

环境试验箱气流组织与围护结构耦合传热研究

刘海燕, 马建军

(中国飞机强度研究所, 西安 710065)

摘要: **目的** 研究环境试验箱在升、降温过程中气流组织与围护结构的耦合传热行为, 为环境试验箱制冷/加热能力的确定提供精确的设计方法。 **方法** 首先利用UC240环境试验箱搭建实验平台, 测量环境箱送风口速度分布, 以及升、降温过程中室内及壁面的温度曲线, 然后对环境箱进行建模, 以实测的送风速度、温度作为边界条件, 利用CFD方法进行仿真, 最后对比分析实验值与CFD仿真的结果。 **结果** 利用CFD方法计算得到的环境箱升、降温曲线与实测值吻合较好, 尤其是壁面温度曲线, 误差不超过4℃。送风温度可以根据蒸发器理论或加热功率和回风温度而动态地确定。 **结论** 利用CFD方法分析环境试验箱气流组织与围护结构的耦合传热是可行的, FLUENT的UDF功能可根据需要扩展, 以协助设计蒸发器和控制策略。

关键词: 环境试验箱; 气流组织; 围护结构; 耦合传热; CFD; UDF

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2016.02.009

中图分类号: TJ01; V416 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2016)02-0044-08

Coupled Heat Transfer Analysis of Airflow and Enclosure Structures of Environment Test Chamber

LIU Hai-yan, MA Jian-jun

(Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

ABSTRACT: Objective To study the coupled heat transfer of airflow and enclosure structures of environment test chamber during cooling or heating process, in order to provide an accurate method of cooling or heating capacity design for environment test chamber. **Methods** First, an experiment platform was established based on UC240 test chamber, airflow distribution at the outlet of environment test chamber and temperature curves inside the chamber and on the chamber wall during the cooling or heating process were measured. Then, the cooling and heating process of the chamber was calculated with CFD method, while the measured inlet air velocity and temperature was applied as the boundary conditions. **Results** The CFD results of temperature curves corresponded well to the experimental results, especially the curve of inner wall temperature, and the error was less than 4℃. The supply air temperature could be dynamically calculated according to heat exchanger theory or heating power and outlet temperature. **Conclusion**

收稿日期: 2015-10-13; 修订日期: 2015-11-13

Received: 2015-10-13; Revised: 2015-11-13

基金项目: 中国航空工业集团公司技术创新基金(2013F62302)

Fund: Supported by Technique Innovation Foundation of Aviation Industry Corporation of China(2013F62302)

作者简介: 刘海燕(1968—),男,陕西户县人,硕士,高级工程师,主要研究方向为飞机结构环境强度。

Biography: LIU Hai-yan(1968—), Male, from Huxian, Shaanxi, Master, Senior Engineer, Research focus: environment strength of aircraft structure.

Calculation of coupled heat transfer of airflow and enclosure structures of environment test chamber based on CFD method was feasible and accurate. The UDF function of FLUENT could be expanded to help design heat exchanger and control system.

KEY WORDS: environment test chamber; airflow structure; enclosure structure; coupled heat transfer; CFD; UDF

温度的模拟是环境试验箱的主要功能。箱体的最大热负荷通常来自于较高的温变速率,此时,环境箱的围护结构是主要的热负荷之一,因此在设计制冷或加热系统的能力时,需计算围护结构的热负荷^[1]。传统的设计方法是采用有限差分法、状态空间法、传递函数法等方法计算围护结构的热负荷^[2-3]。这些方法因不考虑空气的实际流动状态以及与围护结构之间的相互作用,会导致较大的设计误差。为了保证环境箱的性能指标,只能通过放大制冷和加热能力来弥补方法的不足,导致设备成本增大。事实上,气流组织决定了箱内的温度场分布和内壁面的对流换热系数分布,而壁面对流换热系数对围护结构的传热影响很大。因此,要使环境箱的加热和制冷能力设计得更准确,在计算围护结构的热负荷时,就必须考虑气流组织与围护结构的耦合传热问题,同时验证气流组织设计是否合理^[4-5]。

