

# 机房空调实验室风道结构模拟分析及实验验证

闫龙超, 李征涛, 韩盼

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海  
Email: 595190410@qq.com

收稿日期: 2021年6月13日; 录用日期: 2021年7月20日; 发布日期: 2021年7月28日

## 摘要

机房空调实验室内流场的均匀性直接影响采集数据的精确度, 而送风风道出风直接影响实验室内流场均匀性。针对机房空调实验室送风风道提出5种结构(分别是方形送风结构、10°/12°/14°倾斜挡板送风结构以及等风量连续斜板送风结构), 并建立几何模型进行数值模拟分析, 选出对流场均匀性有较大改善的送风结构进行实验验证。结果表明: 变截面积送风风道对流场的均匀性有一定的改善, 尤其是对速度场的影响; 14°倾斜挡板送风结构的温度场和速度场的均匀性更好, 在工程上易于实现, 推荐使用该结构。

## 关键词

机房空调实验室, 温度场, 速度场, 数值模拟

# Simulation Analysis and Experimental Validation of Air Duct Structure in Air-Conditioned Laboratory of Machine Room

Longchao Yan, Zhengtao Li, Pan Han

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai  
Email: 595190410@qq.com

Received: Jun. 13<sup>th</sup>, 2021; accepted: Jul. 20<sup>th</sup>, 2021; published: Jul. 28<sup>th</sup>, 2021

## Abstract

The uniformity of the air flow field in the air-conditioning laboratory of the machine room directly affects the accuracy of the experiment data, and the air supply duct outlet directly affects the un-

iformity of the air flow field in the laboratory. Five structures (the square air supply duct, the air duct supply 10°, 12° and 14° inclined baffle respectively and the air supply duct with equal air volume continuous inclined plate) are proposed for the air supply ducts, the geometric models are established for numerical simulation analysis, and the air supply structure with greater improvement on the uniformity of the flow field is selected for experimental verification. The results show that the variable cross-sectional area air duct can improve the uniformity of the air flow field, especially on the velocity field. The air supply duct with 14° inclined baffle is recommended because of the best uniformity of the temperature and velocity fields, which is realization in engineering application.

## Keywords

Air-Conditioned Laboratory of Machine Room, Temperature Field, Velocity Field, Numerical Simulation

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

为了使空间内部流场更加均匀,国内外学者对此进行了相关的研究。肖飏[1]等研究发现,带扰流件的单风口流场均匀性有所提高。Sadrizadeh S等[2]对手术室内垂直送风气流分布进行研究,结果表明增大送风气流的速度可以使得通风效率得到提高,但也会使层流与湍流发生混合,进一步影响室内流场的稳定性。Ye W B [3]提出了管道均匀气流分布的设计原则,使用有限体积法对设计结果进行验证。Li Tianyu等[4] [5]建立变截面管道的运动学模型,通过挤压管道的局部截面得到了一种三维弯管,对弯管进行数值模拟,并且利用商业上常使用的有限元程序进行验证,最终形成了变壁厚管道模型。杨志恒[6]对列车空调实验室内的气流组织进行模拟,结果表明,纵向送风方式下风速的变化会对实验室内气流组织的均匀性产生影响,7.9 m/s 是最佳的纵向送风风速;可以采用均匀送风方式来改善气流组织分布。滕琴[7]介绍了两种不同的均匀送风的形式,通过列举实际应用时的例子,给出了相应的计算方法和考虑因素,分别阐述了两种设计方法的适用场所和考虑条件。肖婷等[8]利用 CFD 模拟方法对改变截面风管的送风结构的流场分布进行研究,模拟结果验证了改变截面风管有利于管内静压分布和出风均匀性。戚新秋[9]通过 CFD 模拟与实验得出了 6 种送风结构在相同送风条件下某一平面流场的分布特征,得出 60°斜坡送风风道效果最佳,且该结构下送风速度在 2~6 m/s 的范围用于实验室均匀性最好。宋金蔚等[10]提出了在室内增设调节板的方法,用 CFD 模拟进行对此结构进行验证并且与实验结果进行对比,发现改进后的室内气流组织状况良好。

以上研究对于机房空调实验室气流组织研究较少,对于工艺性空调气流组织的研究多数集中于送风参数、内部结构、模拟方法等影响因素与流场分布的关系,而对于外部结构优化对流场影响的研究较少,没有充分考虑到实验室实际建造尺寸对送风风道设计的要求。本文在上风道方形送风结构基础上提出了 10°倾斜挡板送风结构、12°倾斜挡板送风结构、14°倾斜挡板送风结构以及等风量连续斜板送风结构,通过 CFD 模拟以及实验验证得出适合于工程实际的上风道送风结构。

## 2. 实验室结构与不同送风风道结构

室外侧实验室的内部尺寸为: 10,200 mm (长) \* 7000 mm (宽) \* 5400 mm (高),送风腔尺寸为 6800 mm

(长) \* 1200 mm (宽) \* 2200 mm (高) \* 2。在回风口设置 2 个风阀, 当被测机为侧出风时, 实验室采用两侧上风道送风、侧回风方式, 如图 1 所示, 开启风阀 2、关闭风阀 1, 气流流经空柜进入上侧静压风道, 再由静压风道经送风口进入室内, 最后经过风阀 2 回到空柜。

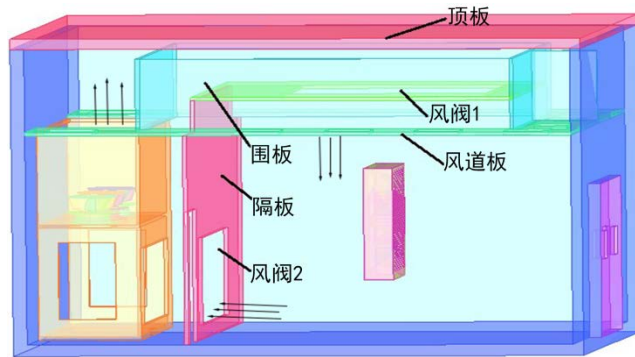
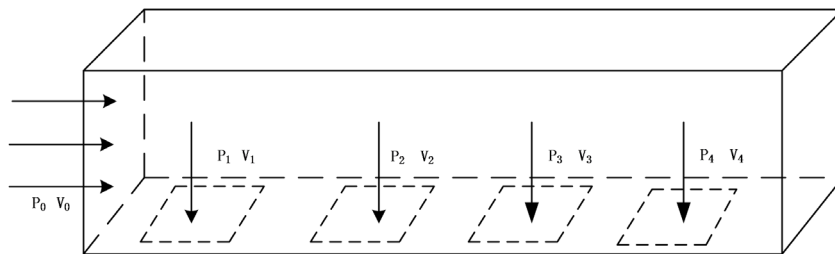
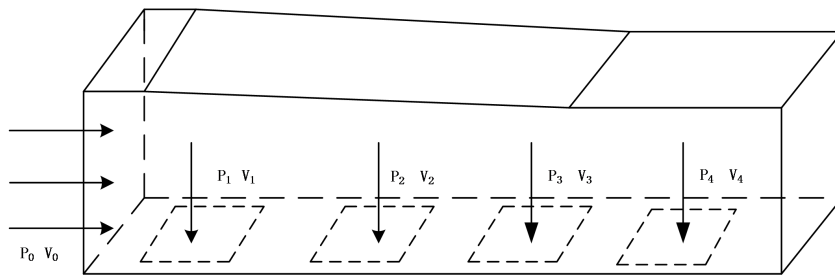


