

# 全空气空调系统室内环境及热舒适性模拟研究

徐浩\*, 段小汇, 段文勇

盐城工学院电气工程学院, 江苏 盐城

收稿日期: 2023年2月12日; 录用日期: 2023年5月8日; 发布日期: 2023年5月15日

## 摘要

全空气空调系统根据空气来源可以分为直流式系统, 一次回风系统和二次回风系统。本文采用计算流体力学(CFD)数值模拟方法, 分别模拟直流式系统、一次回风系统和二次回风系统对室内环境的影响, 研究三种空调系统对预测平均热感觉投票PMV的影响。通过对室内气流组织, 温度场, 相对湿度场和热舒适性的分析, 结果表明, 直流式系统中, 新风和室内空气混合程度高于回风式空调系统; 二次回风系统室内温度最高, 加热效果最好。在回流区, 二次回风系统的PMV指标最高, 根据人体热感觉指标, 二次回风系统更舒适。

## 关键词

全空气空调系统, 热舒适性, 数值模拟, 热湿环境

# Simulation Research on Indoor Environment and Thermal Comfort of Total Air Conditioning System

Hao Xu\*, Xiaohui Duan, Wenyong Duan

School of Electrical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu

Received: Feb. 12<sup>th</sup>, 2023; accepted: May 8<sup>th</sup>, 2023; published: May 15<sup>th</sup>, 2023

## Abstract

All-air conditioning systems can be divided into DC air conditioning systems, primary return air conditioning systems and secondary return air conditioning systems according to the air source. In this paper, the computational fluid dynamics (CFD) numerical simulation method is used to simu-

\*通讯作者。

late the influence of the DC air conditioning system, the primary return air conditioning system and the secondary return air conditioning system on the indoor environment, and study the effects of the three air conditioning systems on predicting the average thermal sensation vote PMV impact. Through the analysis of indoor air distribution, temperature field, relative humidity field and thermal comfort, the results show that the mixing degree of fresh air and indoor air in the DC air conditioning system is higher than that of the return air conditioning system; the indoor temperature of the secondary return air conditioning system The highest, the heating effect is the best. In the return area, the PMV index of the secondary air-conditioning system is the highest. According to the thermal sensation index of the human body, the secondary air-conditioning system is more comfortable.

## Keywords

Total Air Conditioning System, Thermal Comfort, Numerical Simulation, Thermal Humidity Environment

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

随着社会经济的快速发展和生活水平的不断提高,人们对室内空调热舒适性的要求也越来越高。如今降低能耗,提供绿色健康的室内环境已经成为空调系统设计的重点。研究空调室内热湿环境,分析温度场、湿度场等参数对人体热舒适性[1]的影响具有重要意义。在空调系统中,室内气流组织对人体的热舒适性有直接的影响。

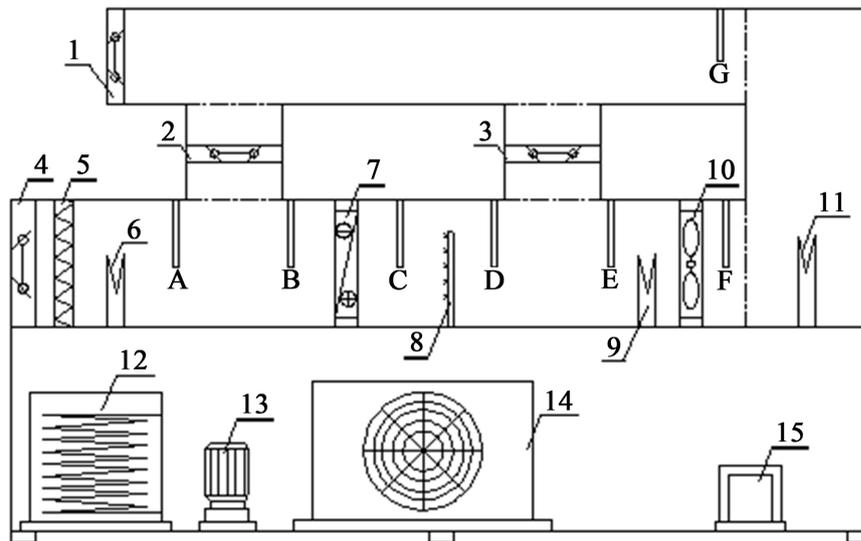
1974年, Nieleesen首次将计算流体动力学技术(CFD)应用于室内通风和空调领域[2]。ZeQin Liu (2014年)等人[3]利用 ANSYS CFX 软件,研究三种典型空调送风方式对室内热环境及热舒适性的影响,结果表明上部送风方式热舒适性更好,满足室内舒适性的需求。L. KouFi (2017)等人[4]利用 CFD 技术,研究不同通风模式对室内气流组织和污染物扩散的影响,结果表明通风模式和进出口位置对提高通风效率以及改善室内空气质量有着巨大的影响。由于新冠肺炎的流行, Fangyuan Zhang 和 Yuji Ryu [5]认为气流分配是空调系统设计的一个重要方面,他们研究不同通风方式对室内温度和湿度分布的影响。结果表明通风方式对室内墙面上的冷凝分布有着显著影响。1970年, Fanger 教授[6]通过 1396 名学生的冷暖感觉实验数据,提出了预测平均热感觉投票 PMV (predicted mean vote)。PMV 指标综合考虑了空气温度、平均辐射温度、相对湿度、空气速度、新陈代谢率和服装热阻六个参数。2018年,王瑞[7]等人对典型住宅空调房间环境进行试验测试,结果表明,满足 PMV 在-0.5~0.5 之间的情况下,夏季空调室内温度范围为 25°C~28°C,冬季空调室内舒适度温度范围为 22°C~25°C。2020年,何博和李建建[8]对冬季空调房间内的气流组织和热环境进行数值模拟,研究人体模型周围的速度场、温度场以及 PMV 指标,结果表明制热工况下调整空调导风板角度,可以提高人体舒适性。2020年, Jing Xu 等人[9]利用 PMV-PPD 指标分析三种通风系统在不同送风温度下人体的舒适性,结果表明置换通风系统最适合的送风温度为 19°C、20°C 和 24°C,地层通风系统最适合的送风温度为 21°C、22°C 和 23°C,地板下空气分配系统最适合的送风温度为 18°C。

