

تحلیل تغییرات کیفیت هوای داخل و ایجاد کوران در اثر تغییر محل قرارگیری دریچه ورودی سیستم تهویه جابه‌جایی

حامد مصلحی^۱، حمید نیازمند^{۲*}، محمد مقیمان^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

۲- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

۳- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد

* مشهد، صندوق پستی ۹۱۷۷۹۴۸۹۴۴، Niazmand@um.ac.ir

چکیده

در تحقیق حاضر، تأثیر محل دریچه هوای ورودی در سیستم تهویه جابه‌جایی بر کیفیت هوا، ایجاد کوران و مصرف انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور سیستم تهویه زیرسطحی در فضایی با کاربری آموزشی توسط حلگر عددی این‌فوم شبیه‌سازی شده است. در این بررسی، چهار مکان برای دریچه‌ی هوای ورودی در نظر گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی حاکی از آن است که با قرارگیری دریچه‌ی ورودی در مکانی مناسب، کوران کمترین مقدار را خواهد داشت همچنین ضریب بهره‌وری انرژی و شاخص اثر بخشی نسبی تهویه نسبت به سایر حالات بهبود بیشتر خواهد بود. با قرارگیری دریچه‌ی ورودی در راهرو، شاخص اثر بخشی نسبی تهویه و ضریب بهره‌وری انرژی کمترین مقدار را خواهد داشت.

کلیدواژگان

سیستم تهویه جابه‌جایی، کیفیت هوا، کوران، انرژی، این‌فوم

۱- مقدمه

از زمان‌های قدیم، یکی از اهداف اولیه و اصلی ساختمان‌سازی، فراهم آوردن پناهگاهی در مقابل باد، باران، گرما و سرما بوده است. با پیشرفت تکنولوژیکی و ابعادی این ساختمان‌های مدرن، سبب ایجاد تخصص‌هایی در زمینه صنعت ساختمان و رشد سریع آن‌ها شد که تخصص تهویه مطبوع و سیستم‌های آن به عنوان شاخه‌هایی از علم مهندسی مکانیک به فراخور تقاضا در این حوزه، به سرعت رشد نمودند.

هدف اصلی سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع و همچنین یکی از مهم‌ترین نیازمندی‌های محیطی انسان، ارضاء شرایط آسایش حرارتی و کیفیت مطلوب هوای داخل است، چرا که انسان‌ها بیش از ۹۰٪ زمان زندگی خود را در محیط‌های داخلی سپری می‌نمایند؛ بنابراین شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل، اثر مستقیمی بر سلامت، میزان بهره‌وری و روحیه‌ی آنان دارند.

یکی از سیستم‌هایی که در حال حاضر برای تهویه و تامین هوای تازه در ساختمان‌ها استفاده می‌شود، سیستم تهویه جابه‌جایی می‌باشد.

در سیستم تهویه جابه‌جایی، هوای تازه مستقیماً در ناحیه سکونت افراد تأمین می‌گردد. در این سیستم، تهویه برخلاف سیستم تهویه اختلاطی، اصل بر جابه‌جا کردن هوای آلوده توسط هوای تازه است. رایج‌ترین نوع این سیستم تهویه، سیستم تخلیه افقی هوا از دریچه نزدیک کف، روی دیوار کناری می‌باشد. در این سیستم، هوای ورودی پس از گرم شدن توسط منابع حرارتی به سمت بالا حرکت کرده و از دریچه خروجی مستقر در سقف خارج می‌شود. جریان هوا در ناحیه سکونت به دلیل جریان جابه‌جایی آزاد از منابع حرارتی، بایستی یک جریان یک‌بعدی، به سمت قسمت فوقانی فضا باشد اما جریان هوای سیستم تهویه جابه‌جایی رایج، در ناحیه سکونت یک‌بعدی نیست و دارای جریان‌های برگشتی کوچکی در نواحی پایین فضا می‌باشند. سیستم تهویه زیرسطحی، نوع دیگری از سیستم‌های تهویه جابه‌جایی است که اخیراً مورد توجه بسیار قرار گرفته است. این سیستم توزیع هوا به طور گسترده‌ای

در ساختمان‌های جدید به کار رفته و جایگزین مناسبی برای سیستم‌های تهویه رایج (اختلاطی) است. تفاوت سیستم تهویه زیرسطحی با سیستم تهویه اختلاطی تنها در مکان انتقال هوا به داخل فضا می‌باشد. در سیستم تهویه زیرسطحی از فضای خالی بین کف فضا و کف کاذب فضا برای انتقال هوای تهویه شده به ورودی‌های مستقر در کف استفاده می‌شود.

