

# 人工环境试验室气流组织模拟与分析

马林泉, 李征涛, 闫龙超

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海  
Email: 15538214712@163.com

收稿日期: 2021年7月8日; 录用日期: 2021年7月30日; 发布日期: 2021年8月6日

## 摘要

人工环境试验室是以空气焓差法为基础来检测各类制冷设备性能的实验装置, 本文以某单位现有人工环境实验室为研究对象, 采用数值模拟软件对实验室送风结构进行模拟计算, 分析探讨了风道送风和孔板送风两种不同送风方式, 对房间内气流组织的影响, 由模拟结果可知, 孔板送风相对于风道送风而言, 其温度场更加均匀, 其房间内温差可控制在 $\pm 0.3$  K, 达到高精度焓差实验室的要求, 但孔板送风仅适用于侧出风的被测机, 对于顶出风的被测机, 会在房间内出现对流扰动, 导致其温度场分布不满足测试要求, 因而孔板送风方式适用性较差, 风道送风方式既适用于侧出风被测机也适用于顶出风被测机, 虽其房间内流场分布会出现不均匀的情况, 但其温度场温差可控制在 $\pm 0.5$  K, 满足国标要求。

## 关键词

人工环境试验室, CFD, 风道送风, 孔板送风

# Simulation and Analysis of Air Flow Organization in Artificial Environment Laboratory

Linquan Ma, Zhengtao Li, Longchao Yan

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai  
Email: 15538214712@163.com

Received: Jul. 8<sup>th</sup>, 2021; accepted: Jul. 30<sup>th</sup>, 2021; published: Aug. 6<sup>th</sup>, 2021

## Abstract

The artificial environment laboratory is an experimental device based on air differential method to detect the performance of various kinds of refrigeration equipment, and this paper takes the existing artificial environment laboratory of a unit as the research object, uses numerical simula-

tion software to simulate the structure of the laboratory air supply, and analyzes and discusses the air supply of the duct and two different air supply modes, that is, the air supply and orifice plates and their influence on the air distribution in the room. According to the simulation results, under the condition of the orifice plate air supply, its temperature field of the room is more even and the temperature difference can be controlled in  $\pm 0.3$  K, which can meet the needs of high precision enthalpy difference laboratory, compared with that of the air duct air supply. However, the orifice air supply only applies to the test machine with side air outlet. For the test machine with air ejection, there will be convection disturbance in the room, resulting in the poorer temperature field distribution to meet the test requirements. Therefore, the orifice air supply mode has poor applicability, while the air duct air supply mode is suitable for both the side air outlet test machine and the top air outlet test machine. Although the flow field distribution in the room may be uneven, the temperature difference of the field can be controlled within  $\pm 0.5$  K, meeting the requirements of the national standard.

## Keywords

Artificial Environment Laboratory, CFD, The Air Duct Air Supply, The Orifice Plate Air Supply

Copyright © 2021 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

人工环境试验室是以空气焓差法为基础来检测各类制冷设备的性能的实验装置，是检测新型制冷设备能否满足国家标准要求的重要工具。它需要为被测试设备提供持续稳定的环境工况，测试环境工况的优劣，将影响到性能参数的采集精确度，进而影响到制冷设备的性能评估结果。CFD (Computational Fluid Dynamics)即计算流体力学，是研究“三传”(传热、传质、动量传递)及燃烧、多相流和化学反应等领域问题的核心技术[1]，同济大学暖通空调及燃气研究所采用 CFD 数值模件和 Airpa 计算方法模拟了建筑物空调室外机运行时周围环境的气流分布，根据气流组织的模拟结果分析总结发现影响气流的主要因素为室外机的出风形式和风口形状[2]。荷兰 X. Peng 与 A.H.C. van Paassen 利用状态矢量空间模型的方法研究了室内空气的温度场[3]。利用 CFD 数值模拟软件对研究对象进行模拟研究，能够整体准确地了解室内空气流场的分布及其变化过程，如压力场、速度场、温度场等，可以较好地掌握其运动变化的规律[4]。

本文以某单位已建成的焓差实验室为研究对象，采用数值模拟软件对实验室送风结构进行模拟计算，分析探讨了不同的送风结构和被测机不同出风方式下室内流场的模拟结果。

## 2. 模型建立

### 2.1. 物理模型

该实验室围护结构采用 150 mm 聚氨酯库板，其规格尺寸为：5500 mm (宽) \* 7000 mm (长) \* 4900 mm (高)，其地板采用带保温层的水磨石地面，风道采用 50 mm 保温板搭建，孔板使用铝制孔板。本文研究风道送风和孔板送风这两种送风方式[5]。

### 2.2. 模型简化

本文对建立的物理模型做出了如下简化：

1) 实验室立板和顶板均由厚度为 150 mm 的库板搭建, 地板采用了 300 厚的钢筋混凝土层, 并预埋了 150 mm 的挤塑板保温层, 因此整个测试房间的漏热量很小, 进行数值求解时, 将房间壁面简化为一个平面, 不考虑其厚度, 采用绝热壁面作为其边界条件;

2) 实验室内介质为稳态、不可压缩、定常流动的空气;

3) 测试房间内只考虑被测机放热, 因此将被测机视为内热源。

以孔板送风结构为例, 简化后物理模型如图 1 所示:

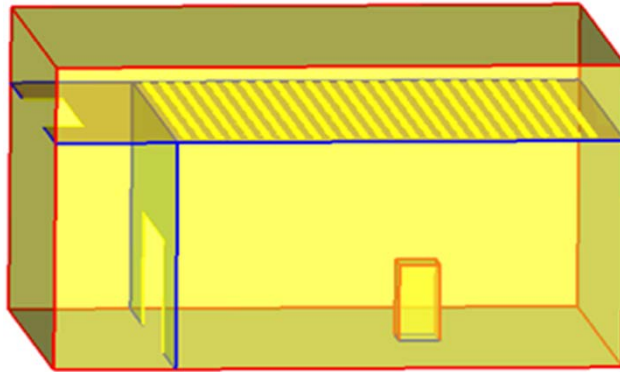


Figure 1. Simplified model of orifice air supply structure  
图 1. 孔板送风结构简化模型

### 2.3. 数学模型

k-epsilon: 这是现在最广泛使用的湍流模型中的一种, 可以将其分为以下三种类型: Standard k- $\epsilon$ 、RNG k- $\epsilon$  和 Realizable k- $\epsilon$ 。综合考虑三种模型优劣, 本文选用 RNG k- $\epsilon$  模型作为湍流模型进行后续研究, RNG k- $\epsilon$  模型是用重整化群的数学方法对 Navier-Stokes 方程推导而来。与 Standard k- $\epsilon$  模型的形式比较类似, 但是其计算能力是优于 Standard k- $\epsilon$  模型, 因为该模型的  $\epsilon$  方程中增加了附加项, 同时将旋转效应等因素的影响考虑在内[6]。其湍动能与耗散率方程如下:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (1)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\alpha_\epsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \quad (2)$$

式中:  $\alpha_k$  ——湍动能下的普朗特数的倒数;

$\alpha_\epsilon$  ——耗散率下的普朗特数的倒数。

### 2.4. 边界条件

1) 入口处选用速度入口作为入口边界条件;

2) 出口处选用压力出口作为出口边界条件;

3) 壁面选用 wall 边界条件, 不考虑库房漏热, 视为绝热面;

4) 孔板送风均采用 porous-jump 边界条件, 在已知肋板前后的压强或速度的增量时, 可以采用多孔跃升边界条件进行定义。与多孔介质模型相比, 使用该模型可以使计算收敛性更好, 并且在存在扰动的情况下不易引起发散, 因此在计算过滤器、薄肋板、孔板等应该尽量采用此边界条件[7]。

### 3. 数值计算结果及分析

#### 3.1. 风道送风结构下被测机侧出风模拟结果

风道送风方案的特点如下：空气处理柜处理过的空气直接从出风口进入左右两侧的送风腔体，然后经腔体中的送风口送入实验室主实验区域[8]。现有此送风模型的模拟结果，如图2、图3所示。