1 耦合传热数值模拟方法简介

1.1 流固耦合传热计算的数学基础

环境实验内的空气流动要满足连续性方程、动量方程、能量方程,固体传热要满足传热方程,这些方程可以表示成下面的通用形式^[6-7]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi U) = \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \cdot \nabla \phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中: ϕ 为通用变量,可以代表 u, v, w, T 等求解变量; Γ_{ϕ} 为广义扩散系数; S_{ϕ} 为广义源项。CFD方法将流体域与固体域当作整体进行计算与分析,流体域与固体域仅仅在广义扩散系数和广义源项上有所不同。将固体与流体的界面特性采用调和平均处理,以满足界面处的热流平衡,将固体区域黏性系数取无穷大来保证其速度为0。

1.2 UC240环境试验箱

为验证用CFD方法计算气流组织与围护结构耦合传热的准确度,首先针对现有的UC240环境试验箱进行了实验。环境箱结构如图1所示,内部尺寸为: $L=6.69 \text{ m}$, $W=3.5 \text{ m}$, $H=4.0 \text{ m}$,可实现的温度范围为 $-70 \sim$

$150 \text{ }^{\circ}\text{C}$,温度不均匀度 $\leq 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。空气处理单元置于室内,其内有蒸发器、除湿器、加热器等,处理过的空气经四个离心风机通过送风口送出,每个送风口有效尺寸为 $0.3 \text{ m} \times 0.17 \text{ m}$,送风口上部设有导流板,以引导送风射流在顶部形成贴附。实验箱底部有三个回风口。制冷系统为一套小型复叠式制冷机组,最低蒸发温度 $-75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。加热采用电加热,额定加热功率为 40 kW 。

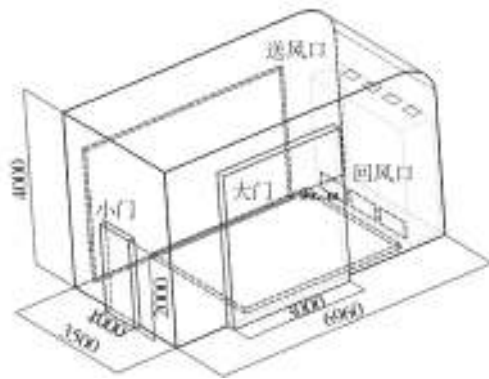


图1 UC240环境试验箱结构

Fig.1 Sketch of UC240 environment test chamber

实验室围护结构由 150 mm 的库板拼接而成,库板分三层结构,从内到外为:不锈钢—聚胺脂—不锈钢,材料参数见表1。

表1 围护结构材料参数

Table 1 Material parameters of chamber enclosure

材料	厚度/ mm	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	比热/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	热传导系数/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
304 不锈钢	1.5	8930	460	16.2
聚胺脂	147	45	1381	0.0237

1.3 计算模型及边界条件设置

为简化计算,忽略对计算影响不大的细节。实验箱内内壁按平板处理,忽略凸出的壁板,风口等效为与有效面积相同的矩形开口^[8]。用CATIA V5建立包含围护结构的几何模型,用ICEM进行网格划分,如图2所示。

空气密度采用不可压缩理想气体模型,考虑空气



图2 网格划分

Fig.2 Grid of the chamber

的密度变化,不考虑重力的影响,忽略壁面间的辐射换热,操作压力按当地大气压取值,湍流模型选择 RNGk-e 两方程模型^[9],压力耦合采用 SIMPLE 算法,除压力外各方程离散均采用二阶迎风格式。边界条件设置如下:

1) 送风口。采用速度入口边界,风口速度分布利用 UDF 编程^[10]施加实际测量获得的速度分布及方向,湍流动能及耗散率按式(2)计算^[11]:

$$k = \frac{3}{2}(v_{in}I)^2, e = \frac{C_{\mu}k^{1.5}}{0.07L} \quad (2)$$

式中: v_{in} 为送风速度,由实测值给定; I 为送风湍流度,取 10%; L 为送风口直径,取 0.27 m。送风温度同样利用 UDF 编程,施加实际测量得到的 PT100 温度传感器的温度曲线。