Figure 1. Structural diagram of side air outlet form  
图 1. 侧出风结构示意图

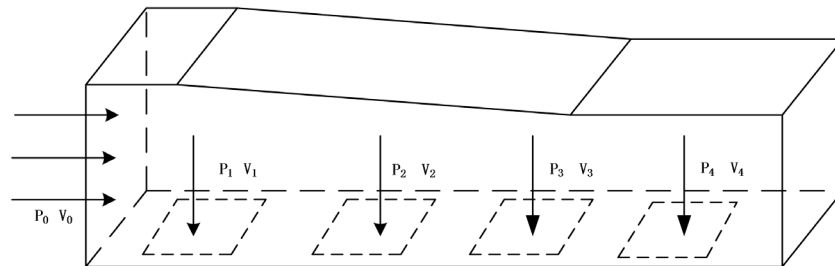
如图 2 所示, 机房空调实验室 5 种不同送风风道结构示意图( $P_i$ ,  $V_i$  分别为各截面的平均静压, 平均风速), 结构 A 为方形送风结构, 结构 B、结构 C 与结构 D 分别为在方形送风结构中增设  $10^\circ$ 、 $12^\circ$  以及  $14^\circ$  的倾斜挡板。结构 E 为等风量连续斜板送风风道结构(各水平板高度分别为 2.20 m、1.687 m、1.137 m、0.576 m)。



(a) 结构 A



(b) 结构 B



(c) 结构 C

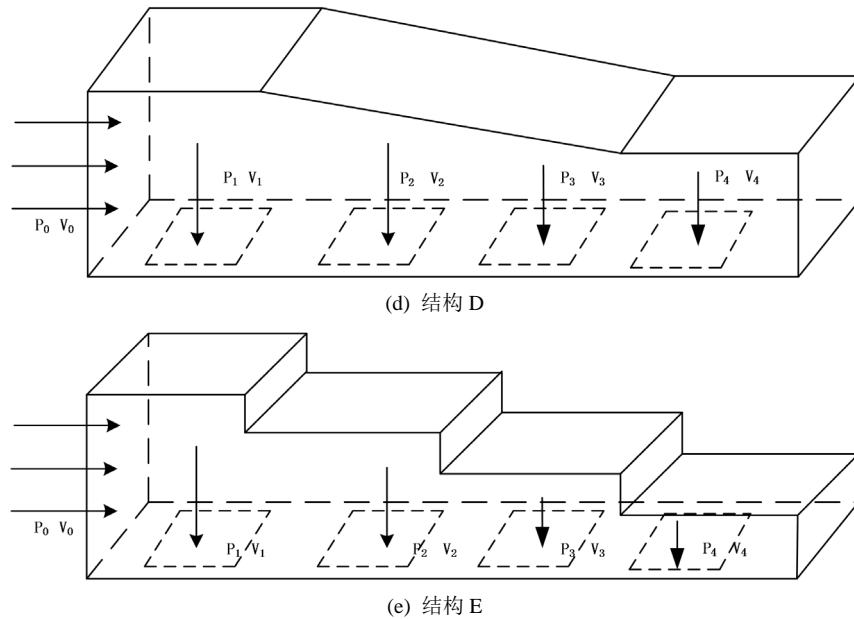


Figure 2. Structural diagram of 5 different air supply ducts  
图 2. 5 种不同送风风道结构示意图

### 3. 机房空调实验室的数值模拟

#### 3.1. 数值模型建立

本文对流场均匀性的研究是在稳定工况下进行的，因此研究对象可视为稳态、定常流动。为了简化数学物理模型，需要做出以下假设[1] [11]：

1) 实验室外层结构简化为平面，即不存在厚度问题；2) 由实验室外围保温结构以及观察窗采取一定的保温措施，忽略太阳进入实验室内的辐射；3) 将实验室内的尘埃等污染物视为无质量的物质，对气流的流动不产生影响；4) 将被测机视为内热源。

本文对于非等温送风室内的气流分布选用湍流模型，并且视为定常流动，采用  $K-\epsilon$  两方程模型作为求解方程模型[12] [13] [14]。

#### 3.2. 边界条件

本文根据 GB/T 19413-2010 《计算机和数据处理机房用单元式空气调节机》[15]、GB/T 17758-2010 《单元式空气调节机》[16]和被测机的要求，边界条件设置为下：

- 1) 送风温度设置为  $35^{\circ}\text{C}$ ，送风速度设为  $3\text{ m/s}$ ；
- 2) 出口压力设为一个大气压；
- 3) 由于流过壁面的空气流速速度为零，假设与壁面平行和垂直方向的速度都为零，墙壁和室内隔板等均选择 wall 边界条件，因不直接与室外进行热交换，视为绝热面，wall 并不需要指定任何参数。

#### 3.3. 不同送风风道结构模拟分析

##### 3.3.1. 不同送风结构的出风口模拟分析

对 5 种不同送风风道结构进行模拟，如图 3 所示  $Z = 0.65\text{ m}$  平面速度流场矢量图(X 方向表示长度、Y 方向表示高度、Z 方向表示宽度)。