本文采用 ANSYS CFX 数值模拟软件[10],对直流式系统、一次回风系统和二次回风系统[11] [12] [13] [14] [15]进行对比研究,分析三种系统室内温度场、速度场和湿度场的分布情况,探讨三种系统对预测热感觉投票 PMV 的影响。

## 2. 计算模型

### 2.1. 研究对象

本文以浙江天煌科技实业有限公司的 THPZKC-1 型全空气空调系统实验装置[16]为研究对象, 实验装置如图 1 所示。该实验装置主要由空气循环系统、风冷热泵系统、冷(热)媒水系统和蒸汽系统组成。空气循环系统由空气处理机组、模拟房间和回(排)风管组成。根据不同空气流动模式, 实验装置可以分为直流式系统和回风式系统(一次回风系统和二次回风系统)。直流式系统处理的空气全部来自室外新风, 新风经过空气处理装置处理后由送风机送入室内, 消除室内的冷、热负荷后排除室外。一次回风系统是将房间抽回的空气与室外空气混合、处理后再送入房间中。二次回风系统是将房间抽回的一部分空气与室外新风混合、处理, 另一部分回风与冷却处理后的空气进行二次混合后再送入房间中。



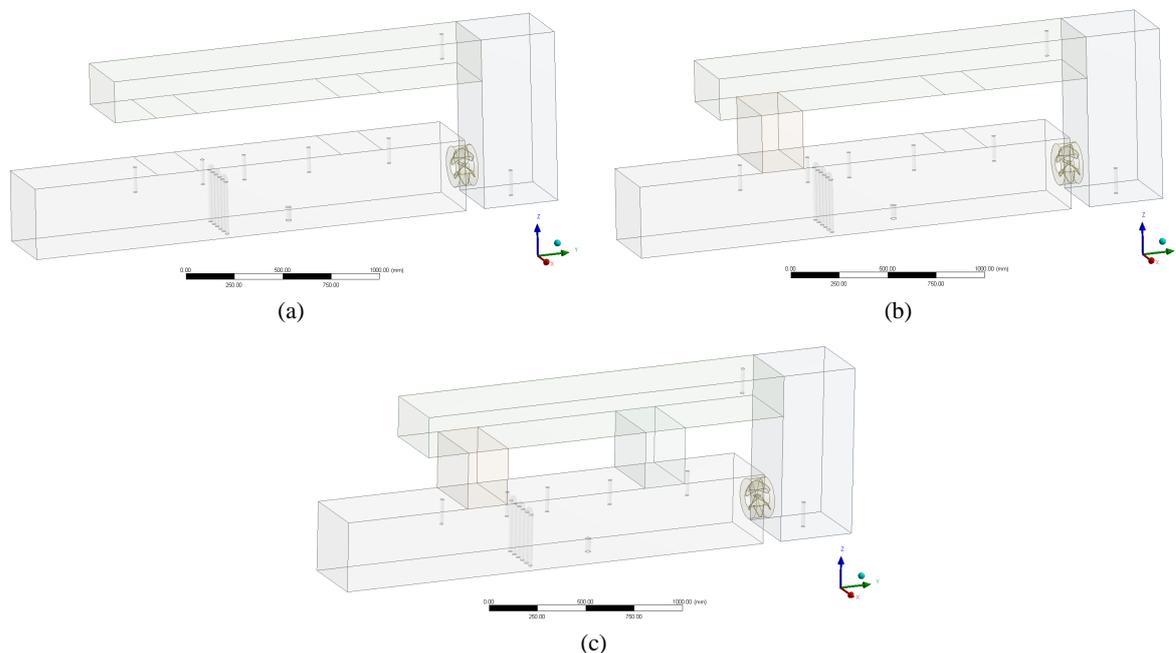
1-排风调节阀; 2-一次回风调节阀; 3-二次回风调节阀; 4-新风调节阀; 5-新风过滤器; 6-预热器; 7-表面式换热器; 8-蒸汽喷管; 9-再热器; 10-送风机; 11-电热源; 12-沉浸式换热器; 13-水泵; 14-风冷热泵模块机; 15-蒸汽发生器。