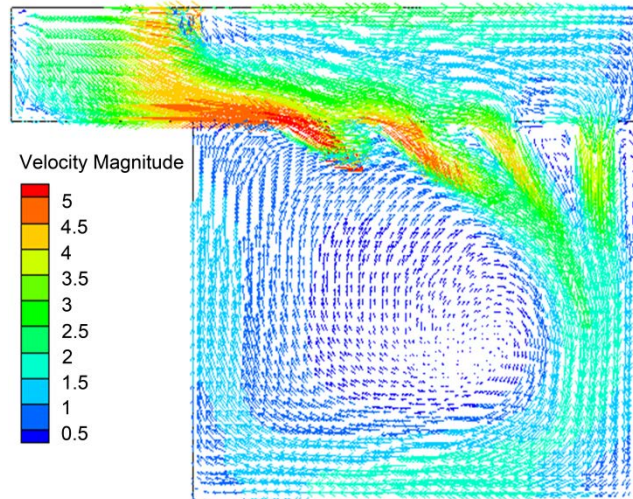


Figure 2.  $Z = 0.35$  m plane velocity vector

图2.  $Z = 0.35$  m 平面速度矢量图

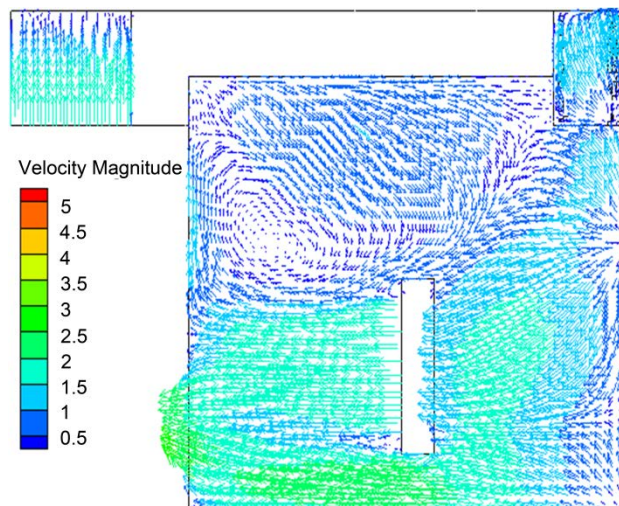


Figure 3.  $Z = 2.65$  m plane velocity vector figure

图3.  $Z = 2.65$  m 平面速度矢量图

图2、图3为实验室送风口侧面平面  $Z = 0.35$  m 平面和实验室中心区域  $Z = 2.65$  m 平面的速度矢量图(X方向表示深度、Y方向表示高度、Z方向表示宽度)。从图2可以看出，空气从出风口出来之后，由于进入左右两侧送风腔体之后风道变窄，所以在左右两侧送风腔体入口处的速度会增大，各送风口的送风速度从前往后逐渐减小，最高送风速度达到  $5$  m/s，后面各送风口的气流在室内形成汇合，空气在整个实验区域形成了一个大的环流，靠近实验室墙体和地面的区域流速高于中心区域流速。分析图3可以得出，在远离送风口处的中心区域，除近地面和空气处理柜回风口速度略高外，速度的整体分布比较均匀，被

测机进出口速度矢量方向正确，由被测机吹出的空气大部分回到空气处理柜的进风口，部分被测机出风由于回风口高度的限制，受到隔板的阻挡，向上流动形成在室内环流。

在实验室主测试区域内定义两个平面，分别是 A 平面( $y = 0.7\text{ m}$ )、B 平面( $y = 1.5\text{ m}$ )，这两个平面是安放被测机的主要空间，也是在测试中对温度以及速度的均匀性要求较高的区域。因此本文选择对实验区域内所选取的两个平面进行详细分析。

图 4 是环境工况  $T = 35^\circ\text{C}$  下现有风道送风结构下侧出风被测机的模拟结果云图，直观的显示了 A、B 两水平面上的温度场、速度场分布。模拟结果如下图所示：

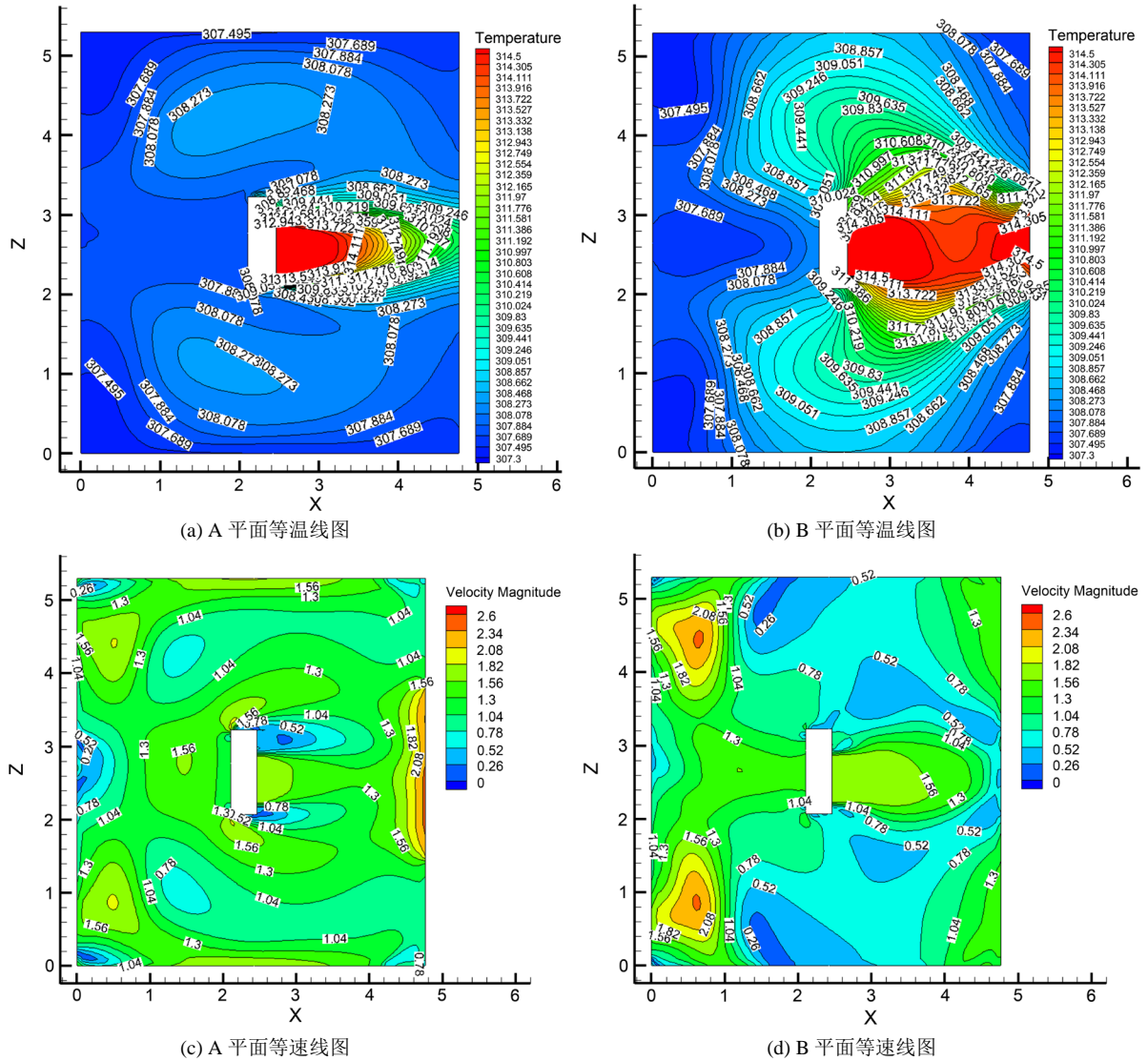


Figure 4. Distribution of temperature field and velocity field in two planes under the side outlet structure of the tested machine  
图 4. 风道送风被测机侧出风结构下两平面的温度场和速度场分布