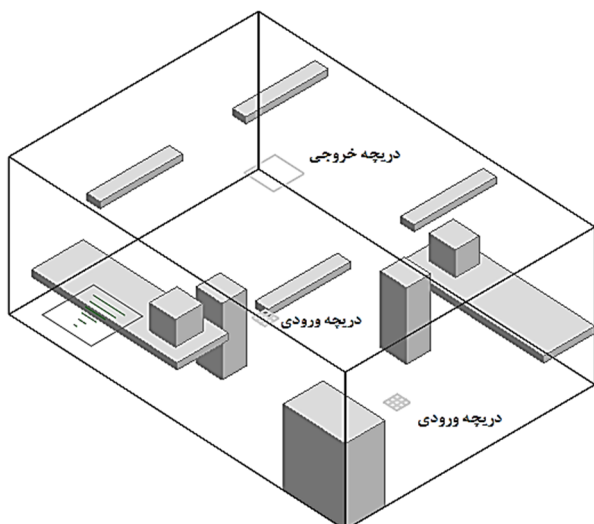
در صورت استفاده از سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی در برخی از فضاها، امکان انتشار گرد و غبار از کف به هوای داخل وجود دارد به همین دلیل دریچه‌ی ورودی باید در قسمت‌های بدون گرد و غبار کف نصب شود. انتشار گرد و غبار از کف یکی از معایب این سیستم در مکان‌هایی با کاربری آموزشی، درمانی و ... می‌باشد.

۲- تحقیقات پیشین

تاکنون تحقیقات متنوعی در زمینه‌ی آسایش حرارتی، کیفیت هوا و مصرف انرژی سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی صورت گرفته است. گورتن [۱] با بررسی سیستم توزیع هوای زیرسطحی به این نتیجه رسید که به دلیل این‌که در این سیستم، تنها ناحیه سکونت افراد نیاز به تهویه دارد، این سیستم ذاتاً پتانسیل کاهش مصرف انرژی را دارد. دالی [۲] به بررسی مزایای حاصل از سیستم توزیع هوای زیرسطحی پرداخت و سه مزیت اصلی برای این سیستم توزیع هوا برشمرد که عبارت‌اند از: افزایش قابلیت تغییر در دکوراسیون، جلوگیری از کوران و مصرف انرژی کمتر.

بامن و دالی [۳] سیستم توزیع هوای زیرسطحی را از نظر پتانسیل عملکردی نسبت به سیستم تهویه اختلاطی، مورد بررسی قرار دادند. العجمی و العامر [۴] به بررسی بهینه بودن استفاده از سیستم توزیع هوای زیرسطحی در ساختمان‌های تجاری و برای دماهای ورودی مختلف پرداختند.

کوآو چانگ [۵] تأثیرات موقعیت دریچه‌های ورودی و خروجی بر آسایش حرارتی در ناحیه اسکان را مورد بررسی قرار دادند. لم و چان [۶] توزیع دما و حرکت هوا را در یک سالن ژیمناستیک تهویه شده در هنگ کنگ مورد



