مکانیزم حاکم بر پدیده چگالش، عوامل سرعت جریان هوا، دمای سطح پانل و اختلاف این دما با دمای شبنم هوا به‌عنوان عوامل مؤثر بر چگالش شناسایی شده‌اند.^[۲۸] به منظور جلوگیری از ریسک چگالش باید دمای سطح پانل سرد حداقل ۱/۵ درجه بالاتر از دمای نقطه شبنم محیط باشد.^[۲۹] از این رو دمای پانل ۱۹ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. نتایج ارائه شده در جدول ۴ نشان می‌دهد اگرچه تغییر دمای پانل تأثیری بر میانگین موضعی عمر هوا و غلظت آلاینده CO₂ ندارد، اما تأثیر قابل توجهی بر شاخص‌های آسایش حرارتی داشته است. از سوی دیگر با مقایسه شکل‌های ۱۲ و ۱۴ ملاحظه

خروج حداکثری ذرات آلاینده CO₂ دارد و بنابراین کارایی و بازده نسبی آن بالاتر است.

۶. بررسی کارایی تهویه و بازده نسبی

کارایی تهویه برای ۱۶ نمونه مورد مطالعه، در شکل ۱۶ آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود دمای هوای ورودی، محل دریچه خروج هوا و دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک تأثیری بر کارایی سیستم تهویه ندارند اما نرخ تعویض هوا بیشترین تأثیر را بر کارایی تهویه داشته است. نسبت پوشش سقف نیز پس از نرخ تعویض هوا از جمله عوامل تأثیرگذار در کارایی تهویه است. در شکل ۱۷ بازده نسبی برای ۱۷ نمونه مورد مطالعه آورده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود نسبت پوشش سقف، دمای هوای ورودی و دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک، اما نرخ تعویض هوا و دمای پانل سرمایش تابشی از جمله مهمترین عوامل تأثیرگذار بر بازده نسبی می‌باشند. با افزایش نرخ تعویض هوا اختلاف دمای هوا میان ورودی و ناحیه استنشاقی کاهش یافته و در نتیجه بازده نسبی افزایش می‌یابد. به علاوه، نسبت پوشش سقف تأثیر چندانی بر دمای هوای ناحیه استنشاقی ندارد اما در اثر تبادل حرارت تشعشعی با سطوح اتاق موجب تغییر میانگین دمای اتاق و در نتیجه تغییر دمای هوای خروجی باعث بازده نسبی می‌گردد که البته این تأثیر بسته به دمای پانل می‌تواند موجب بهبود یا کاهش بازده نسبی سیستم تهویه شود.

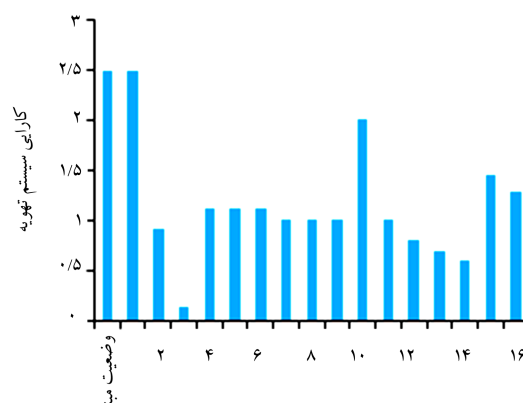
با توجه به نتایج ارائه شده، تعیین پارامتر یا پارامترهایی که به صورت همزمان شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای مطلوب را فراهم کنند از جمله اهداف تحقیق حاضر می‌باشد. بدین منظور نمودار کارایی تهویه برحسب PMV برای تمام نمونه‌های مورد بررسی در شکل ۱۸ ارائه شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود از ۱۷ وضعیت مورد بررسی تنها شش وضعیت در محدوده مطلوب آسایش حرارتی ($-0.5 \leq PMV \leq +0.5$) و کیفیت هوا ($\eta \geq 1$) قرار دارند. از میان وضعیت‌های مطلوب نیز وضعیت‌های ۱۵ و ۱۶ که به ترتیب متناظر با قرارگیری دریچه خروجی در وضعیت‌های خروجی ۳ و خروجی ۴ است بهترین شرایط