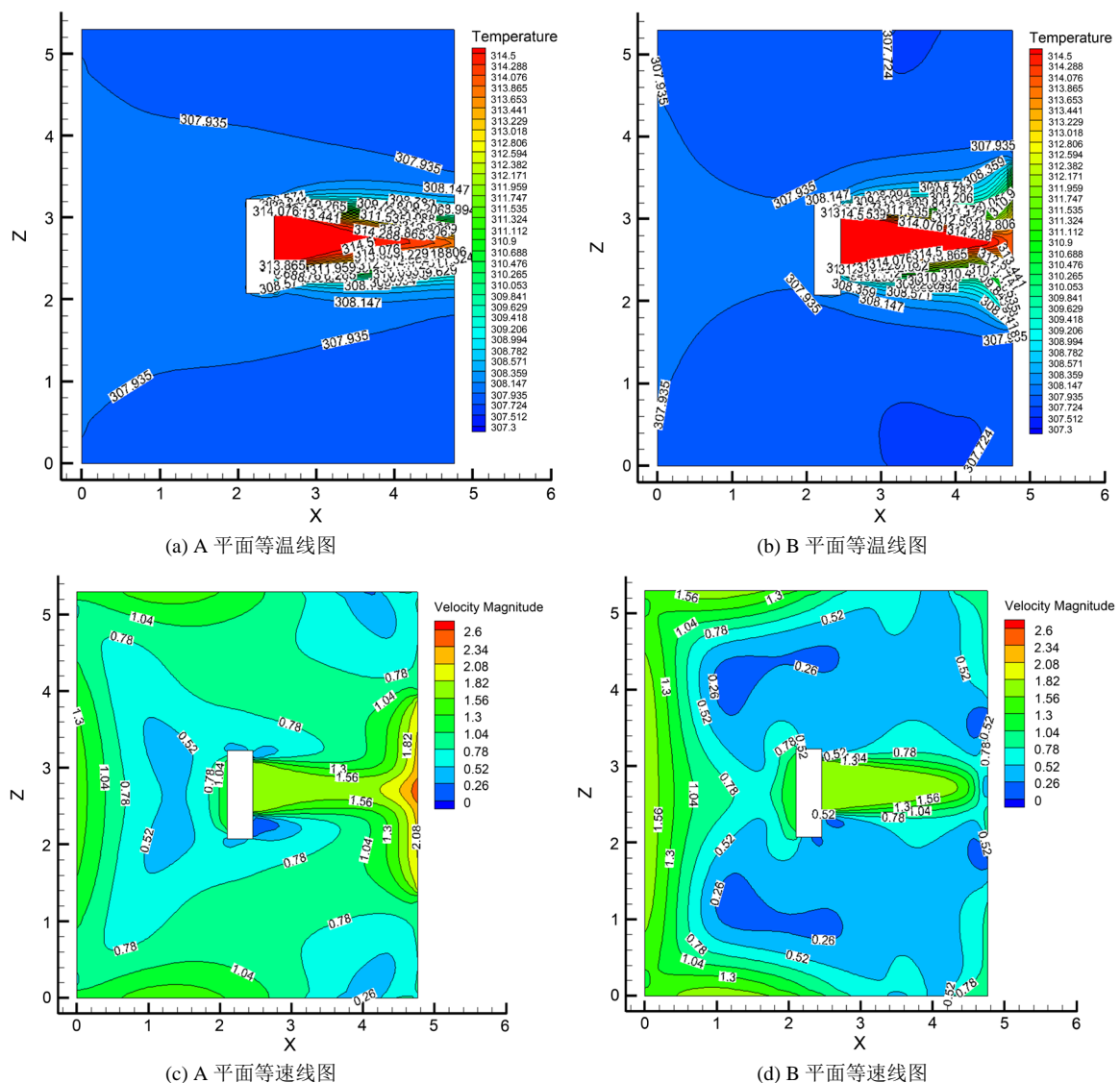
首先分析 A、B 两个平面内温度场的分布情况，A、B 平面空间的结果云图如图 4(a)、图 4(b)所示，A、B 内平面内被测机出风口附近温度变化比较明显，主测试区域温度梯度变化 A 平面比较平缓，B 平面内温度变化梯度较大。由于本实验是在被测机运行状态下进行测试，被测机出风温度较高，与室内空气的换热也会影响实验室内温度场的分布。在实际的实验过程中，需要保证被测机入口侧的温度场分布

的均匀性,从图4可以看出A、B平面上房间内靠近墙壁的位置温度较低,最低温度达307.45 K;在被测机入口侧方向的主实验区域范围内,A平面最高温度为308.4 K,最低温度为307.6 K,B平面最高温度为310.7 K,最低温度为307.6 K。虽然A、B平面温度波动范围较大,但是被测机进风口平面处测点温度波动范围均在 $\pm 0.5$  K之间。