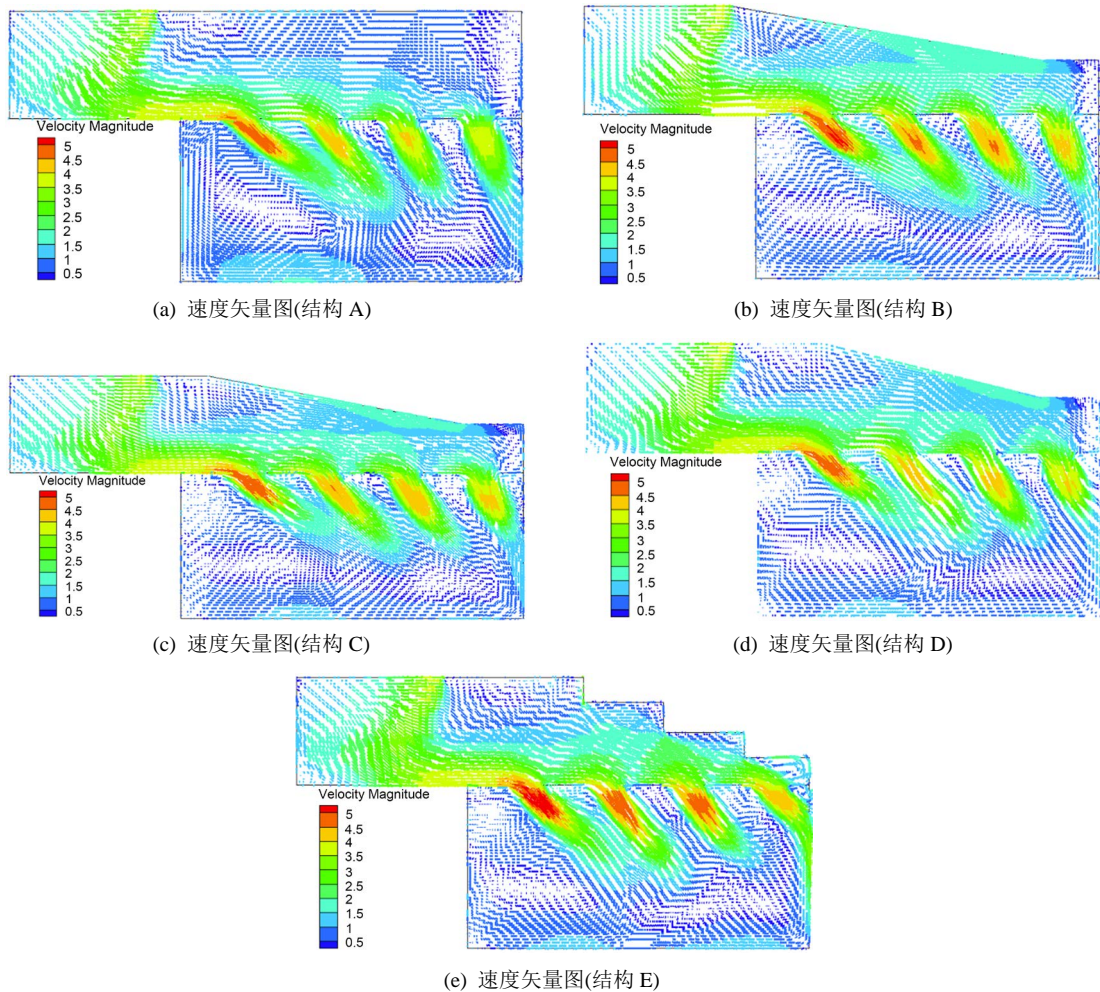


Figure 3. Z = 0.65 m plane velocity vector diagram

图 3. Z = 0.65 m 平面速度矢量图

结构 A 出风口风速在 1.0~5.0 m/s，中心区域的速度低于地面速度。结构 B 在风道两侧增加了 10° 的倾斜挡板，出风口风速在 1.5~5.0 m/s，送风气流与风道板的夹角变大。结构 C 每个送风口的最大风速范围在 4.0~5.0 m/s，差距减小、风速更加均匀。结构 D 与结构 C 相比，风速更加均匀。结构 E 第一个风口的速度较大，达到 5 m/s，第二个和第三个风口的速度近似相等，第四个风口速度最小。方形风道内部设置倾斜挡板增大空气流动阻力改变流动状态，使前后出风口流速更加均匀一致，有益于四个出风口的均匀出风，其中增设 14° 倾斜挡板的风道结构流场均匀性最好。

### 3.3.2. 制冷工况下不同送风结构模拟结果

对 5 种不同送风风道结构在制冷工况( $T = 35^{\circ}\text{C}$ )下选取两个平面，Y = 0.8 平面和 Y = 1.5 平面的温度场和速度场的分布云图，模拟结果如下图所示(图 4~8 分别为结构(A)~(E)的模拟结果图)。

#### 1) 结构 A

图 4(a)、图 4(b)可看出 Y = 0.8 平面和 Y = 1.5 平面墙角温度较低，最低 307.5 K，被测机制冷工况下，因为被测机出风影响，出风口位置的温度场发生剧烈变化。主测试区域，Y = 0.8 平面温度场变化较 Y = 1.5 平面平缓，Y = 0.8 平面的温度变化范围为 307.51~308.45 K，Y = 1.5 平面的温度变化范围 307.506~308.50 K，误差都在  $\pm 0.5$  K 之间，均满足国标要求。



图 4(c)、图 4(d)中 Y = 0.8 平面测试区域的速度变化范围在 0.26~1.04 m/s 之间, Y = 1.5 平面测试区域的速度变化范围在 0.52~1.56 m/s 之间, Y = 1.5 平面的气流扰动较大, 而 Y = 0.8 平面的速度场变化平缓。总体分析, 平面内存在风速较小和风速不均匀两个问题。