2) 回风口。采用压力出口边界,表压为 0。

3) 内壁面及保温板层与层之间的壁面设置为耦合界面,外壁面设置为对流换热边界,温度为 25.5 °C,对流传热系数为 5 W/(m²·K)。

4) 内壁面由于升、降温过程中壁面温差不大,忽略壁面间的辐射换热。

先按稳态计算出速度初场,由于壁面对流换热系数对壁面第一层网格高度很敏感^[12],壁面函数要求 30< y^+ <300,因此采用自适应网格方法,不断地根据壁面 y^+ 调整网格,直到满足要求。获得流动初场后进行瞬态升温或降温计算。

2 环境参数实验测试

2.1 温度场和速度场测量点

在实验箱内测量了 1#~4# 点上方的速度-高度曲线,如图 3 所示。每个出风口截面测量了 24 个点的流速,所用的测量仪器为 TESTO425 精密热敏风速仪。

室内温度测点按相关标准^[13]要求布置 15 个点,如图 4 所示,此外还在送风口、回风口、内壁面、外壁面及外部环境中布置了 7 个温度测点,总的温度测点为 22 个,测量设备为 T 型热电偶及其配套的数据采集系统。此外出风口处自带一个 PT100 铂电阻温度传感器,用于系统自身的温度测控。

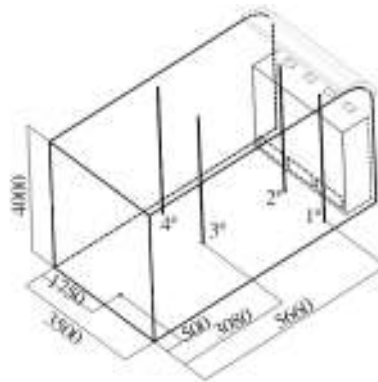


图3 室内风速测点

Fig.3 Distribution of wind velocity measuring points

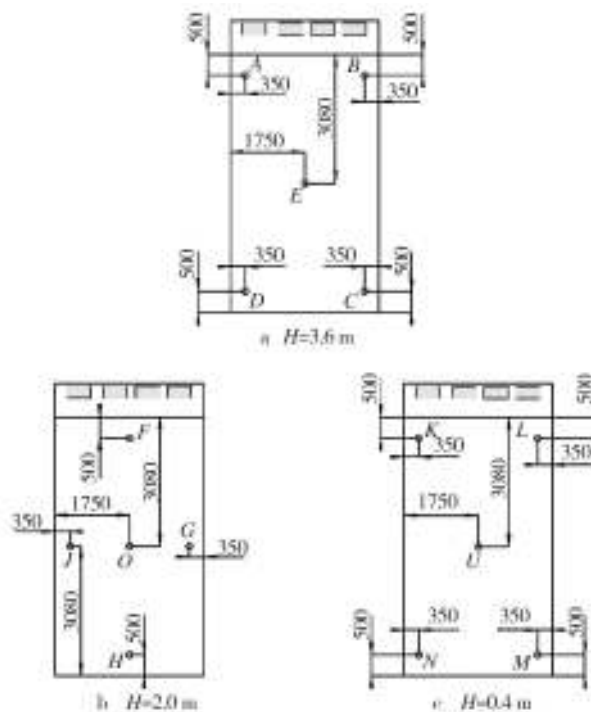


图4 室内温度测点

Fig.4 Distribution of indoor temperature measurement points

2.2 实验内容

实验的内容主要有三项:

1) 室内速度场的测量,利用热敏风速仪测量得到等温送风时室内测点及送风口处的速度;

2) -55 °C降温实验,实验前打开箱门通风3天,使围护结构内部温度场尽可能均匀,然后设定目标温度为-55 °C,开始降温,记录测点的温度曲线,直到环境箱温度达到-55 °C;

3) +74 °C升温实验,实验前同样打开箱门通风3天,使围护结构内部温度场尽可能均匀,然后设定目标温度为+74 °C,开始升温,记录测点的温度曲线,直到环境箱温度达到+74 °C。

实验结束后,将PT100铂电阻测得的温度曲线作为CFD模拟送风口的温度边界条件,实测的送风口速度分布作为CFD模拟时送风口的速度边界条件,然后进行数值计算,最后将计算结果与实验值进行对比。