对图4(c)、图4(d)A、B平面内的速度云图分析,A平面内的空气流动相对稳定,B平面速度变化梯度比A平面大,B平面墙角处最大风速达2.34 m/s,但两平面内主测试区域速度均在0.52~1.56 m/s区间内变化,符合国标要求。

### 3.2. 孔板送风结构下被测机侧出风模拟结果

图5是环境工况 $T = 35^{\circ}\text{C}$ 下现有孔板送风结构下侧出风被测机的模拟结果云图,分别显示了A、B平面上的温度场、速度场分布情况。模拟结果如下图所示。



**Figure 5.** Distribution of temperature field and velocity field in two planes under the side outlet structure of the tested machine  
**图 5.** 孔板送风被测机侧出风结构下两平面的温度场和速度场分布

图 5(a)、图 5(b)为 A、B 两个平面内温度场分布图，由于受被测机对流换热的影响，A、B 内平面内被测机出口方向区域内温度较高，A、B 两平面中其他区域的温度分布比较均匀。A、B 两平面主测试区域温度在 307.7~308 K 之间，A、B 两平面存在较小的温差，温差在 0.3 K 以内，就温度而言，已经达到高精度焓差室要求。

分析图 5(c)、图 5(d)中 A、B 平面的速度云图发现，A、B 两平面近壁侧和实验室回风口处速度偏高，由于受被测机出口侧气流影响，A 平面空柜回风口处最高风速达 2.34 m/s，但 A、B 两平面的速度均小于 2.5 m/s，满足国标要求。

结合图 4 的结果对比分析可以发现，对于侧出风形式的被测机而言，风道送风和孔板送风两种形式均能够满足国标要求，而且孔板送风方式下温度精度高于风道送风，温度精度可以达到 0.3 K，风道送风方式下温度精度为 0.5 K。