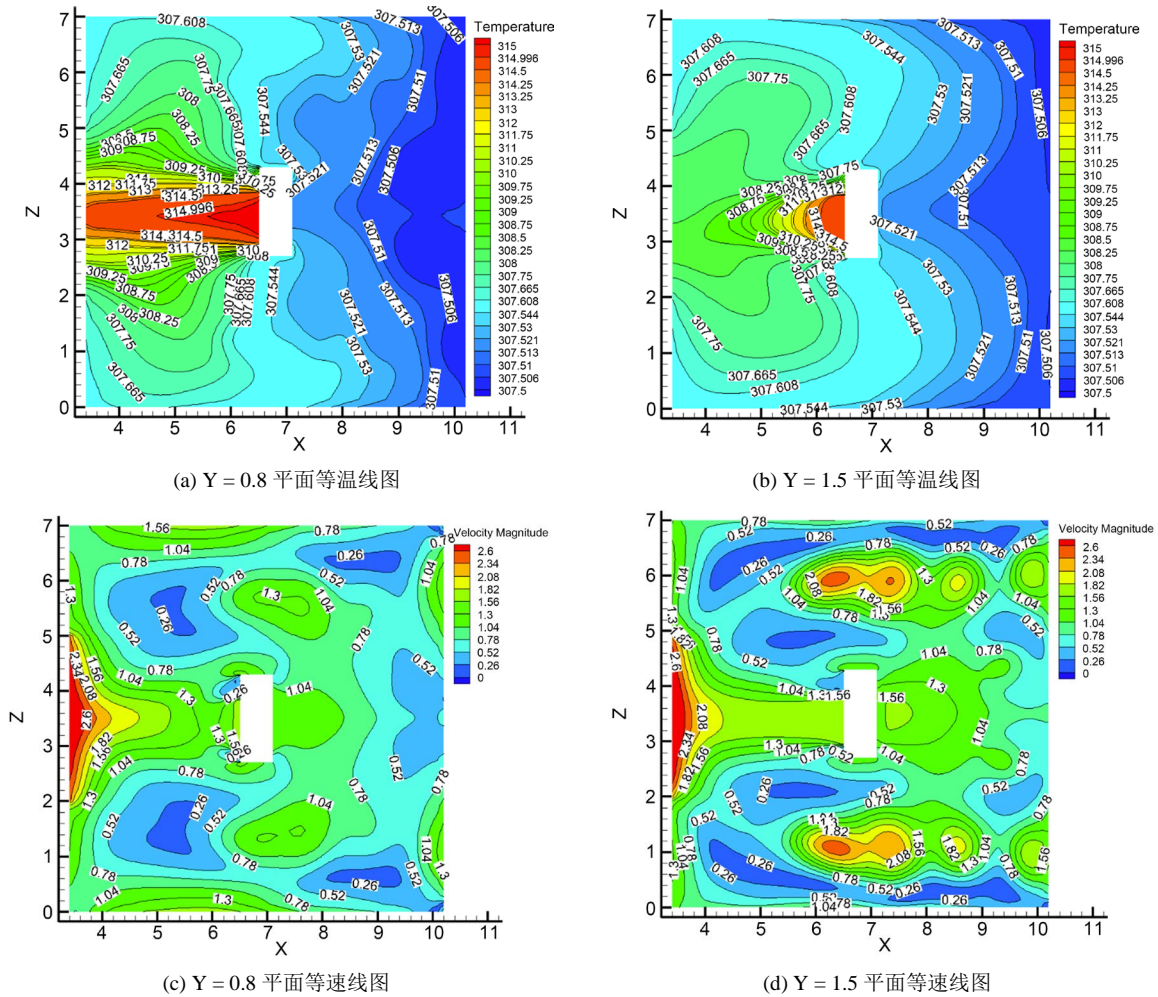


Figure 4. Structure A air duct isotherm and isovelocity diagram for each plane when T = 35°C  
 图 4. T = 35°C 结构 A 风道各平面等温线和等速线图

### 2) 结构 B

图 5(a)、图 5(b)中受到被测机制冷运行的影响, Y = 1.5 平面温度场的变化较 Y = 0.8 平面剧烈, 在被测机出口的位置, Y = 1.5 平面的温度高于 Y = 0.8 平面, 被测机周围的温度场变化均在 308 ± 0.5 K, 符合国标对制冷工况温度场均匀性的要求。增加倾斜挡板, 相当于改变了风道截面积, 图 5(c)、图 5(d)中, Y = 0.8 平面的速度场变化范围为 0.52~1.3 m/s, Y = 1.5 平面的速度场变化范围为 0.78~1.56 m/s, 与结构 A 相比结构 B 的速度场变化平缓。

### 3) 结构 C

对比图 6(a)、图 6(b)和图 5(c)、图 5(d)中温度场的分布发现, 结构 B 与结构 C 的温度场分布基本一致。

对图 6(c)、图 6(d)分析发现, 气流受到挡板的影响, 出风口最高风速超过 2.5 m/s, 随着高度的下降, 速度逐渐减小。从两个平面的速度场分布发现两边墙角的速度偏低, 与 A 结构相比低速区域少。被测机

的中心区域,  $Y = 0.8$  平面内的风速在  $0.52 \sim 1.56 \text{ m/s}$ ,  $Y = 1.5$  平面的风速范围为  $0.78 \sim 1.56 \text{ m/s}$ , 与结构 A 相比, 风速均匀性有很大的提高。