Figure 1. Experimental setup

图 1. 实验装置

### 2.2. 物理模型

THPZXC-1 型全空气空调系统在不同空气流动模式下物理模型如图 2 所示。空气处理机组中有 5 个温湿度传感器, 3 个 U 型表面式换热器, 1 个蒸汽喷管; 模拟房间中有 1 个温湿度传感器; 排风管中有 1 个温湿度传感器。各部分具体尺寸如下: 空气处理机组的尺寸为 2351 mm × 388 mm × 378 mm, 送风机的尺寸为 108.17 mm × 100 mm, 模拟房间的尺寸为 401 mm × 388 mm × 904 mm, 排风管道的尺寸为 2007 mm × 388 mm × 220 mm, 一次回风管和二次回风管的尺寸为 388 mm × 224 mm × 306 mm。对全空气空调系统分别采用直流式系统, 一次回风系统和二次回风系统进行研究。本文中直流式系统, 一次回风系统和二次回风系统的进风口和出风口的位置和尺寸相同, 进风口尺寸为 388 mm × 378 mm, 出风口尺寸为 388 mm × 220 mm, 三种系统均采用下送上回的送风方式。直流式系统关闭一次回风调节阀和二次回风调节阀, 打开新风调节阀和排风调节阀, 如图 2(a)所示。一次回风系统打开一次回风调节阀, 关闭二次回风调节阀, 打开新风调节阀和排风调节阀, 如图 2(b)所示。二次回风系统打开一次回风调节阀和二次回风调节阀, 打开新风调节阀和排风调节阀, 如图 2(c)所示。



**Figure 2.** Experimental setup. (a) DC system; (b) Primary return air system; (c) Secondary return air system  
**图 2.** 全空气空调系统物理模型。(a) 直流式系统；(b) 一次回风式系统；(c) 二次回风系统

### 2.3. 数学模型

在建立数学模型之前，为简化模型，提出以下假设：

- 1) 不考虑重力场对空气和水蒸气的影响；
- 2) 室内空气和水蒸气为不可压缩流体，为湍流流动；
- 3) 房间为密封绝热空间；
- 4) 不考虑房间壁面的结露现象；

该数值模拟模型应用了质量连续性方程、动量连续性方程、能量连续性方程和标准  $k-\varepsilon$  湍流模型。本文还对室内湿度进行研究，需要添加组分运输模拟对室内空气湿度进行描述。

质量连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (1)$$

式中： $\rho$ ——气流密度， $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ；

$t$ ——时间， $s$ ；

$v$ ——气流速度， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ， $i=1, 2, 3$  表示 X、Y、Z 方向。

动量连续性方程：

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

式中： $P_a$ ——静压， $\text{Pa}$ ；

$x$ ——各轴方向， $i, j=1, 2, 3$  分别表示 X、Y、Z 方向，且  $i \neq j$ ；

$\tau_{ij}$ ——应力张量， $\text{Pa}$ ；

$\rho g_i$ —— $i$  方向由重力导致的体积力， $\text{N}$ ；

$F_i$ ——其他源项, N。

能量连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p T v_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}(k + k_i) \frac{\partial T}{\partial x_i} + S_T \quad (3)$$

式中:  $k$ ——分子运动所产生的导热系数,  $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$ ;

$k_i$ ——因为湍流所导致的导热系数( $k_i = c_p \mu t / \text{Pr}_i$ ),  $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$ ;