### 3.3. 风道送风结构下被测机顶出风模拟结果

此送风结构模型下的实验室截面空气流动图，如图 6、图 7 所示。

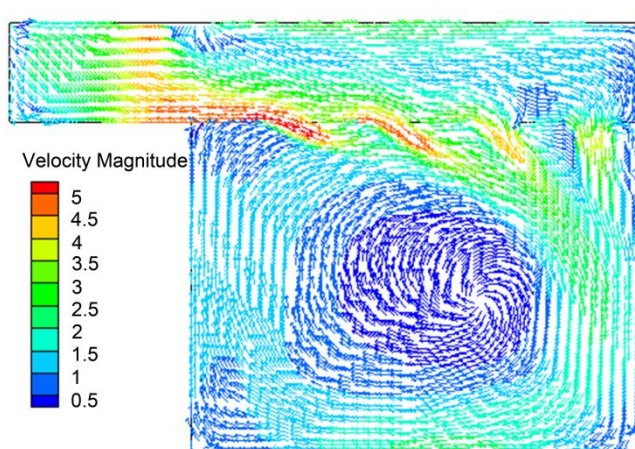


Figure 6. Z = 0.35 m plane velocity vector  
图 6. Z = 0.35 m 平面速度矢量图

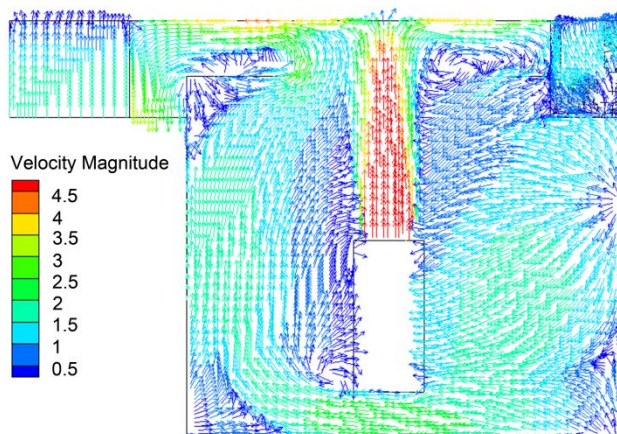
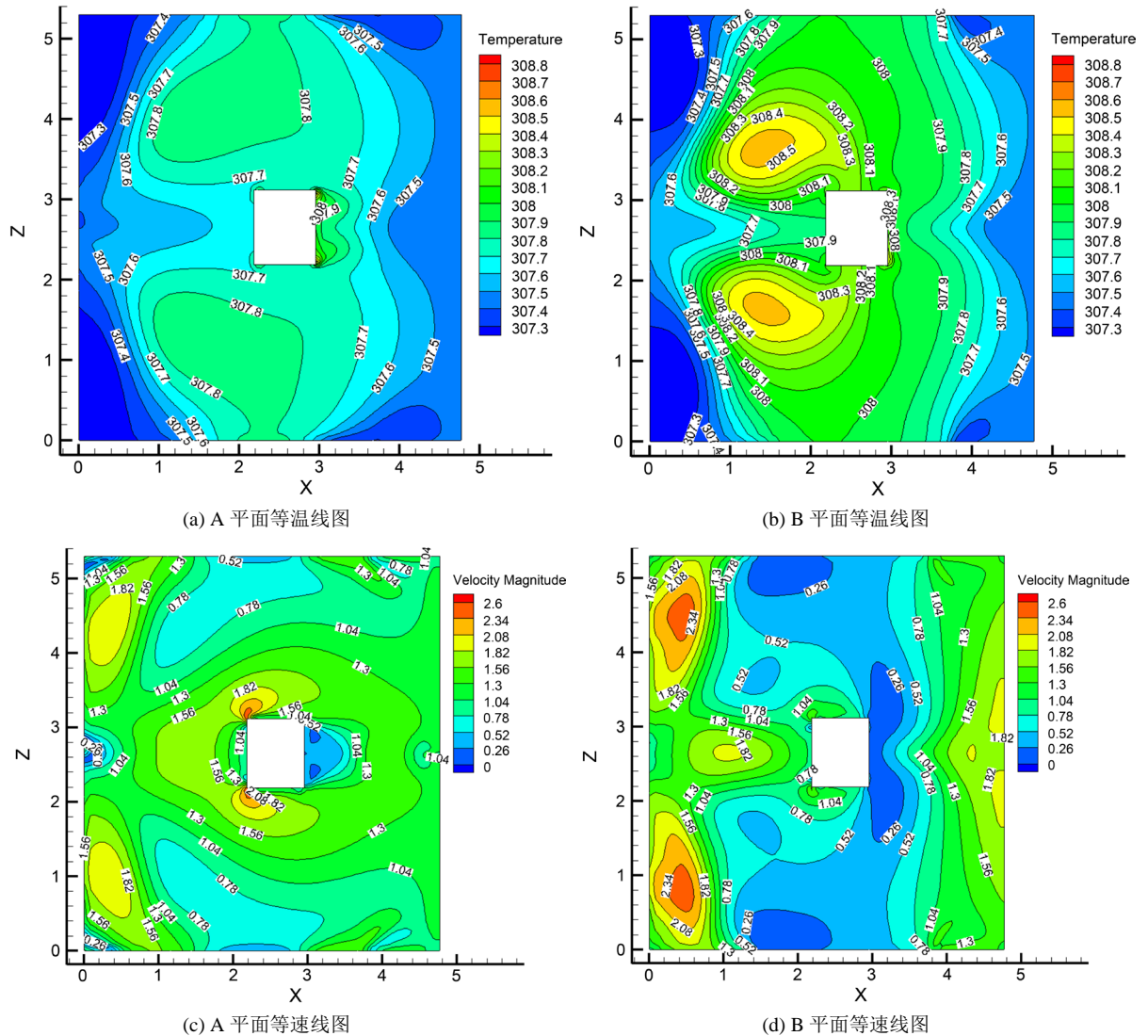


Figure 7. Z = 2.65 m plane velocity vector figure  
图 7. Z = 2.65 m 平面速度矢量图

从图 6 可以看出，顶出风被测机形式下，Z = 0.35 m 平面的速度矢量图分布与侧出风被测机类似，

空气从空柜出风口送出，在左右两侧送风腔体入口处的速度会增大，经各送风口分流后，风口风速逐级减小，最高送风速度达到 5 m/s，后面送风口的气流在室内汇合，在整个实验区域形成了一个大的环流，靠近实验室墙体和地面的区域流速高于中心区域流速。分析图 7 可知，由被测机出风口吹出的空气绝大部分经顶部腔体回到空气处理柜，但存在部分回流问题，部分空气回到实验室内。结合图 6 和图 7，此模型下气流组织整体流向正确。

图 8 是环境工况  $T = 35^{\circ}\text{C}$  下风道送风被测机顶出风结构的模拟结果，其分别显示了 A、B 平面上的温度场、速度场分布情况，模拟结果如下图所示。



**Figure 8.** Distribution of temperature field and velocity field in two planes under the measured top outlet structure of  $T = 35^{\circ}\text{C}$  duct supply air

**图 8.**  $T = 35^{\circ}\text{C}$  风道送风被测机顶出风结构下两平面的温度场和速度场分布

分析图 8(a)、图 8(b)可知，A、B 平面内房间近壁面处温度偏低，A 平面可以看出测试房间内温度分布较为均匀，被测机进风口区域内温差可控制在 0.5 K 以内；结合对图 7 的分析，由于被测机出口处顶部回流的影响，造成 B 平面温度偏高，A、B 平面最大温差为 0.8 K，B 平面最高温度超过 308.5 K，但是



靠近被测机进口侧区域的温差可控制在 $\pm 0.5$  K，整体满足测试要求。

根据图 8(c)、图 8(d)可知，A 平面速度分布比较均匀，靠近被测机边角和实验室角落处气流有轻微的扰动，但整体速度在 0.52~1.82 m/s 范围内，B 平面靠近库房门和空柜侧速度较大，实验室墙角处最高风速达 2.4 m/s，实验室中间区域速度偏低，保持在 0.26~0.78 m/s 之间。A、B 两平面内速度值均小于 2.5 m/s，满足国标要求。