3 计算结果与实测结果对比分析

3.1 速度场对比分析

图5显示了CFD计算与实测的测点速度对比,CFD计算在测点1,2,4的速度分布预测上,准确地反应了速度在高度方向的变化趋势,在测点3与实测值有一定的偏差。这是因为送风口处的流动非常复杂,风口的简化不可能做到与实际值完全一致,且对壁面进行了简化,忽略了壁面凸出的部分。图6显示了室内的流动轨迹,送风射流与出口呈一定角度送出,受顶部导流板的作用转向并贴附在顶棚上,增长了射程,利于送风射流的充分混合,整个试验区都处在回流区。

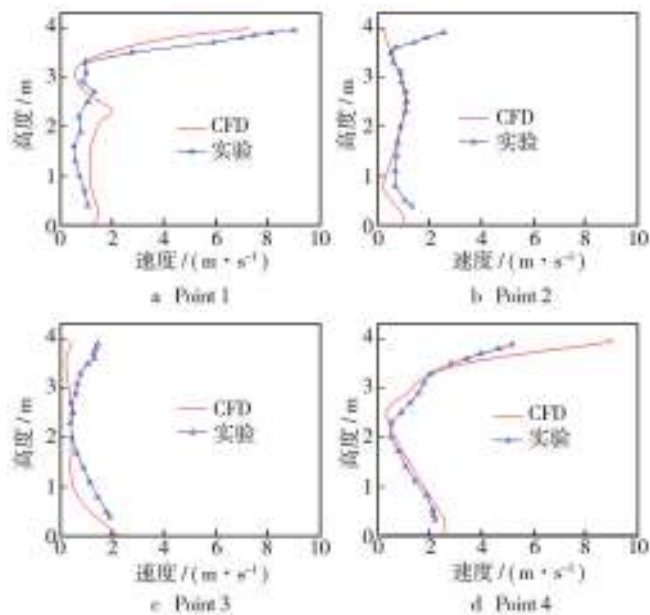


图5 测点速度CFD仿真与实验对比

Fig.5 Contrast of CFD simulated and experimental velocity magnitude

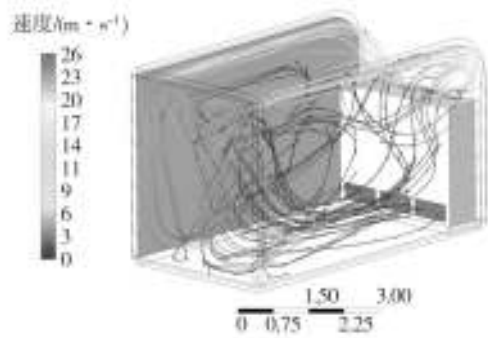


图6 室内流动轨迹

Fig.6 Path line of airflow

3.2 温度场对比分析

实验与CFD计算的降温过程温度曲线如图7所示,可以看出,CFD计算的结果与实测值趋势非常一致。受限于T型热电偶的精度,实测温度存在一定的误差,PT100铂电阻最终的温度达到了-55 °C,位于相同位置的热电偶最终的温度只有-52 °C。CFD计算的室内温度达到了-55 °C,与厂家标定值一致,同时壁面温度降至-54 °C。

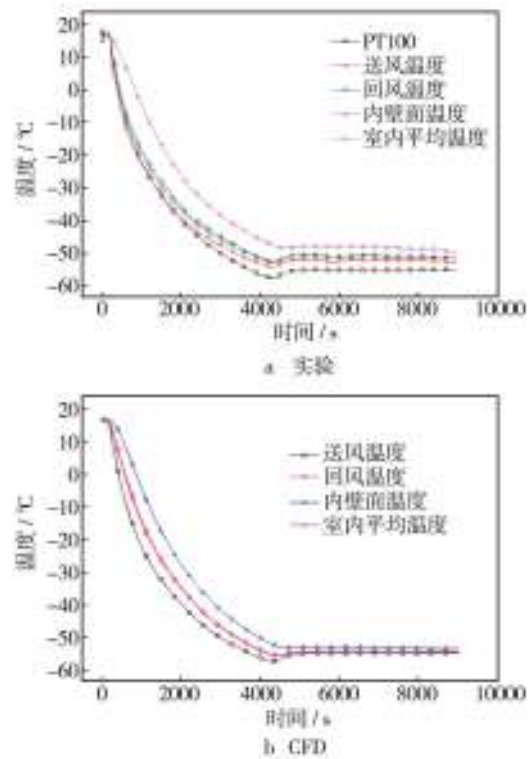


图7 降温曲线

Fig.7 Temperature trends in the cooling process

考虑到热电偶的误差是基本一致的,现比较送风温度与其他温度的温度差,如图8所示。图8中 t_m 为送

风温度, t_w 为内壁面温度, \bar{t} 为箱内平均温度, σ_t 为温度不均匀度, 按式(3)计算。

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{\sum(t_i - \bar{t})^2}{N}} \quad (3)$$