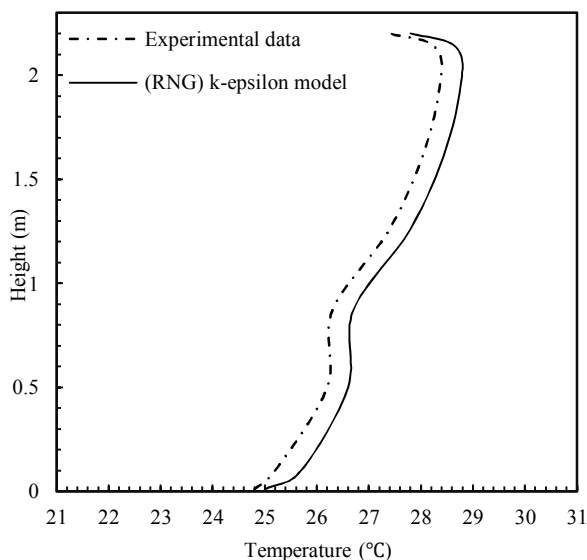
شکل ۱ فضای مورد اعتبارسنجی

در شبیه‌سازی فضای نمونه، موارد زیر در نظر گرفته شده است: شرط مرزی در نظر گرفته شده برای دیوارها از نوع دما ثابت (شرط مرزی نوع دیریکله) است. اندازه دما در مرزها با دمای واقعی سطوح اتاق حاصل از مطالعه تجربی این فضای نمونه توسط کوبایشی [۱۰] برابر می‌باشند.

جدول ۱ شرایط مرزی جداره‌های فضا

دما (°C)	تحتانی	فوقانی	شمالی	جنوبی	غربی	شرقی
۲۵	۲۷/۴	۲۶/۸	۲۶/۸	۲۶/۸	۲۵/۸	۲۸/۶

منابع تولید گرما در اتاق علاوه بر دیوارها و افراد، عبارت‌اند از: لامپ، کامپیوتر.



شکل ۲ مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی در امتداد $X=3/045$, $Z=0/605$

نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مدل اغتشاشی k-ε، توسط داده‌های تجربی در امتداد ارتفاع اتاق مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج فوق حاکی از دقت بالای مدل k-ε برای مدل‌سازی سیستم توزیع هوای در فضای داخلی

بررسی قراردادن، نتایج تحقیق یاد شده حاکی از این بود که مکان دریچه خروجی تأثیر بسیار زیادی بر طبقه‌بندی دمایی در یک سالن ژیمناستیک دارد و از این رو به‌طور شاخص بار سرمایی سالیانه سیستم را تحت تأثیر قرار می‌دهد. اختلاف دمای بسیار زیاد در ناحیه اسکان از جمله مسائل اساسی آسایش حرارتی است که سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی با آن مواجه هستند، اگرچه ژانگ و همکاران [۷] و فونگ و همکاران [۸] نشان دادند که اگر از یک سیستم توزیع هوای زیرسطحی (که به درستی طراحی شده باشد) استفاده شود، می‌توان انتظار یک محیط دمایی مناسب داشت. در تحقیقات انجام شده، تأثیر فاصله دریچه‌ی ورود هوا از افراد، بر آسایش حرارتی ساکنین سنجیده نشده است لذا در این تحقیق سعی شده است تا احساس آسایش حرارتی افراد در مکان‌های مختلف دریچه‌ی ورود هوا مورد بررسی و ارزیابی قرار بگیرد.

۳- معادلات حاکم

در این تحقیق، معادلات حاکم شامل دو بخش معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت و معادلات مربوط به احساس حرارتی افراد می‌باشد. معادلات حاکم بر جریان پایا و غیرقابل تراکم با فرض ثابت بودن خواص سیال شامل معادلات پیوستگی، بقای تکانه خطی، انرژی، گونه و ... است. بخش دوم معادلات مربوط به بدن و شرایط آسایش حرارتی می‌باشد که به منظور ارزیابی احساس حرارتی افراد از مدل فنر [۹] استفاده شده است. معادله شاخص آسایش حرارتی مدل فنر در رابطه ۱ ارائه شده است:

$$PMV = (0.028 + 0.303 \exp(-0.036M))[(M - W) - 0.00305(5733 - 6.99(M - W) - P_a) - 0.42((M - W) - 58.15) - 1.7 \times 10^{-5}M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - T_a) - f_{cl}h_t(T_{cl} - T_o)] \quad (1)$$

$$T_{cl} = T_{sk} - f_{cl}I_{cl}h_t(T_{cl} - T_o) \quad (2)$$

که T_{sk} دمای سطح پوست افراد (°C) است و به کمک رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$T_{sk} = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (3)$$