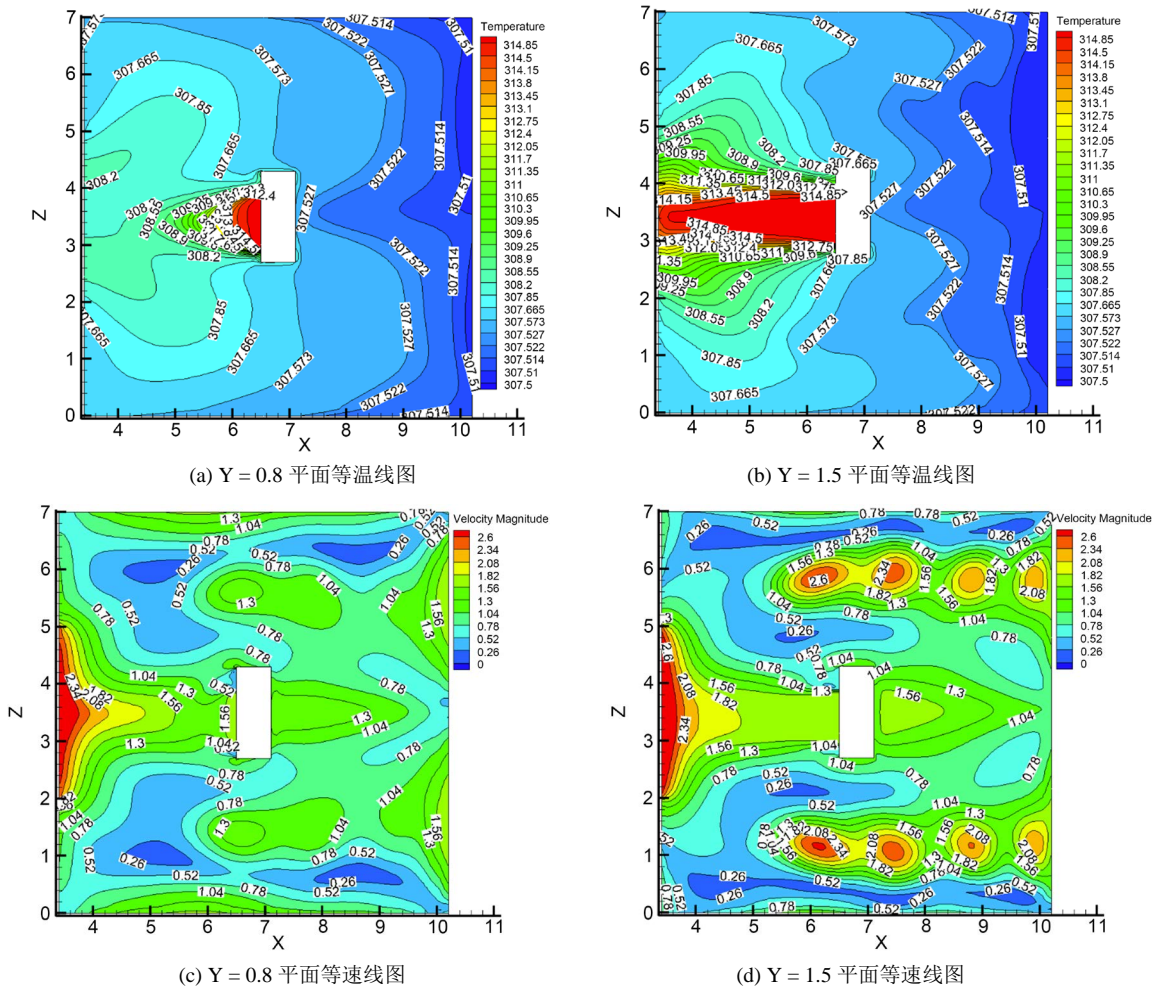
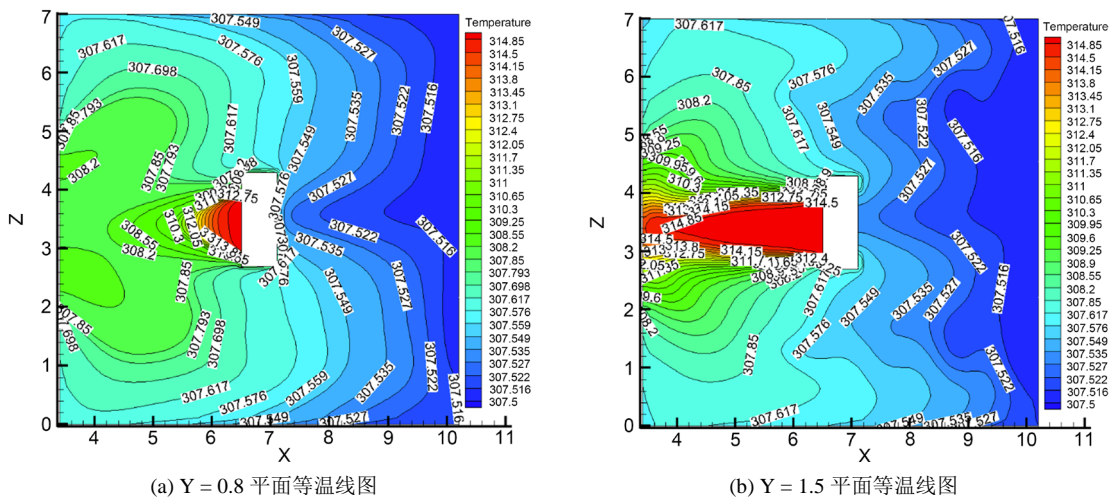


Figure 5. Structure B air duct isotherm and isovelocity diagram for each plane when  $T = 35^\circ\text{C}$

图 5.  $T = 35^\circ\text{C}$  结构 B 风道各平面等温线和等速线图



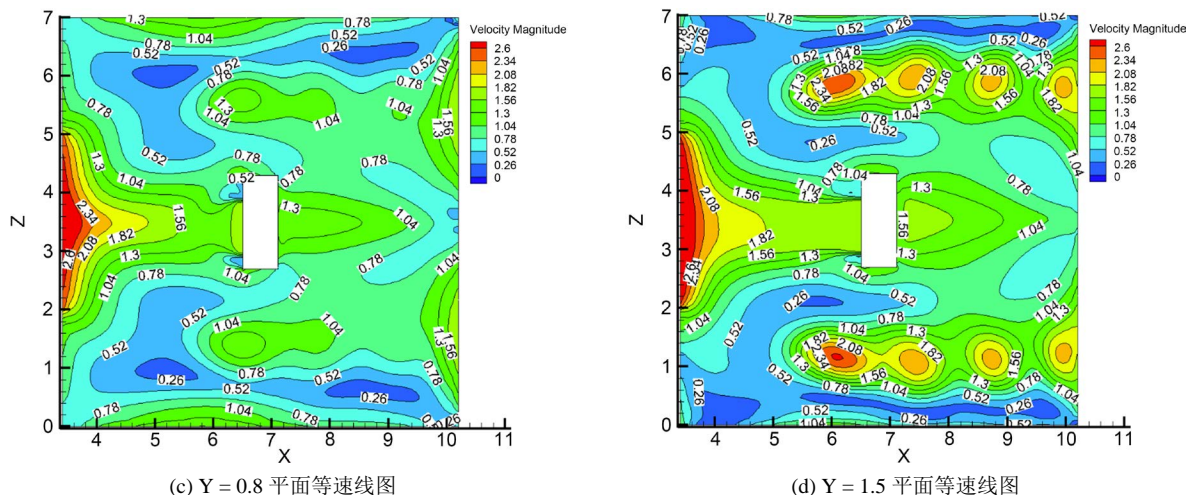


Figure 6. Structure C air duct isotherm and isovelocity diagram for each plane when  $T = 35^{\circ}\text{C}$