### 3.4. 孔板送风结构下顶出风被测机模拟结果

此送风结构模型下的实验室中心截面空气流动矢量图，如图 9、图 10 所示。

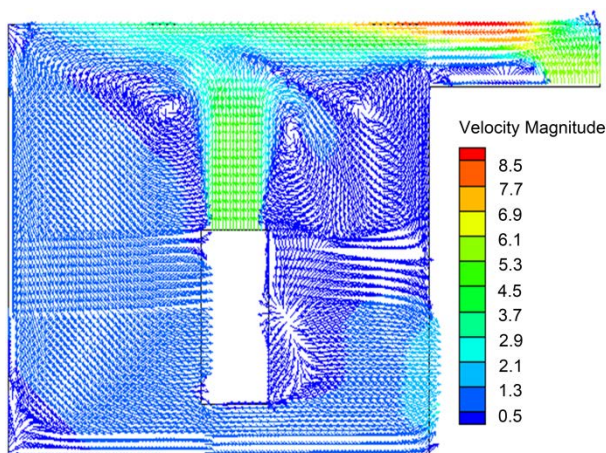


Figure 9. Z = 0.35 m plane velocity vector

图 9. Z = 0.35 m 平面速度矢量图

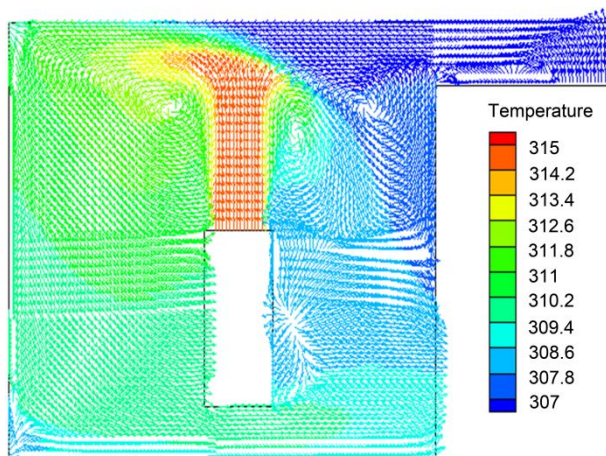
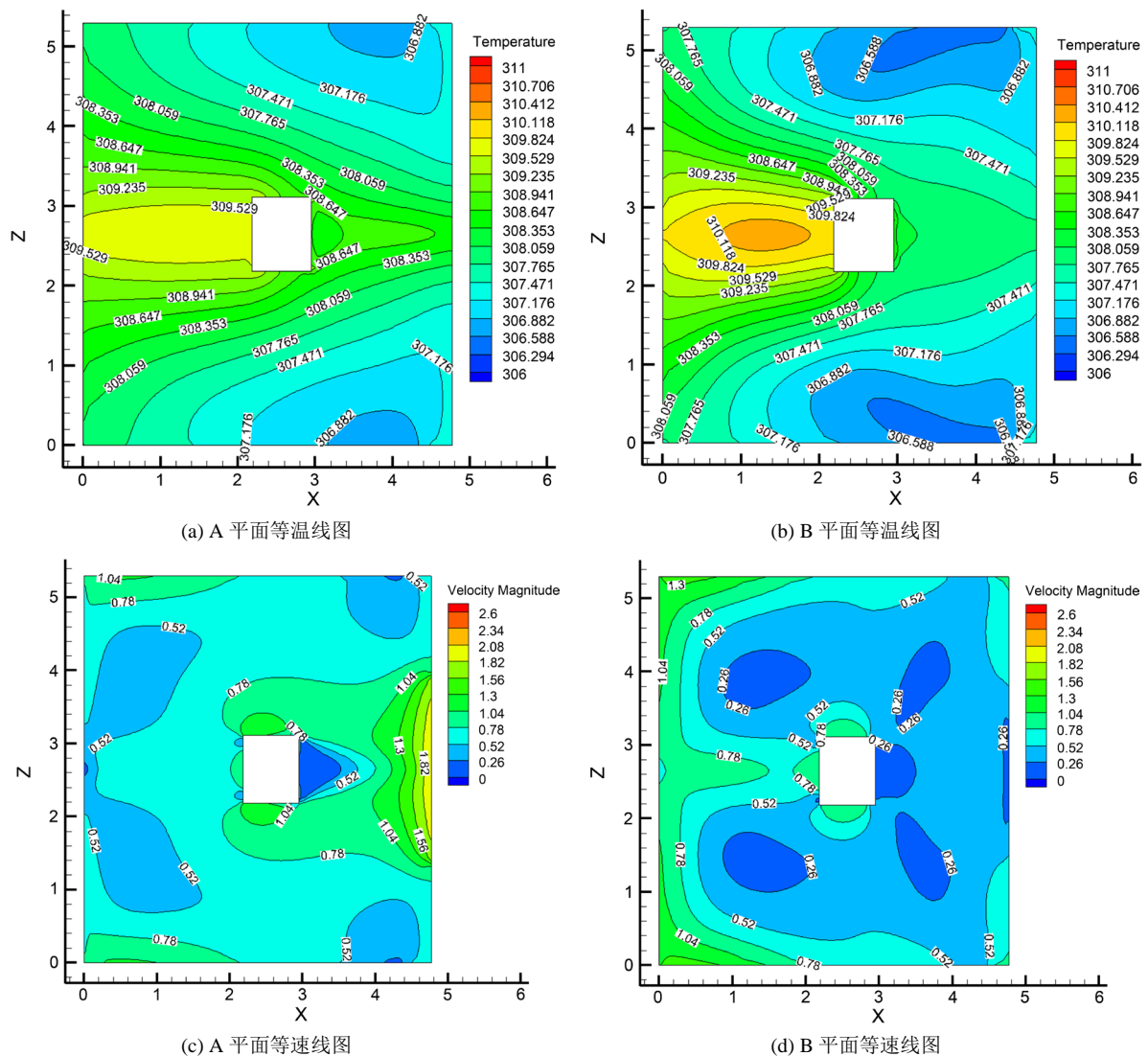