همچنین در معادله فوق M نرخ متابولیک افراد ($W.m^{-2}$), W نرخ کار خارجی افراد ($W.m^{-2}$), P_a فشار بخار هوا (Pa), T_a دمای هوا (°C), T_{cl} دمای سطح لباس (°C), T_o دمای عملکردی (°C), I_{cl} مقاومت حرارتی لباس ($W.m^{-2}.k^{-1}$), f_{cl} فاکتور سطح لباس (بی‌بعد) و h_t ضریب انتقال حرارت کلی روی سطح لباس ($W.m^{-2}.k^{-1}$) می‌باشد. f_{cl} فاکتور لباس است و به منظور در نظر گرفتن افزایش سطح تبادل حرارتی به دلیل ضخامت لباس مطرح می‌گردد.

۴- اعتبارسنجی

به‌منظور تحلیل سیالاتی و پیش‌بینی نحوه‌ی رفتار سیستم پیش رو از حلگر عددی اپن فوم استفاده شده است. سیستم توزیع هوای زیرسطحی پیش رو با استفاده از مدل توربولانسی k-ε RNG مورد تحلیل واقع شده است. فضای نمونه مورد بررسی، اتاقی به ابعاد $2/27 \times 3/65 \times 5/16$ مترمکعب می‌باشد (شکل ۱).

به منظور پیش بینی درصد نارضایتی افراد به دلیل کوران، استاندارد ایزو ۷۷۳۰ شاخص نرخ کوران^۱ را بصورت رابطه زیر معرفی کرده است [۱۱].

$$DR = (34 - t_{a,l}) \times (\bar{v}_{a,l} - 0.05)^{0.62} \times (0.37 \times \bar{v}_{a,l} \times Tu + 3.14) \quad (4)$$

بیشترین نرخ کوران مربوط به حالت ۴ بوده که ۶/۶ می باشد. همچنین کمترین نرخ کوران در حالت ۲ اتفاق افتاده است.

جدول ۳ نرخ کوران

حالت	کوران
Model 1	۳/۵
Model 2	۳/۳
Model 3	۳/۸
Model 4	۶/۶

۷- شاخص اثربخشی نسبی تهویه

شاخص اثر بخشی نسبی تهویه^۲، توانایی سیستم تهویه در نزدیک کردن غلظت آلاینده ها در محدوده حضور افراد به غلظت آلاینده ها در هوای ورودی است [۱۲].

$$E_r = \frac{C_{exhaust} - C_{supply}}{C_{oz} - C_{supply}} \quad (5)$$

هر چه مقدار E_r بیشتر باشد، کارآمدی سیستم تهویه بیشتر است. همانطور که از جدول زیر مشخص است کمترین آلاینده در محدوده سکونت مربوط به حالت ۴ بوده به همین دلیل دارای بیشترین شاخص اثر بخشی نسبی تهویه می باشد.

جدول ۴ غلظت آلاینده ها

حالت	میزان آلاینده محدوده سکونت (ppm)	میزان آلاینده محدوده غیر سکونت (ppm)	میزان آلاینده دریاچه خروجی (ppm)	E_r
Model 1	۸۹۵	۱۱۵۸	۱۳۵۳	۱/۹۳
Model 2	۱۴۰۶	۱۴۴۷	۱۴۰۳	۱
Model 3	۱۳۱۰	۱۳۱۸	۱۳۰۲	۰/۹۸
Model 4	۷۲۲	۱۱۳۰	۱۱۸۵	۲/۴۴

۸- ضریب بهره‌وری انرژی

برای بررسی عملکرد سیستم‌های تهویه متمرکز معمولاً از پارامتر ضریب بهره‌وری انرژی استفاده می‌شود. ضریب بهره‌وری انرژی در واقع شاخصی برای سنجش میزان کارآمدی سیستم تهویه متمرکز است و نشان می‌دهد که تا چه حد سیستم تهویه بر روی هدف اصلی یعنی تهویه محیط اشغال شده توسط انسان متمرکز شده است. این پارامتر پیش از این توسط لین و همکاران بصورت زیر تعریف شده است [۱۳].