$T$ ——温度, K;

$S_T$ ——源项, W。

组分运输守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla(\rho v Y_i) = -\nabla J_i + R_i + S_i \quad (4)$$

式中:  $Y_i$ 表示求解对流扩散方程中每个组分的质量分数;

$v$ ——矢量速度;

$J_i$ ——每个组分的扩散通量;

$R_i$ ——化学反应产生的源项;

$S_i$ ——物理过程产生的源项。

PMV 指标综合考虑空气温度、平均辐射温度、相对湿度、空气速度、新陈代谢率和服装热阻六个参数。PMV 指标与人体热感觉之间的关系见表 1。PMV 指标越接近 0, 人体的舒适性越好。

**Table 1.** The relationship between PMV index and human thermal sensation

**表 1.** PMV 指标与人体热感觉的关系

PMV	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
热感觉	热	暖	微暖	舒适	微凉	凉	冷

PMV 与上述 6 个参数之间的关系如下所示:

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

式中:  $M$ ——人体代谢率,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

$W$ ——人体做功功率,  $\text{W}/\text{m}^2$ ;

$p_a$ ——环境空气中水蒸气分压力, Pa;

$t_a$ ——人体周围空气温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\bar{t}_r$ ——平均辐射温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$f_{cl}$ ——服装表面积系数;

$t_{cl}$ ——服装表面温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$h_c$ ——表面传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

在本文研究中,  $M$  定义为 1 met, 即  $58.2 \text{ W}/\text{m}^2$ ;  $W$  被定义为  $0 \text{ W}/\text{m}^2$ , 因为人类的处在静坐状态。  $I_{cl}$

定义为 1.0 clo，属于冬季服装类型。根据三种系统的数值模拟结果，定义  $t_a$ ， $p_a$  和  $v_a$ 。

## 2.4. 边界条件

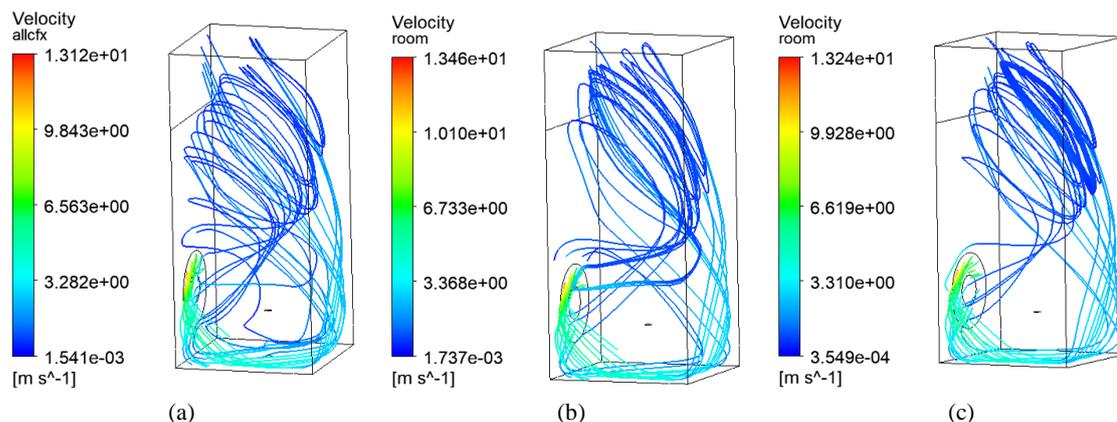
入口边界条件设置为固定送风参数，送风风速为 0.05 m/s，送风温度为 6℃，送风相对湿度为 30%；出口边界条件为一个标准大气压；壁面边界条件为无滑移壁面；表面式换热器的温度为 30℃；风扇转速为 300 rev/min。设定房间内初始温度为 6℃，相对湿度为 30%。

## 3. 模拟结果及分析

通过数值模拟计算，对比分析三种不同空气来源下(直流式系统、一次回风式系统和二次回风式系统)空调系统室内温度场，湿度场和气流组织的分布情况。三种空调系统采用统一的下送上回的送风方式。

### 3.1. 气流组织情况分析

图 3 为三种不同空气来源下室内气流组织的分布情况。图 3(a)表示直流式工况下，新风经过空气处理机组处理之后，在送风机的作用下输送到模拟房间中。由图 3(a)可以发现，新风进入模拟房间中，小部分直接流向低压出风口；大部分新风受送风机高速转动的影响，新风从送风机流出，沿着模拟房间四周向上流动，在模拟房间出风口处形成涡流。图 3(b)和图 3(c)模拟房间中的气流组织分布和图 3(a)相似。通过对比图 3(a)，图 3(b)和图 3(c)三种空气来源的气流组织分布，可以发现直流式系统新风与模拟房间内空气混合程度最高，其次是一次回风式系统，二次回风式系统的混合程度最低。二次回风式系统模拟房间中气流流速相比于直流式系统和一次回风式系统更为缓和，二次回风式系统模拟房间中的涡流区域是三种系统中最小的。