式中: t_i 为测点温度; N 为测点数量, $N=15$ 。

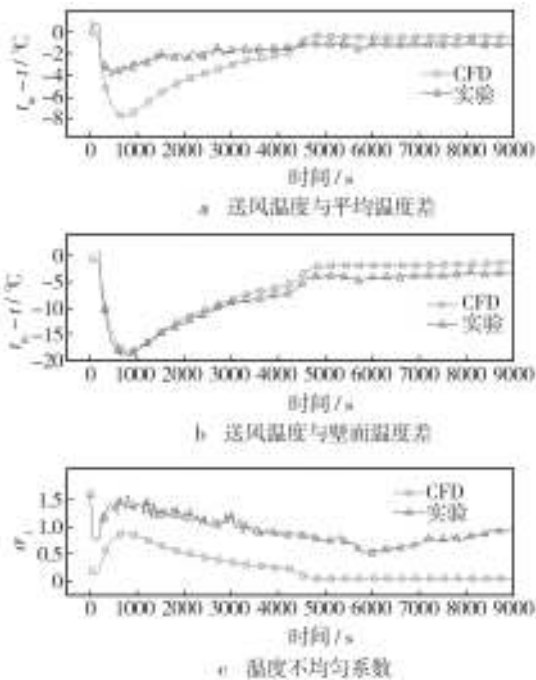


图8 降温实验温度差及温度不均匀性系数对比

Fig.8 Comparison of temperature difference and temperature non-uniformity coefficient in the cooling process

从图8中可以看出, CFD计算的送风温度与室内平均温度差模拟值比实测值最大相差4℃左右, 这可能是所用热电偶不太适合测量低温空气造成的, 但总体趋势保持一致。送风温度与壁面温度差 CFD 值与实测值几乎重合, 壁面的温度响应完全符合实际情况。温度不均匀性系数模拟值比实测值偏低, 考虑到实测值本身的误差, 这种偏差可以认为是正常的。

实验与 CFD 计算的升温过程温度曲线如图9所示, 对比显示 CFD 值与实测值趋势保持一致, 实测值受测量系统精度的影响有偏差, 热电偶测得的送风温度比 PT100 铂电阻低。

图10显示了送风温度与室内平均温度差, 送风温度与内壁面温度差、温度不均匀性系数 CFD 值与实测值的对比。可以看出, CFD 值与实测值吻合得很好, 尤其是送风温度差与内壁面温度差, CFD 值与实测值最大相差不到3℃。