图 6.  $T = 35^{\circ}\text{C}$  结构 C 风道各平面等温线和等速线图

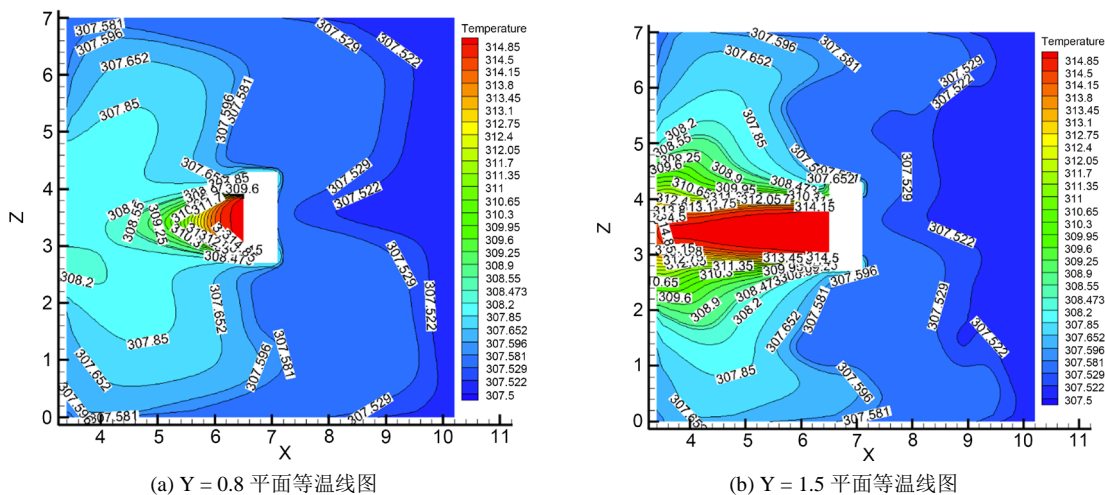
4) 结构 D

$Y = 0.8$  平面被测机周围 1.5 米范围内温度变化范围为 307.529~308.2 K,  $Y = 1.5$  平面内温度变化范围为 307.522~308.473 K, 对比于结构 C 增设  $12^{\circ}$  挡板, 结构 D 增设  $14^{\circ}$  挡板温度变化范围没有太大的影响, 但是温度场均匀性的范围提高。对图 7(c)、图 7(d) 进行分析发现, 在被测机 1.5 m 范围内,  $Y = 0.8$  平面内的风速在 0.78~1.30 m/s,  $Y = 1.5$  平面的风速范围为 0.78~1.56 m/s, 相对于 B 结构和结构 C, 速度的变化范围缩小, 表明增设  $14^{\circ}$  挡板会使得速度场均匀性更好。

5) 结构 E

由图 8(a)、图 8(b) 温度场分布可知,  $Y = 0.8$  平面被测机周围 1.5 米范围内温度变化范围为 307.53~308.16 K,  $Y = 1.5$  平面内温度变化范围为 307.522~308.25 K, 对比于结构 D, 等风量送风结构对温度场的影响较小, 但是温度场稳定的范围增大。

由于风道中加了不同高度的挡板, 风速增大, 最大为 2.6 m/s, 在被测机 1.5 m 范围内,  $Y = 0.8$  平面内的风速在 0.78~1.30 m/s,  $Y = 1.5$  平面的风速范围为 0.78~1.56 m/s。与结构 D 相比, 温度场变化范围以及速度场的变化范围没有太大的优化, 考虑的工程实施的简便性, 结构 D 更适用于工程实际。





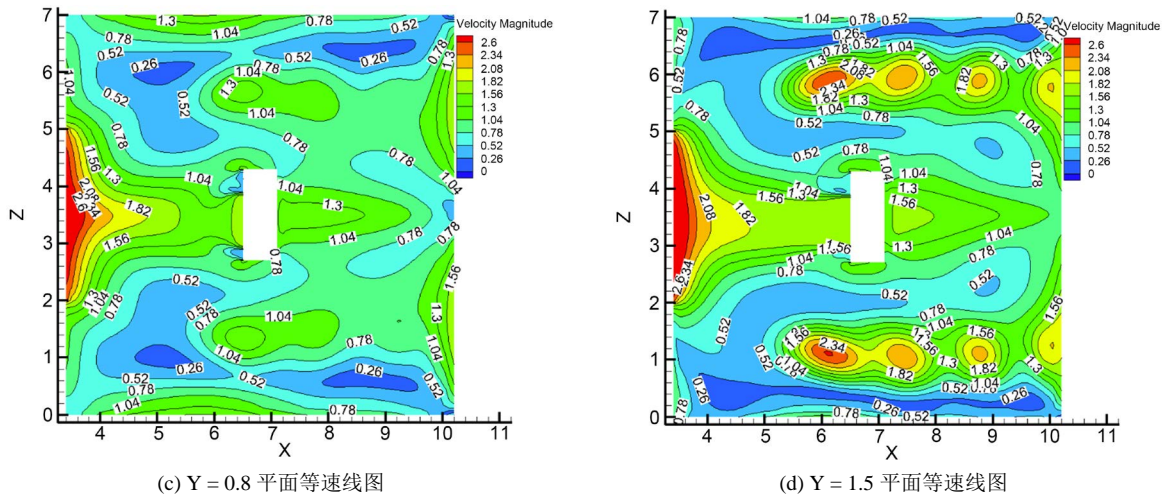


Figure 7. Structure D air duct isotherm and isovelocity diagram for each plane when T = 35°C