Figure 10. Z = 2.65 m plane temperature vector figure

图 10. Z = 2.65 m 平面温度矢量图

结合图 9、图 10 可以看出，孔板处送风与被测机出口气流存在对流扰动，被测机出口处的气流会送入静压腔，与静压腔内空柜吹出的空气进行混合，最后送入实验室内。由于存在对流扰动，实验室内出现部分回流现象。被测机出口处温度较高，被测机出口处空气与静压腔内空气混合后，由于存在换热温差，会导致静压腔内整体的送风温度升高，到达实验室内的温度值也会上升，影响实验室内温度场的分布。

图 11 是环境工况  $T = 35^{\circ}\text{C}$  下现有孔板送风结构下顶出风被测机的模拟结果，其分别显示了 A、B 两平面的温度场和速度场分布，模拟结果如下图所示。



**Figure 11.** Distribution of temperature field and velocity field in two planes under the top outlet structure of orifice plate air supply at  $T = 35^{\circ}\text{C}$

**图 11.**  $T = 35^{\circ}\text{C}$  孔板送风被测机顶出风结构下两平面的温度场和速度场分布

分析图 11(a)、图 11(b)可知，A、B 平面内靠近库房门侧区域的温度高于空柜回风口侧，并且 B 平面温度高于 A 平面。结合图 11 分析，造成温度分布不均的主要是由被测机出风口的气流与静压腔气流混合，是送风温度增大造成的。根据结果云图可以看出，A 平面内的温度分布在 306.8~309.8 K 区间内，B 平面内的温度值在 306.5~310.4 K 之间，A、B 两平面主实验区域的温度值在 307.4~310.4 K 区间内，靠近被测机进口处的最大温差达 2.1 K，远远超出国标要求。

分析图 11(c)、图 11(d)中速度场分布情况，A 平面靠近空柜回风口处速度较高，风速在 1.04~2.08 m/s 范围内，主实验区域风速在 0.52~1.3 m/s 之间；B 平面近壁侧风速高于中心区域，但风速均低于 2 m/s。综合分析可以发现，A、B 两平面内速度值均小于 2.5 m/s，满足国标要求。

## 4. 结论

本文基于现有的焓差实验室，借助于 ANSYS 软件进行数值模拟，对原有送风结构下的室内气流组织的模拟结果进行了分析总结。分析本文中的模拟结果我们可以得到以下结论：

1) 全孔板送风结构适用于测试侧出风形式的被测机，对于顶出风形式的被测机并不能满足测试要求。该送风结构构造简单，其原理是利用大量空气在孔板上方汇集形成静压腔，最后将空气经过孔板送入到主测试区域。通过数值模拟结果云图可以看到，此送风结构下对于侧出风形式的被测机，实验室内的温度场和速度场分布均可达到国标要求，各平面温度场的温差控制在 $\pm 0.3$  K，达到高精度焓差实验室的要求。

2) 风道送风结构对于顶出风形式的被测机测试比较有优势，通过对该送风结构下的模拟结果分析可以发现，实验室内部分区域的流场还是存在分布不均匀的现象，对侧出风形式的被测机进行测试时，冷热流体对流扰动会影响温度场的分布，对顶出风形式的被测机进行测试时，顶部风口处会有部分回流，影响温度场的分布，总体来看风道送风方式适用性强，虽会出现气流组织不均匀的现象，但被测机周围温度和速度要求可满足国标要求。

## 参考文献

- [1] 王伟晗. 三分螺旋折流板换热器的数值模拟和试验研究[D]: [博士学位论文]. 南京: 东南大学, 2010.
- [2] 杭寅, 刘东, 黄艳, 等. 某高层建筑空调室外机的气流模拟及优化[J]. 建筑热能通风空调, 2006, 25(3): 12-16.
- [3] Chen, Q., Peng, X. and Van Paassen, A.H.C. (1995) Prediction of Room Thermal Response by CFD Technique with Conjugate Heat Transfer and Radiation Models. *Annual Meeting of the American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE)*, San Diego, CA, 24-28 June 1995.
- [4] 肖飏. 人工环境试验室空气流场与温度场的研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京工业大学, 2006.
- [5] 王继梅. 高层建筑模型中庭防排烟的仿真及实验研究[D]: [硕士学位论文]. 济南: 山东建筑大学, 2008.
- [6] 何伟强. 固液泵的数值模拟与试验研究[D]: [硕士学位论文]. 杭州: 浙江理工大学, 2010.
- [7] 李盼. 机械回转反吹袋滤器内温度场和流场数值模拟[D]: [硕士学位论文]. 沈阳: 东北大学, 2013.
- [8] Austin, S.B. (1997) HVAC System Trend Analysis. *ASHRAE Journal*, **39**, 260.