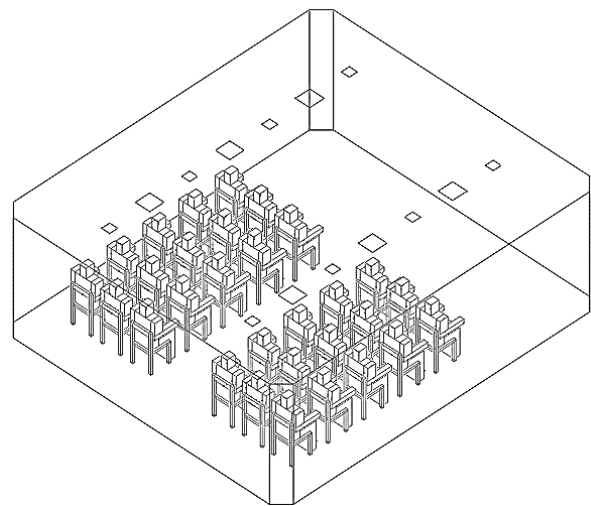
ساختمان می‌باشد. درصد اختلاف مقدار تجربی با مقدار پیش‌بینی شده توسط نرم‌افزار، زیر ۱۰ درصد می‌باشد.

۵- شبیه‌سازی فضای نمونه

فضای نمونه مورد بررسی، اتاقی به ابعاد ۵/۶×۸×۳/۵ مترمکعب با کاربری آموزشی می‌باشد. تجهیزات در نظر گرفته شده در اتاق عبارت‌اند از: سی عدد دریاچه ورودی هوا، شش دریاچه خروجی هوا، هشت عدد لامپ، سی شخص ساکن. در شبیه‌سازی فضای نمونه، موارد زیر در نظر گرفته شده است: شرط مرزی در نظر گرفته شده برای دیوارها، سقف و کف از نوع عایق می‌باشد.

نرخ جریان هوای ورودی برای تمام حالات شبیه سازی برابر با ۰/۲۱۸ مترمکعب بر ثانیه برای کل فضا (ACH=۵) و دمای هوای ورودی از تمامی دریاچه‌ها ۱۸ درجه سانتی‌گراد می‌باشد (از افزایش دمای هوا بین دریاچه‌ها صرف‌نظر شده است).

شار گرمایی هر شخص ساکن در فضای نمونه ۱۰۴/۶۸ وات و شار گرمایی لامپ ۶۰ وات می‌باشد.



شکل ۳ فضای نمونه متقارن مورد بررسی با کاربری آموزشی

در هر چهار حالت، تمام شرایط مدل از جمله محل دریاچه خروج ثابت بوده و تنها محل قرارگیری دریاچه ورودی با شرط یکسان بودن حجم هوای ورودی به اتاق تغییر می‌کند.

جدول ۲ حالت‌های مورد بررسی سیستم توزیع هوای زیر سطحی

حالت	تعداد دریاچه ورودی	ابعاد دریاچه ورودی (cm)	محل قرارگیری دریاچه ورودی	سرعت هوای ورودی (m/s)
Model 1	۳۰ عدد	۸/۵×۸/۵	زیر صندلی	۱
Model 2	۳۰ عدد	۸/۵×۸/۵	جلوی پای افراد	۱
Model 3	۱۰ عدد	۴۶/۶×۵	داخل راهرو	۰/۹۳
Model 4	۴ عدد	۲۶/۱×۵۰	روی دیوار	۰/۴۲

۶- کوران

¹ Draught Rating

² Relative Ventilation Effectiveness

- [8] M. Fong, Z. Lin, K. Fong, T. T. Chow, T. Yao, Evaluation of thermal comfort conditions in a classroom with three ventilation methods, *Indoor Air*, Vol. 21, No. 3, pp. 231-239, 2011.
- [9] P. O. Fanger, Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering, *Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering.*, 1970.
- [10] N. Kobayashi, Q. Chen, Floor-supply displacement ventilation in a small office, *Indoor and Built Environment*, Vol. 12, No. 4, pp. 281-291, 2003.
- [11] ISIRI-14384, Determination of thermal comfort PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, Institute of Standards and Industrial Research of Iran, 2012. (In Persian)
- [12] G. Cao, H. Awbi, R. Yao, Y. Fan, K. Sirén, R. Kosonen, J. J. Zhang, A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings, *Building and Environment*, Vol. 73, pp. 171-186, 2014.
- [13] W. Liu, Z. Lian, Y. Yao, Optimization on indoor air diffusion of floor-standing type room air-conditioners, *Energy and buildings*, Vol. 40, No. 2, pp. 59-70, 2008.