图 7. T = 35°C 结构 D 风道各平面等温线和等速线图

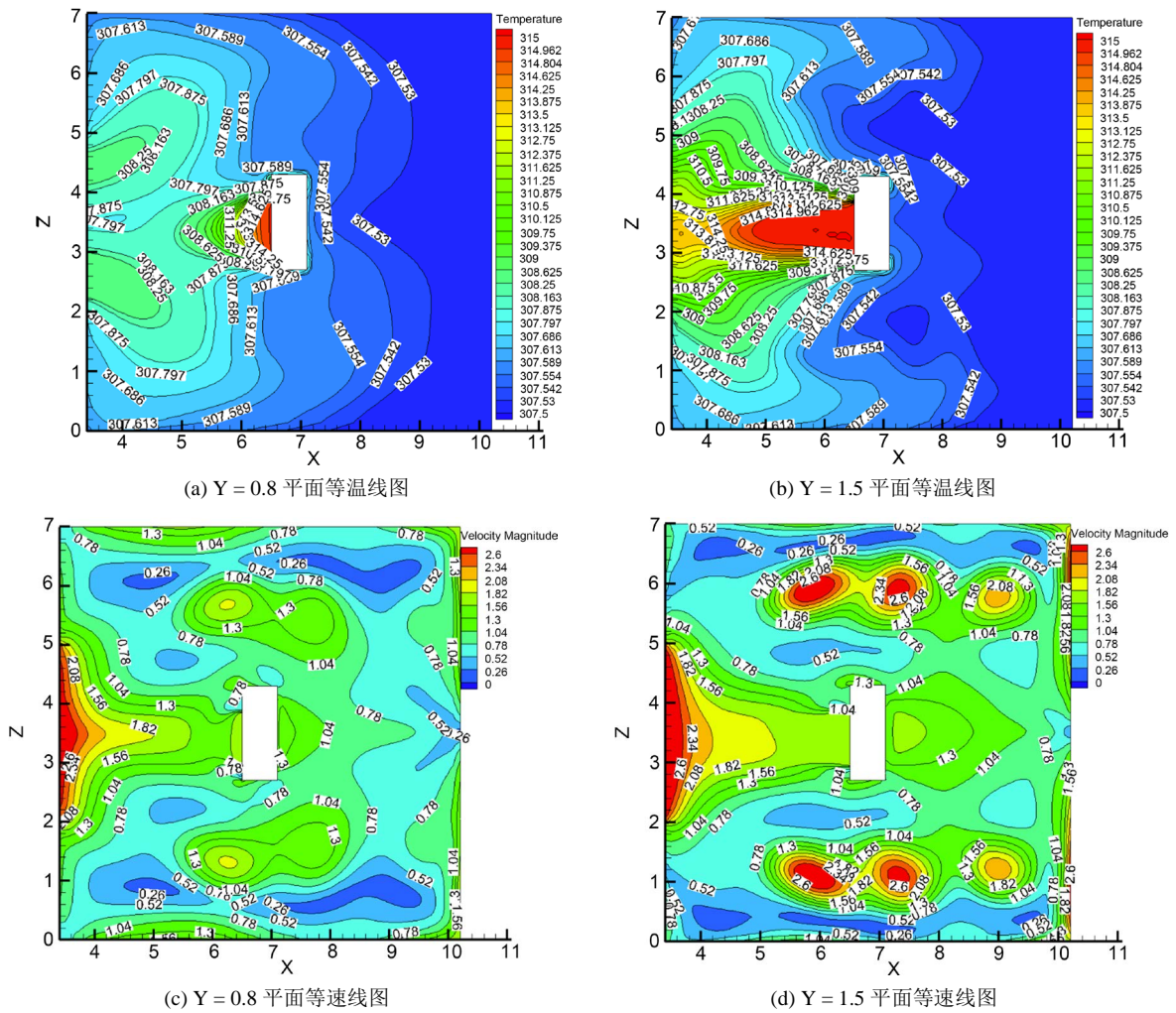


Figure 8. Structure E air duct isotherm and isovelocity diagram for each plane when T = 35°C

图 8. T = 35°C 结构 E 风道各平面等温线和等速线图

5 种不同结构送风风道对测试区域温度场均匀性影响较小，主要影响集中在速度场上，方形风道内部设置倾斜挡板，改变空气流动状态，有益于四个出风口的均匀出风，其中增设 14° 倾斜挡板的风道结构流场均匀性最好。

## 4. 实验验证

### 4.1. 实验内容

为了验证结构 D 模拟结果的可信性以及优化结构的准确性，需要对被测机周围实际的速度和温度进行测量，现场结构 D 送风风道如图 9 所示。热电偶测点在测试区域的中间区域布置，本次实验选取  $Y = 0.8\text{ m}$ 、 $Y = 1.5\text{ m}$  两个平面布置测点，并且两个平面布置相同数量的测点，布置方式一致[17]，测点布置如图 10。每个测点的风速测量采用 TESTO425 热敏风速仪。制冷工况( $T = 35^\circ\text{C}$ ， $T_w = 24^\circ\text{C}$ )达到稳态后，进行数据采集与分析。



Figure 9. Air supply duct structure  
图 9. 送风风道结构

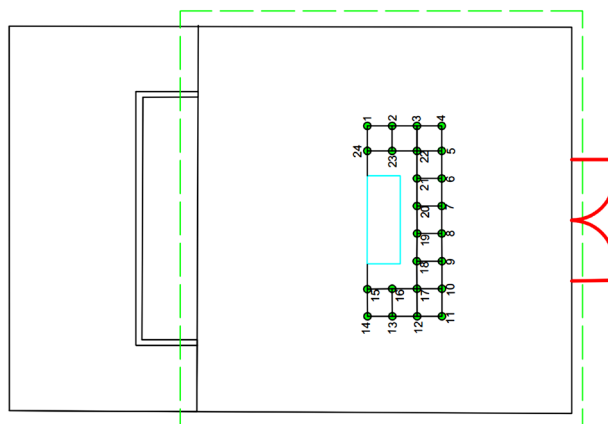


Figure 10. Layout of measuring points in the air-conditioning laboratory  
图 10. 实验室测点布置

### 4.2. 实验与模拟对比分析

图 11 所示为结构 D (方形送风风道内增加 14° 倾斜挡板)的  $Y = 0.8\text{ m}$ ， $Y = 1.5\text{ m}$  平面流场的实测及模

拟对比图。由图 11(a)可知，结构 D 温度的模拟与实测值最大误差为 0.13%。图 11(b)中所示，速度实测与模拟结果的最大误差点在 1 号测点处，差值为 0.34 m/s，除去该点处误差较大外，其他处试验与模拟速度值的曲线拟合程度较高。

如图 11(c)所示，结构 D 温度的模拟与实测值的最大误差为 0.17%。图 11(d)中显示，速度的实测值与模拟值均呈现明显的起伏波动，实测最大值为 1.37 m/s，最小值为 0.60 m/s；模拟结果的最大值为 1.56 m/s，最小值为 0.52 m/s。速度的实测与模拟结果的最大误差点在 47 号测点处，差值为 0.53 m/s，误差在可接受范围之内。