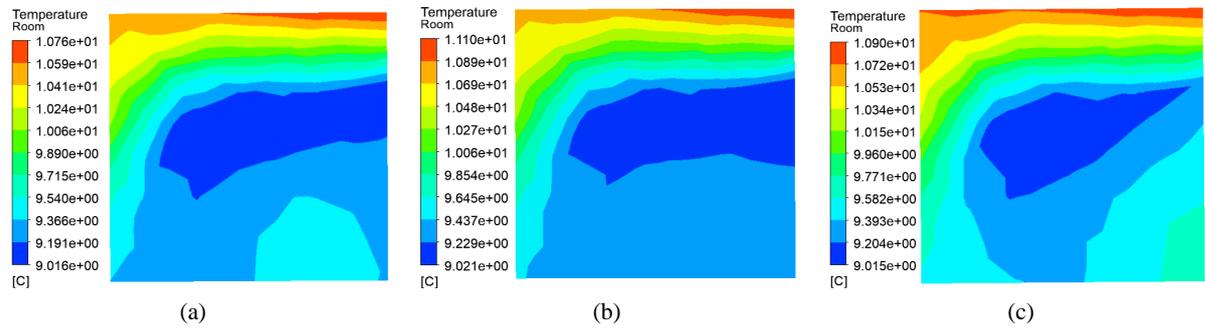


**Figure 3.** Air flow lines in the interior of three air-conditioning systems. (a) DC system; (b) Primary return air system; (c) Secondary return air system

**图 3.** 三种空调系统室内的气流组织。(a) 直流式系统；(b) 一次回风式系统；(c) 二次回风系统

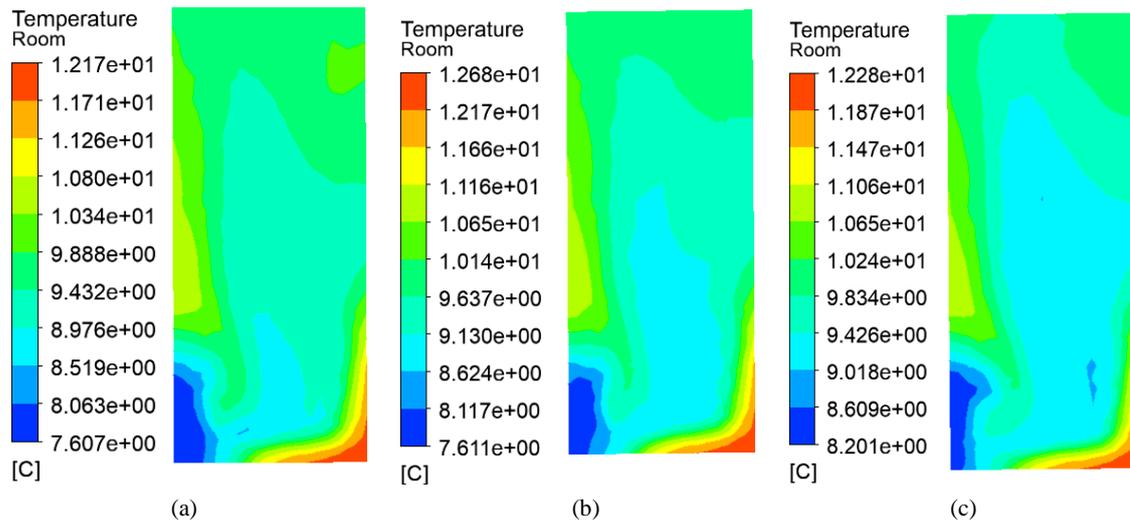
### 3.2. 温度场分析

三种不同空气来源模拟房间内  $Z = 500 \text{ mm}$  和  $Y = 2600 \text{ mm}$  截面的温度分布如图 4 和图 5 所示。新风(冷风)进入空气处理机组后，与空气处理机组中的表面式换热器进行热交换，然后通过送风机输送到模拟房间中，与模拟房间中的空气进行热传递。结合图 3 三种空气来源的气流组织分布，可以看出经过热交换后的新风聚集在低压出风口附近，房间壁面周围温度上升明显，房间中心位置温度分布均匀。三种空调系统在房间四周的温度梯度十分相似。三种空调系统在  $Z = 500 \text{ mm}$  处的平均温度分别为 9.58℃，9.66℃和 9.70℃。