$$EUC = \frac{T_{uz} - T_s}{T_{oz} - T_s} \quad (6)$$

T_{uz} و T_{oz} به ترتیب دمای متوسط هوا در قسمت اشغال نشده و در قسمت اشغال شده بوده همچنین T_s بیان کننده دمای هوای ورودی در سیستم تهویه می باشد. در هر چهار حالت برابر ۱۸ درجه سانتی-گراد می باشد.

جدول ۵ ضریب بهره‌وری انرژی

EUC	دمای غیر قابل سکونت (°C)	دمای محدوده سکونت (°C)	حالت
۱/۵۴	۲۳/۷	۲۱/۷	Model 1
۱/۲۸	۲۳/۵	۲۲/۳	Model 2
۱/۲۹	۲۳/۴	۲۲/۲	Model 3
۱/۳۹	۲۴/۴	۲۲/۶	Model 4

با توجه به دمای محدوده سکونت و غیر سکونت، بیشترین ضریب بهره‌وری انرژی مربوط به حالت اول و کمترین ضریب بهره‌وری مربوط به حالت دوم می باشد.

۹- نتیجه‌گیری

در این تحقیق به بررسی اثرات محل قرارگیری دریچه‌های ورود هوا بر کیفیت هوای داخل، کوران و مصرف انرژی در یک اتاق با کاربری آموزشی که از سیستم توزیع هوای زیر سطحی استفاده شده، پرداخته شده است. به این منظور دریچه ورودی هوا در چهار حالت مقابل صندلی، زیر صندلی، داخل راهرو و روی دیوار با دبی ورودی یکسان قرار داده شد و تأثیر این مکان بر شاخص اثر بخشی نسبی تهویه، ضریب بهره‌وری انرژی و کوران مورد بررسی قرار گرفت.

نتایج حاکی از آن است که در حالت ۱، با قرارگیری دریچه ورود هوا زیر صندلی افراد، کوران نرخ کمتری خواهد داشت همچنین ضریب بهره‌وری انرژی به ۱/۵۴ خواهد رسید که بیشترین بهره‌وری انرژی را در بین حالات‌های شبیه‌سازی شده دارا می باشد. شاخص اثر بخشی نسبی تهویه نیز در این حالت ۱/۹۳ بوده که نشان دهنده کارآمدی سیستم تهویه می باشد.

۱۰- مراجع

- [1] H. Bagheri, R. Gorton, Verification of stratified air-conditioning design, *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, No. 2, pp. 10, 1987.
- [2] A. Daly, Underfloor air distribution: lessons learned, *ASHRAE journal*, Vol. 44, No. 5, pp. 21, 2002.
- [3] F. S. Bauman, A. Dally, *Underfloor air distribution (UFAD) design guide*: Amer Soc of Electroplated Plastics, 2003.
- [4] A. Alajmi, W. El-Amer, Saving energy by using underfloor-air-distribution (UFAD) system in commercial buildings, *Energy conversion and management*, Vol. 51, No. 8, pp. 1637-1642, 2010.
- [5] J.-Y. Kuo, K.-C. Chung, The effect of diffuser's location on thermal comfort analysis with different air distribution strategies, *Journal of Building Physics*, Vol. 22, No. 3, pp. 208-229, 1999.
- [6] J. C. Lam, A. L. Chan, CFD analysis and energy simulation of a gymnasium, *Building and Environment*, Vol. 36, No. 3, pp. 351-358, 2001.
- [7] Z. Lin, T. Chow, K. Fong, Q. Wang, Y. Li, Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part I: thermal comfort, *International journal of refrigeration*, Vol. 28, No. 2, pp. 276-287, 2005.