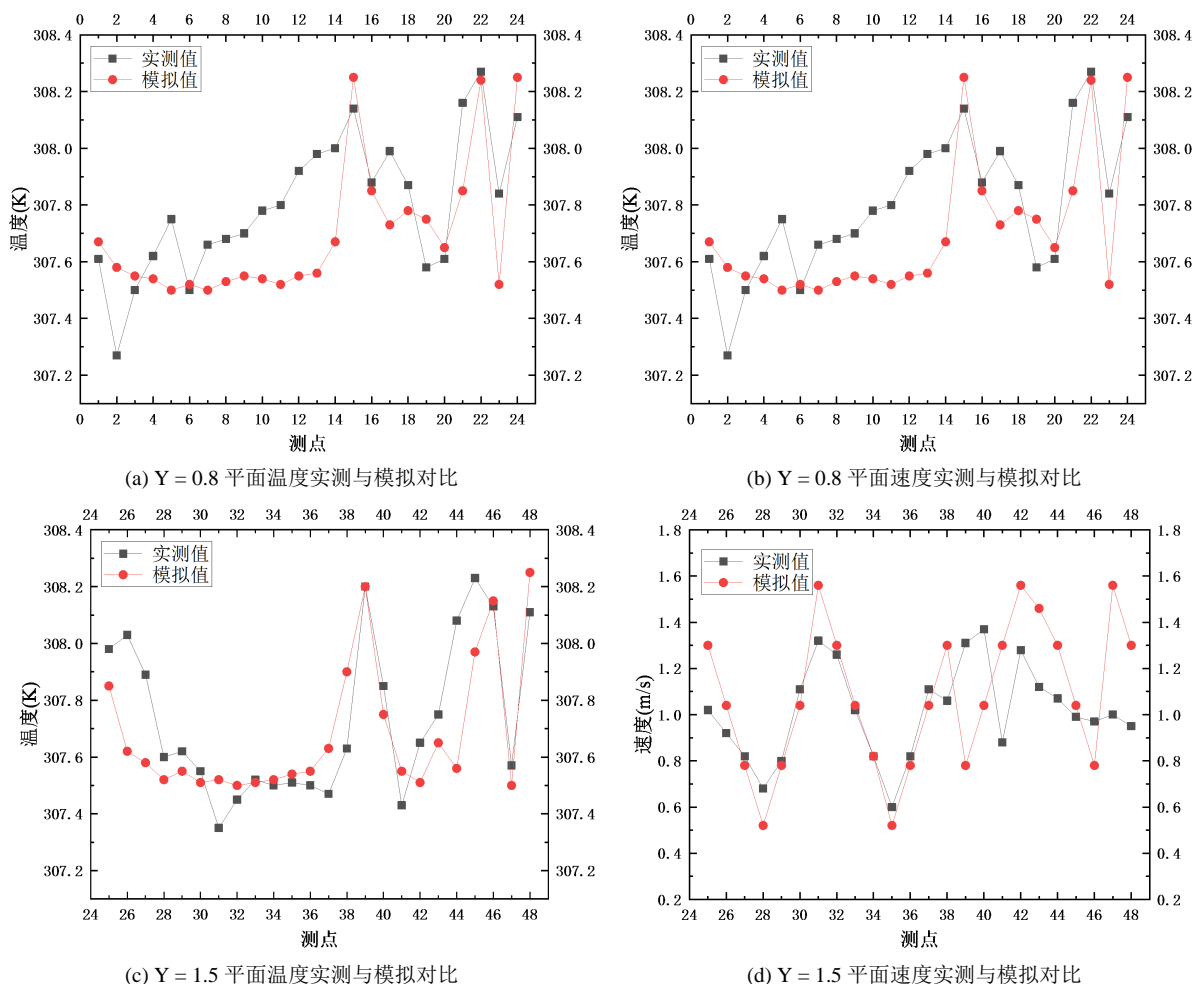


Figure 11. Comparison of simulated with measured for Y = 0.8 m and Y = 1.5 m planes

图 11. Y = 0.8 m、Y = 1.5 m 平面的模拟与实测对比

由模拟仿真以及试验验证可以发现结构 D (增设 14° 倾斜挡板)可以满足人工环境试验室温度场和速度场均匀性的要求，并且相对于其他几种结构速度变化范围较小，温度场分布更加均匀，相比于结构 E (等风量连续斜板送风结构)，结构 D 在工程上施工便利，经济型更好。

### 5. 结论

1) 方形风道内增设倾斜挡板，送风气流与风道板的夹角变大，提高流场均匀性，有益于出风口均匀出风。

2) 变截面送风风道使实验室温度场更加均匀, 满足温度场  $\pm 0.5 \text{ K}$  的精度要求, 在主测试区域, 结构 D 温度场的温差幅度在  $\pm 0.3 \text{ K}$ , 满足高精度的测试要求。

3) 结构 D 风道送风,  $Y = 0.8$  平面所选测点温度实测值与模拟值最大的误差为 0.13%, 速度的实测值与模拟值最大误差为 0.34 m/s;  $Y = 1.5$  平面温度的实测值与模拟值最大误差为 0.17%, 速度的实测值与模拟值的最大误差为 0.53。结构 D 温度场和速度场的均匀性更好, 在工程上易于实现, 因此工程上推荐该结构的设计。

## 参考文献

- [1] 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.
- [2] Sadrizadeh, S., Holmberg, S. and Tammelin, A. (2014) A Numerical Investigation of Vertical and Horizontal Laminar airflow Ventilation in an Operating Room. *Building & Environment*, **82**, 517-525. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.09.013>
- [3] Ye, W.B. (2017) Design Method and Modeling Verification for the Uniform Air Flow Distribution in the Duct Ventilation. *Applied Thermal Engineering*, **110**, 573-583. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.177>
- [4] Li, T.Y. (2017) On the Formulation of a 3-D Smooth Curved Pipe Finite Element with Arbitrary Variable Cross-Section. *Thin-Walled Structures*, **117**, 314-331. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2017.05.009>
- [5] Kefayati, G.H.R. and Huilgol, R.R. (2017) Lattice Boltzmann Method for the Simulation of the Steady Flow of a Bingham Fluid in a Pipe of Square Cross-Section. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, **65**, 412-422. <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2017.02.001>
- [6] 杨志恒. 列车空调系统气候实验室气流组织研究[D]: [硕士学位论文]. 青岛: 青岛理工大学, 2015.
- [7] 滕琴, 杨冬冬, 田奇勇, 等. 送风风道均匀送风的设计计算[J]. 流体机械, 2003, 31(1): 310-313.
- [8] 肖婷, 李林, 梅硕俊, 等. 变截面风管均匀送风的气流组织 CFD 模拟[J]. 湖南工业大学学报, 2016, 30(2): 13-20.
- [9] 戚新秋. 风道结构对人工环境试验室气流组织影响的研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京师范大学, 2018.
- [10] 宋金蔚, 刘国丹, 李亮. 某列车送风系统及室内气流组织优化研究[J]. 青岛理工大学, 2015, 36(3): 72-78.
- [11] 周晟杰. 人工环境试验室空气流场的研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京工业大学, 2008.
- [12] Kim, D., Kwon, Y., Cho, Y., et al. (2009) Convective Heat Transfer Characteristics of Nanofluids under Laminar and Turbulent Flow Conditions. *Current Applied Physics*, **9**, 119-123. <https://doi.org/10.1016/j.cap.2008.12.047>
- [13] 周凌九, 袁玲丽. 射流泵内部流动计算中不同湍流模拟方法的比较[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(1): 25-30.
- [14] Cortella, G., Manzan, M. and Comini, G. (2001) CFD Simulation of Refrigerated Display Cabinets. *International Journal of Refrigeration*, **24**, 250-260. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00015-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00015-3)
- [15] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. 计算机和数据处理机房用单元式空气调节机: GB/T 19413-2010 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
- [16] 全国冷冻空调设备标准化技术委员会. 单元式空气调节机: GB/T 17758-2010 [S]. 北京: 中国标准化出版社, 2010.
- [17] 全国人类工效学标准化技术委员会. 室内人体热舒适环境要求与评价方法: GB/T33658-2017 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.