从上述对比分析可以看出, 无论是降温还是升温, 用 CFD 方法计算气流组织与围护结构的耦合传热都是可行的、准确的。

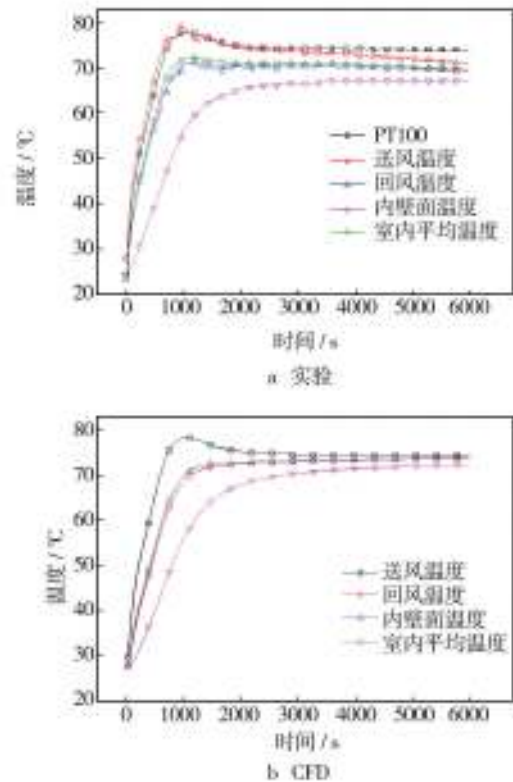


图9 升温曲线

Fig.9 Temperature trends in the heating process

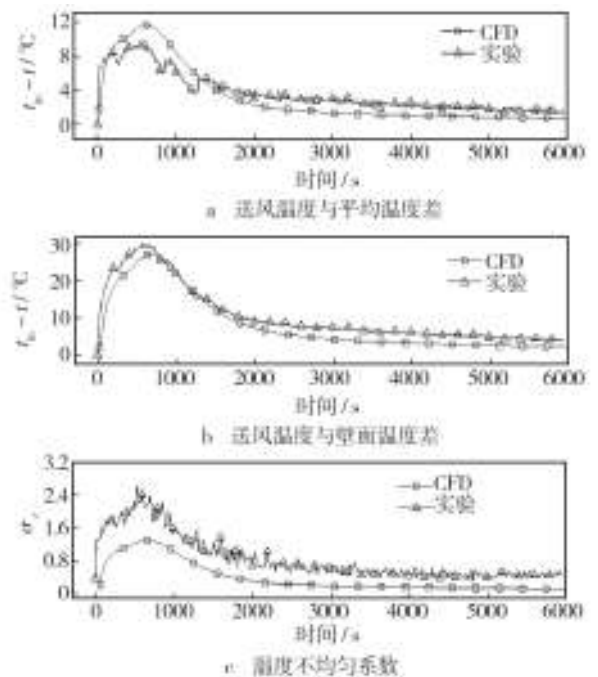


图10 升温实验温度差及温度不均匀性系数对比

Fig.10 Comparison of temperature difference and temperature non-uniformity coefficient in the heating process

3.3 送风温度对比分析

降温过程中, 室内空气从回风口进入空气处理单

元,与蒸发器产生换热,释放热量,温度降低,然后由离心风机驱动进入实验区。实验测量得到的同一时

刻送风温度和回风温度的关系与CFD计算结果如图11所示。

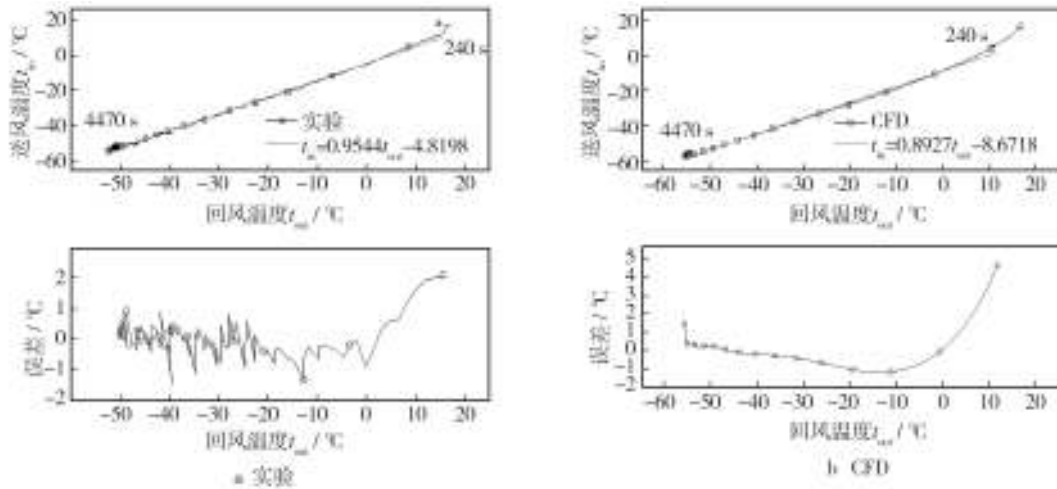


图11 降温实验回风温度和送风温度的关系

Fig.11 Relationship between supply and return airflow temperature in the cooling process