**Figure 4.** Three kinds of air-conditioning system horizontal section ( $Z = 500$  mm) temperature distribution. (a) DC system; (b) Primary return air system; (c) Secondary return air system

**图 4.** 三种空调系统水平截面( $Z = 500$  mm)温度分布。(a) 直流式系统; (b) 一次回风式系统; (c) 二次回风系统



**Figure 5.** Temperature distribution of vertical section ( $Y = 2600$  mm) of three air-conditioning systems. (a) DC system; (b) Primary return air system; (c) Secondary return air system

**图 5.** 三种空调系统垂直截面( $Y = 2600$  mm)温度分布。(a) 直流式系统; (b) 一次回风式系统; (c) 二次回风系统

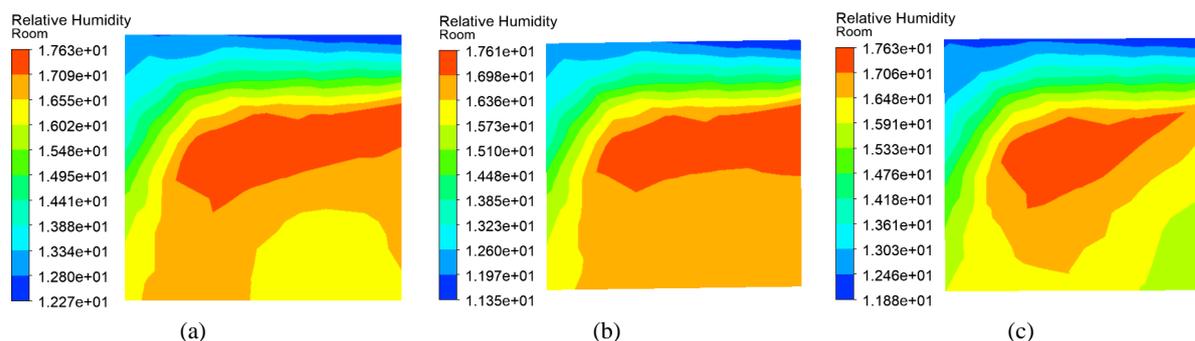
图 5 可以看出, 三种系统在垂直截面下的温度分布趋势十分相似。结合图 3 房间内部空气流线, 图 5 可以看出在房间内部一侧角落温度很高, 因为加热过的新风在风扇转动下送入房间, 新风沿着一侧墙壁壁面移动, 与模拟房间中空气进行热传递, 对模拟房间起到加热效果; 模拟房间另一侧壁面的温度较低, 因为新风沿着壁面流动, 在低压出风口的影响下, 新风不断向上流动, 与另一侧壁面的空气混合程度较低。

三种系统中, 二次回风系统房间内部温度分布最均匀, 其次是一次回风系统。三种系统在  $Y = 2600$  mm 处的平均温度分别为  $9.39^{\circ}\text{C}$ ,  $9.51^{\circ}\text{C}$  和  $9.63^{\circ}\text{C}$ , 二次回风系统室内平均温度较高, 加热效果最好。因为一次回风式系统和二次回风式系统将模拟房间排除的空气, 通过回风管道再次送入模拟房间中, 省去了再热过程, 提高模拟房间内部的温度。

### 3.3. 湿度场分析

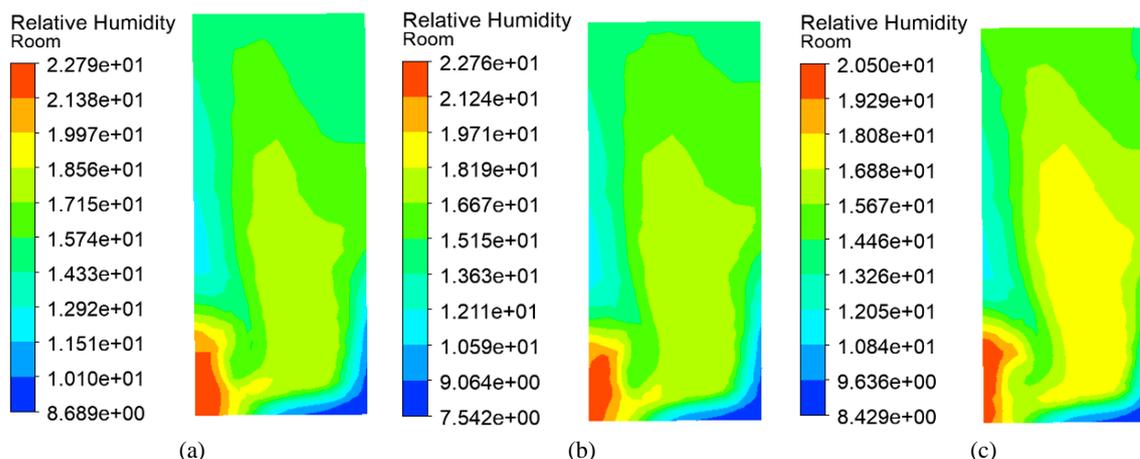
图 6 和图 7 为相同条件下, 三种系统分别在  $Z = 500$  mm 和  $Y = 2600$  mm 截面相对湿度分布。三种系统相对湿度分布规律都是房间中间位置的相对湿度值高于房间四周的相对湿度值, 导致这样现象的原因是加热后的新风沿着房间底部的墙壁移动, 在低压出风口的作用下, 沿着墙壁向上移动, 在出风