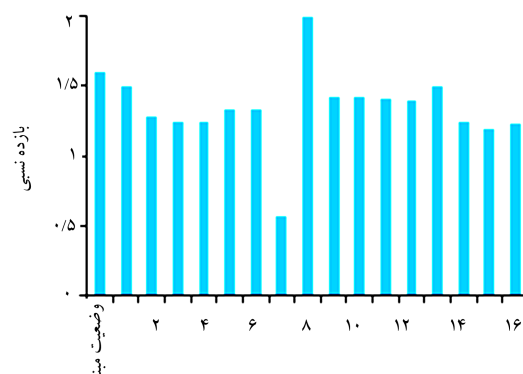
شکل ۱۸. تغییرات کارایی سیستم تهویه به‌عنوان تابعی از شاخص آسایش حرارتی PMV در ۱۷ وضعیت مختلف.

۷.۵. محل دریچه خروج هوا

همانطور که در جدول ۴ ملاحظه می‌شود هنگامی که محل دریچه خروج هوا تغییر می‌کند تأثیر قابل توجهی بر اختلاف دمای هوا در جهت عمودی ندارد. از سوی دیگر، برخلاف ترکیب تهویه جابجایی و سرمایش تشعشعی هیدرونیک، نتایج تحقیق حاضر نشان می‌دهد که برای ترکیب تهویه لایه‌یی و سرمایش تشعشعی هیدرونیک، محل دریچه خروج هوا تأثیر به‌سزایی بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا داشته است. این موضوع ناشی از آن است که در ترکیب سیستم تهویه لایه‌یی و سرمایش تشعشعی هیدرونیک، هوای اتاق در نواحی استنشاقی و پایین‌تر از آن به‌صورت لایه‌یی و در نواحی بالای اتاق به‌صورت اختلاطی است، از این رو محل دریچه خروج هوا به‌عنوان پارامتری اثرگذار می‌تواند موجب بهبود یا تضعیف شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا شود. همانطور که در جدول ۴ ملاحظه می‌شود در وضعیت ۱۳ آسایش حرارتی و کیفیت هوا نسبت به سایر نمونه‌ها ضعیف‌تر است. همچنین با توجه به شکل‌های ۱۶ و ۱۷ کارایی سیستم تهویه و بازده نسبی در این وضعیت بهتر می‌باشد. دلیل این موضوع آن است که هوا مسافت و زمان بیشتری را در فضای اتاق می‌پیماید و بنابراین کیفیت هوای پایین‌تر و آسایش حرارتی ضعیف‌تری خواهد داشت و از سوی دیگر هوا فرصت بیشتری برای



شکل ۱۶. کارایی تهویه وضعیت‌های مورد بررسی.



شکل ۱۷. بازده نسبی وضعیت‌های مورد بررسی.

را از نظر کارایی سیستم تهویه فراهم نموده‌اند. همچنین همانطور که در جدول ۴ ملاحظه می‌شود برای این دو وضعیت، میانگین موضعی عمر هوا و میانگین غلظت CO₂ در ارتفاع ۱٫۱ متری از کف بهتر از سایر وضعیت‌ها می‌باشد. بنابراین بر خلاف سیستم تهویه جابجایی که در آن محل دریاچه خروجی هوا پارامتری بی تأثیر بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا معرفی شده، [۳۰] براساس نتایج تحقیق حاضر، در سیستم هیبرید سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌بی، محل دریاچه خروجی هوا مهم‌ترین پارامتر تأثیرگذار بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا می‌باشد. ازاینرو می‌توان دریافت که در ترکیب سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌بی، با طراحی صحیح محل دریاچه خروجی هوا امکان تأمین همزمان شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا فراهم شده و نیازی به اقداماتی نظیر افزایش نرخ تعویض هوا، کاهش دمای هوای ورودی، کاهش دمای پانل تشعشعی و افزایش نسبت پوشش سقف که عموماً با افزایش مصرف انرژی و افزایش هزینه‌های طراحی و ساخت همراه است، نمی‌باشد.