实验及CFD计算的结果都表明,在降温过程的大部分时间区间为240~4470 s,同一时刻的送风温度和回风温度呈线性相关,实验得到的送风温度 t_{in} 和回风温度 t_{out} 可线性拟合为:

$$t_{in} = 0.9544t_{out} - 4.5198 \quad (4)$$

CFD计算得到的送风温度 t_{in} 和回风温度 t_{out} 可线性拟合为:

$$t_{in} = 0.8927t_{out} - 8.6718 \quad (5)$$

根据换热器设计理论^[4],对于蒸发器,送风温度可按式(6)计算:

$$t_{in} = (1 - \varepsilon)t_{out} + \varepsilon t_{evp} \quad (6)$$

式中: ε 为蒸发器的有效度,取值范围为0~1,由

蒸发器的几何特性、空气流量等参数决定; t_{evp} 为蒸发温度。因此,对于空气流量和蒸发温度恒定的蒸发器,送风温度将与出风温度呈线性相关。由式(4)可推出蒸发器的有效度为0.05,蒸发温度为 $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由于实验值有误差,蒸发温度比实际值 $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 偏低。由CFD结果可以推出蒸发器有效度为0.11,蒸发温度为 $-84\text{ }^{\circ}\text{C}$,比较接近实际蒸发温度。

升温过程中,循环空气被空气处理单元中的电加热器加热,在此过程中送风温度与回风温度的关系与CFD值如图12所示。在区间40~1000 s,送风温度与回风温度也近似呈线性相关并可进行线性拟合。拟合的曲线与实测值或CFD值最大误差不超过 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$,并

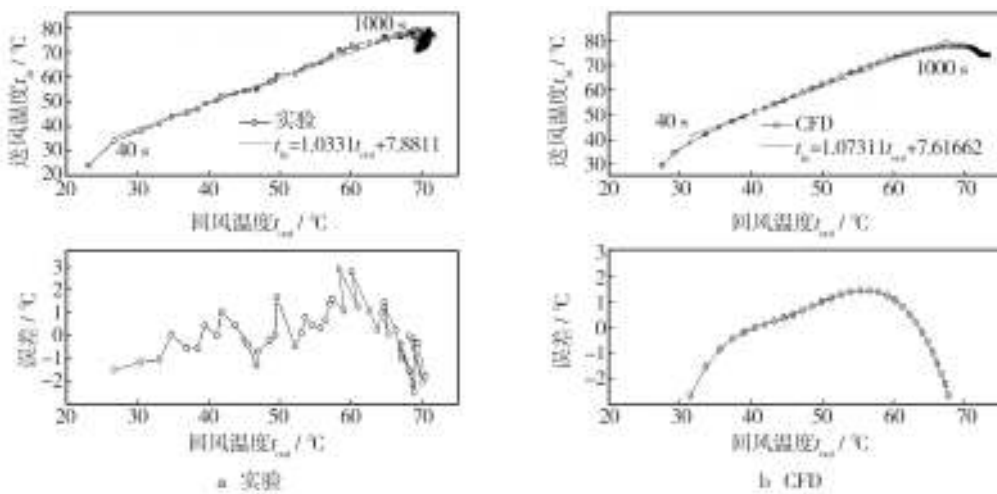


图12 升温实验回风温度和送风温度的关系

Fig.12 Relationship between supply and return airflow temperature in the heating process

且曲线斜率大于1。

假设加热器以恒定功率 Q 加热,所产生的热量完全被空气吸收,通过换热器的空气质量流量为 \dot{m} ,根据能量守恒有:

$$\dot{m}c_p t_{out} + Q = \dot{m}c_p t_{in} \quad (7)$$

式中: c_p 为空气的定压比热容,因此:

$$t_{in} = t_{out} + \frac{Q}{\dot{m}c_p} \quad (8)$$

当体积流量保持定值时,质量流量可按式(9)计算:

$$\dot{m} = \rho_{out} \dot{V} = \frac{P}{Rt_{out}} \dot{V} \quad (9)$$

式中: ρ_{out} 为回风空气密度; P 为箱内压力。因此出风温度为:

$$t_{in} = t_{out} + \frac{Q}{\dot{m}c_p} = \left(1 + \frac{QR}{PVc_p}\right)t_{out} \quad (K) \quad (10)$$