口附近形成回流。新风与房间四周和出风口的热交换效果明显，房间四周和出风口温度升高，相对湿度降低。图 6 所示三种系统在  $Z = 500 \text{ mm}$  处平均相对湿度分别为 15.84%，15.59% 和 15.46%，图 7 所示三种系统在  $Y = 2600 \text{ mm}$  处平均相对湿度分别为 16.51%，16.14% 和 15.71%。对比图 4，图 5，图 6 和图 7 温度分布和相对湿度分布，可以看出温度分布趋势与相对湿度分布趋势相反，温度越高，相对湿度越低。



**Figure 6.** The relative humidity distribution of the horizontal section ( $Z = 500 \text{ mm}$ ) of three air-conditioning systems. (a) DC system; (b) Primary return air system; (c) Secondary return air system

**图 6.** 三种空调系统水平截面( $Z = 500 \text{ mm}$ )相对湿度分布。(a) 直流式系统；(b) 一次回风式系统；(c) 二次回风系统



**Figure 7.** The relative humidity distribution of the horizontal section ( $Y = 2600 \text{ mm}$ ) of three air-conditioning systems. (a) DC system; (b) Primary return air system; (c) Secondary return air system

**图 7.** 三种空调系统水平截面( $Y = 2600 \text{ mm}$ )相对湿度分布。(a) 直流式系统；(b) 一次回风式系统；(c) 二次回风系统

### 3.4. 热舒适性分析

通过 MATLAB 软件，对三种不同空气来源下室内中热舒适性进行计算分析。根据数值计算求得的速度值，温度值和湿度值，分别计算三种空气来源下室内各截面的 PMV 指标。如图 8 所示。

如图 8 所示，随着高度的变化，三种系统的 PMV 指标略有变化。当高度增加时，三种系统 PMV 值都呈现增加趋势。在送风机附近( $Z = 400 \text{ mm}$ )，二次回风式系统的 PMV 指标最高，其次是直流式系统。在回流区域( $Z = 400 \sim 600 \text{ mm}$ )处，三种系统受空气流速的影响，PMV 指标变化明显。三种系统在出口风附近( $Z = 650 \text{ mm}$ )处的 PMV 指标最高，是因为出风口附近的空气流速缓慢，有利于室内热舒适性。二次回风式系统室内温度值较高，加热效果较好，室内气流流速相对缓慢。二次回风式系统室内各位置的 PMV 指标最高，二次回风式系统室内热舒适性高于直流式系统和一次回风式系统。