۷. نسبت بار سرمایشی

در این بخش به بررسی نسبت بار سرمایشی خارج شده توسط سیستم تهویه لایه‌بی و سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیک پرداخته و درصد بار سرمایشی که هر سیستم باید خارج نماید تا شرایط مطلوب آسایش حرارتی و کیفیت هوا فراهم گردد مشخص می‌شود.

نسبت بار سرمایشی خارج شده بوسیله سیستم تهویه لایه‌بی ω_{supply} و سیستم سرمایش تشعشعی هیدرونیک $\omega_{ceiling}$ براساس معادلات زیر محاسبه می‌شود: [۳۱]

$$\omega_{supply} = \frac{\dot{Q}_{supply}}{\dot{Q}_{heatsources} - \dot{Q}_{envelope}} \quad (7)$$

$$\omega_{ceiling} = 1 - \omega_{supply} \quad (8)$$

که $\dot{Q}_{heatsources}$ تولید حرارت منابع داخلی می‌باشد. $\dot{Q}_{supply}$ نیز بار سرمایشی خارج شده بوسیله سیستم تهویه لایه‌بی می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{supply} = \dot{V}_{supply} \cdot \rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot (\bar{T}_{air,1} - T_{supply}) \quad (9)$$

$\dot{Q}_{envelope}$ حرارت وارد شده/خارج شده از طریق دیواره‌ها می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{envelope} = U_{wall} \cdot (\bar{T}_{air} - \bar{T}_{out}) + \dot{Q}_{solar\ air} \quad (10)$$

که در روابط فوق، $\dot{V}_{supply}$ جریان هوای ورودی از سیستم تهویه لایه‌بی، ρ_{air} چگالی هوا، $c_{p,air}$ ظرفیت حرارتی هوا، $\bar{T}_{air,1}$ میانگین دمای هوای اتاق در ارتفاع ۱٫۱ متر (ناحیه استنشاقی)، T_{supply} دمای هوای ورودی، U_{wall} میانگین ضریب انتقال حرارت دیوارها، $\bar{T}_{air}$ میانگین دمای هوای اتاق، $\bar{T}_{out}$ میانگین دمای هوای محیط بیرون و $\dot{Q}_{solar\ air}$ شار تشعشعی خورشید روی دیوار خارجی می‌باشند.

نتایج حاصل از معادلات فوق برای تمام وضعیت‌ها در جدول ۴ ارائه شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود در وضعیت‌های ۱۵ و ۱۶، سیستم تهویه لایه‌بی با خارج نمودن ۳۰-۴۰ درصد از بار سرمایشی فضا، بهترین شرایط آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا را فراهم می‌نماید. این در حالی است که در فضای مجهز به ترکیب سیستم تهویه جابجایی و سرمایش تابشی سقفی، به منظور تأمین شرایط

آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا، ۲۰-۲۵ درصد خروج بار سرمایشی بوسیله سیستم تهویه جابجایی گزارش شده است. [۳۰]

۸. نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، ترکیب سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌بی مورد مطالعه قرار گرفت و پارامترهای تأثیرگذار بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. مهمترین نتایج حاصل از ترکیب تهویه لایه‌بی و سرمایش تشعشعی هیدرونیک به شرح زیر است:

- اگرچه افزایش نرخ تعویض هوا تأثیر قابل توجهی بر بهبود شاخص‌های آسایش حرارتی و کیفیت هوا داشته، اما این تأثیر در نرخ‌های تعویض هوای بالا کاهش می‌یابد.
- افزایش نسبت پوشش سقف توسط پانل سرمایشی اگرچه موجب بهبود شرایط آسایش حرارتی می‌شود، اما از سوی دیگر به دلیل تأثیرگذاری بر الگوی جریان هوا و افزایش میزان جریان هوای بازگشتی از مجاورت سطح پانل، موجب کاهش کیفیت هوای داخلی می‌گردد. همچنین با افزایش نسبت پوشش سقف، میزان تأثیر آن بر شرایط آسایش حرارتی کاهش می‌یابد.
- کاهش دمای هوای ورودی نسبت به کاهش دمای پانل سرمایش تشعشعی هیدرونیک تأثیر بیشتری بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا دارد.
- برخلاف ترکیب سیستم تهویه جابجایی و سرمایش تابشی سقفی، نتایج تحقیق حاضر نشان می‌دهد که محل دریاچه خروج هوا در فضای مجهز به ترکیب تهویه لایه‌بی و سرمایش تشعشعی هیدرونیک مهمترین پارامتر تأثیرگذار بر شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوا می‌باشد.
- با توجه به نتایج بدست آمده در تحقیق حاضر، پیشنهاد می‌شود محل دریاچه خروج هوا روبروی سیستم تهویه لایه‌بی و نزدیک به کف فضا قرار گیرد.
- هنگامی که سیستم تهویه لایه‌بی ۳۰-۴۰ درصد از بار سرمایشی فضا را خارج نماید، بهترین شرایط از نظر آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا فراهم می‌گردد.
- با توجه به نتایج بدست آمده از تحقیق حاضر، سیستم هیبرید سرمایش تشعشعی هیدرونیک و تهویه لایه‌بی به‌عنوان راهکاری جدید و کاربردی به منظور تأمین همزمان شرایط آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوا معرفی می‌شود.

فهرست علائم

- ACH: نرخ تعویض هوا در ساعت؛
 h : آنتالپی (kJ/kg)؛
 ppm: یک میکروگرم در هر گرم از هوا (بدون بعد)؛
 PMV: احساس حرارتی (بدون بعد)؛
 PPD: نارضایتی حرارتی (درصد)؛
 AGE: میانگین موضعی عمر هوا (s)؛
 ΔT : اختلاف دمای میج با تا سر فرد نشده (°C)؛
 E_t : بازده نسبی (بدون بعد)؛

ρ : چگالی (kg/m^3).

زیرنویس

cl : لباس؛

a : هوا؛

ar : تشعشع هوا؛

bz : ناحیه استنشاقی؛

in : ورودی؛

out : خروجی؛

t : مغشوش.

η : کارایی سیستم تهویه (بدون بعد)؛

u : سرعت در راستای x (m/s)؛

v : سرعت در راستای y (m/s)؛

w : سرعت در راستای z (m/s).

علائم یونانی

μ : ویسکوزیته دینامیکی (kg/m.s)؛

μ_t : ویسکوزیته توربولانسی (kg/m.s)؛

μ_{eff} : ویسکوزیته موثر (kg/m.s)؛

پانویس‌ها

1. thermal comfort
2. indoor air quality
3. Stratum ventilation
4. Hydronic radiant cooling
5. Airpak
6. discrete ordinat
7. American society of heating, refrigeration and air conditioning engineers
8. draught

منابع (References)

1. 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*, **22**(1), pp. 1861-1873 (2002).
2. Catalina, T., Virgone, J. and Frederic, K. "Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling", *Building and Environment*, **44**, pp. 1740-1750 (2009).
3. Catalina, T. and Virgone, J., Martin, J.J., "Evaluation of performances thermal comfort and energy consumption of a reversible radiant ceiling by capillary mat: application for the prefabricated buildings", *Proceedings of 4th EPIC Conference*, Lyon, France, pp. 467-72 (2006).
4. 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*, **48**, pp. 113-127 (2012).
5. Jeong, J. and Mumma, A. "Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces", *Applied Thermal Engineering*, **23**(4), pp. 2293-2306 (2003).
6. Chowdhury, A., Rasul, M.G. and Khan, M.K. "Thermal comfort analysis and simulation for various low-energy cooling-technologies applied to an office building in a subtropical climate", *Applied Energy*, **85**, pp. 449-462 (2008).
7. Keblawi, A., Ghaddar, N. and Ghali, K. "Model-based optimal supervisory control of chilled ceiling displacement ventilation system", *Energy and Buildings*, **43**(6), pp. 1359-1370 (2011).
8. Tian, L., Lin, Z. and Wang, Q. "Experimental investigation of thermal and ventilation performances of stratum ventilation", *Journal of Building and Environment*, **46**(6), pp. 1309-1320 (2011).
9. Tian, L., Lin, Z., Liu, J. and Wang, Q. "The impact of temperature on mean local air age and thermal comfort in a stratum ventilated office", *Journal of Building and Environment*, **46**(2), pp. 501-510 (2011).
10. Lin, J.Z., Lee, C.K., Fong, K.F., Chow, T.T., Yao, T. and Chan, A.L.S. "Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling", *Energy and Buildings*, **43**(1), pp. 130-136 (2011).
11. Tian, L., Lin, Z. and Wnag, Q. "Comparison of gaseous contaminant diffusion under stratum ventilation and under displacement ventilation", *Building and Environment*, **45**(9), pp. 2035-2046 (2010).
12. Tung, Y.C., Shih, Y.C. and Hu, S.C. "Numerical study on the dispersion of airborne contaminants from an isolation room in the case of door opening", *Applied Thermal Engineering*, **29**, pp. 1544-1551 (2009).
13. Awbi, H.B., *Ventilation of Buildings*, Second Edition, Spon Press, Taylor and Francis Group, London (2002).
14. Chen, Q. and Xu, W. "A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation", *Energy and Buildings*, **28**(2), pp. 137-144 (1998).
15. Morovat, N., Maerefat, M. and Rasoli, H. "The study of turbulence models in simulation of airflow field in space with stratum ventilation", 21st International Conference on Mechanical Engineering, Tehran, (2013) (In Persian).
16. ASHRAE Standard 55, [1]pancy. (2004).

17. Elkilani, A. and Bouhamra, W. "Estimation of optimum requirements for indoor air quality and energy consumption in some residences in Kuwait", *Environment International*, **27**(6), pp. 443-447 (2001).
18. ASHRAE, *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, ANSI/ASHRAE Standard 62*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta (2004).
19. Fanger, P.O., *Thermal Comfort-Analysis and Applications in Environmental Engineering*, New York, McGraw Hill Companies. Inc (1970).
20. Karimipana, T., Awbi, H.B. Sandberg, M. and Blomqvist, C. "Investigation of airquality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms", *Building and Environment*, **42**(2), pp. 647-655, (2007)
21. Grieve, P.W., *Measuring Ventilation Using Trace-Gases*, Denmark, Bruel and Kjaer (1989).
22. Sandberg, M.H. "What is ventilation efficiency?", *Building and Environment*, **16**, pp. 123-35 (1981).
23. Yu, B.F., Hu, Z.B., Liu, M., Yang, H.L., Kong, Q.X. and Liu, Y.H. "Review of research on air-conditioning systems and indoor air quality control for human health", *International Journal of Refrigeration*, **32**, pp. 3-20 (2009).
24. Miriel, J., Serres, L. and Trombe, A. "Radiant ceiling panel heating-cooling systems: Experimental and simulated study of performances, thermal comfort and energy consumption", *Applied Thermal Engineering*, **22**, pp. 1861-1873 (2002).
25. Watson, R.D. and Chapman, K.S., *Handbook of Radiant Heating and Cooling*, McGraw-Hill, New York (2001).
26. Zhang, L.Z. and Niu, J.L. "Indoor humidity behaviors associated with decoupled cooling in hot and humid climates", *Building and Environment*, **38**, pp. 99-107 (2003).
27. 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*, **48**, pp. 113-127 (2012).
28. Hosseini, S.A., Maerefat, M. and Zolfaghari, A., "Developing a new applicable correlation to estimate the condensation rate on radiant ceiling cooling panels", *Journal of Sharif Mechanical Engineering*, **29**(2), pp. 39-46 (2013) (In Persian).
29. Chakroun, W., Ghali, K. and Ghaddar, N. "Air quality in rooms conditioned by chilled ceiling and mixed displacement ventilation for energy saving", *Energy and Buildings*, **43**, pp. 2684-2695 (2011).
30. Lau, J. and Chen, Q. "Floor-supply displacement ventilation for workshops", *Building and Environment*, **42**, pp. 1718-1730 (2007).
31. Behne, M. "Indoor air quality in rooms with cooled ceilings mixing ventilation or rather displacement ventilation?", *Energy and Buildings*, **30**, pp. 155-166 (1999).