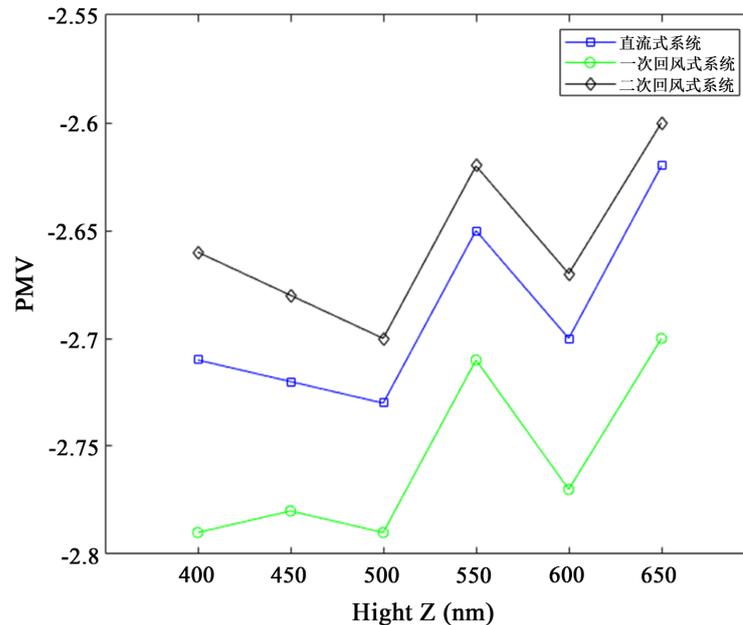


Figure 8. PMV values of the three systems at different altitudes

图 8. 三种系统在不同高度的 PMV 值

#### 4. 结论

通过对空调工程中三种空调系统的对比研究，得出以下结论：

1) 三种空调系统的回流区都位于出风口附近。直流式系统房间内空气与新风的混合程度高于回风式系统(一次回风系统和二次回风系统)。

2) 二次回风系统的回风和新风在表面式换热器前混合，经过热湿处理后，再次与回风混合，因此二次回风系统室内平均温度最高，室内空气加热效果最好。三种空调系统中温度场和相对湿度场的变化规律相反，温度越高，相对湿度越低。

3) 在空调房间中，一次回风系统靠近风扇送风口( $Z = 400$  mm)处的 PMV 值达到最小，人体热感觉最冷。在回流区( $Z = 500\sim 650$  mm)，二次回风系统的 PMV 值都高于直流式系统和一次回风系统。根据人体热舒适性评价指标，二次回风系统室内环境更为舒适。

#### 参考文献

- [1] 曹彬, 朱颖心, 侯雨晨, 吴业宇, 李思师, 刘思静. 建筑环境人因工程学: 人体热舒适研究的展望[J]. 科学通报, 2022, 67(16): 1757-1770.
- [2] Nielsen, P.V. (1976) Flow in Air Conditioned Rooms (English Translation, 1974). Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby.
- [3] Liu, Z., Li, G. and Zheng, C. (2014) The Simulation and Calculation of Indoor Thermal Environment and the PPD Evaluation Index Affected by Three Typical Air-Conditioning Supply Modes. *HVAC&R Research*, **20**, 344-350. <https://doi.org/10.1080/10789669.2014.888908>
- [4] Koufi, L., Younsi, Z., Cherif, Y., Naji1, H. and El Ganaoui, M. (2017) A Numerical Study of Indoor Air Quality in a Ventilated Room Using Different Strategies of Ventilation. *Mechanics & Industry*, **18**, Article No. 221. <https://doi.org/10.1051/meca/2016043>
- [5] Zhang, F. and Ryu, Y. (2021) Simulation Study on Indoor Air Distribution and Indoor Humidity Distribution of Three Ventilation Patterns Using Computational Fluid Dynamics. *Sustainability*, **13**, Article No. 3630. <https://doi.org/10.3390/su13073630>
- [6] Fanger, P.O. (1970) Thermal Comfort. Danish Technical Press, Copenhagen.

- 
- [7] 王瑞, 呼慧敏, 赵朝义, 邱义芬. 典型住宅空调房间环境热舒适性研究[J]. 人类工效学, 2018, 24(6): 11-16.  
<https://doi.org/10.13837/j.issn.1006-8309.2018.06.0003>
- [8] 何博, 李健建. 基于 PMV 的空调房间舒适性仿真分析与优化[J]. 暖通空调, 2020, 50(8): 100-105+115.
- [9] Xu, J., Liu, Z.-Q. and Wang, Y.-L. (2020) Influences of Three Types of Air-Conditioning Systems on Human Thermal Comfort. *Science and Technology for the Built Environment*, **26**, 763-777.  
<https://doi.org/10.1080/23744731.2020.1733876>
- [10] 高飞, 李昕. ANSYS CFX 14.0 超级学习手册[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2013.
- [11] 卢倩. 全空气空调系统的一、二次回风与节能的讨论[J]. 科技展望, 2015, 25(8): 135.
- [12] 韩靖, 田张军, 李会芳, 李国鹏, 陈颖. 全空气一次回风空调系统改造探讨[J]. 制冷与空调, 2018, 18(10): 35-42.
- [13] 严卫东, 杜垲, 王小宝. 二次回风在小型恒温恒湿空调系统中应用的实验研究[J]. 暖通空调, 2018, 48(7): 121-125.
- [14] 廖伟, 杨诚, 姜磊, 李誉, 陈仕海, 蔡军, 李太彬. 典型温和地区中央空调全新风运行模式的节能性能分析[J]. 安装, 2020(9): 56-59.
- [15] 余凯. 二次回风在洁净空调中的应用[J]. 河南建材, 2020(8): 154-156.
- [16] 林初克, 张聚成. 中央空调实验系统[P]. 中国专利, CN201072384. 2008-06-11.