以 $^{\circ}C$ 为单位时:

$$t_{in} = \left(1 + \frac{QR}{PVc_p}\right)t_{out} + \frac{273.15QR}{PVc_p} \quad (^{\circ}C) \quad (11)$$

这就解释了曲线斜率大于1的原因。根据式(11),当送风量为 $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,计算出的加热功率为 35 kW ,与实际值 40 kW 很接近。

3.4 考虑蒸发器的仿真分析

根据蒸发器理论以及理想气体状态方程,回风温度等可以推导出送风温度,FLUENT的UDF功能为计算能力的扩展提供了有力工具,可以将蒸发器或加热器的参数作处理,融合进CFD的仿真进程。根据式(6),利用UDF提供的DEFINE_EXECUTE_AT_END函数,在计算过程中动态地根据回风温度计算送风温度,计算结果如图13所示。

图13中CFD近似为考虑蒸发器时的计算,作为对

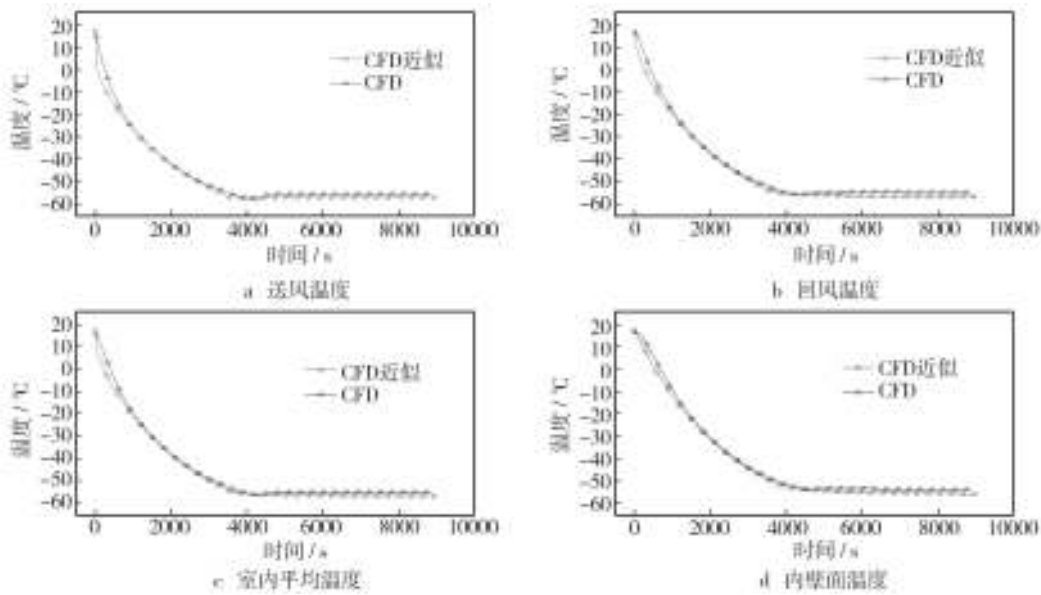


图13 考虑蒸发器时的降温计算

Fig.13 Cooling simulation considering evaporimeter

比还显示了上文CFD计算的结果。CFD近似计算忽略了降温初期蒸发器未完全满负荷运行,不完全满足式(6)这一情况,计算全程送风温度都按式(6)进行计算,回风温度达到 $-55^{\circ}C$ 后送风温度设定在 $-56^{\circ}C$ 。可以看出,这种近似处理方法在整个降温过程中与实际模拟值的趋势是相当一致的,不同的是降温初期与实际模拟有一定的偏差,降温刚开始时,作近似处理的降温速率较快,这是正常的。随着时间的进行,近似处理的结果与实际模拟就趋于一致了。

图14显示,CFD近似计算相当于把降温过程整个在时间轴上向前平移了一段距离,而这种平移对最终的结果几乎是没有影响的。如果对蒸发器进一步进行分析,获得降温过程中蒸发器的工作状态,将能得到精确的送风温度表达式,考虑蒸发器时的CFD模拟也将更加精确。反过来CFD模拟的结果还能验证蒸发器的设计参数是否合理,这对加热器的设计同样适用,甚至可以对控制策略进行验证^[15]。

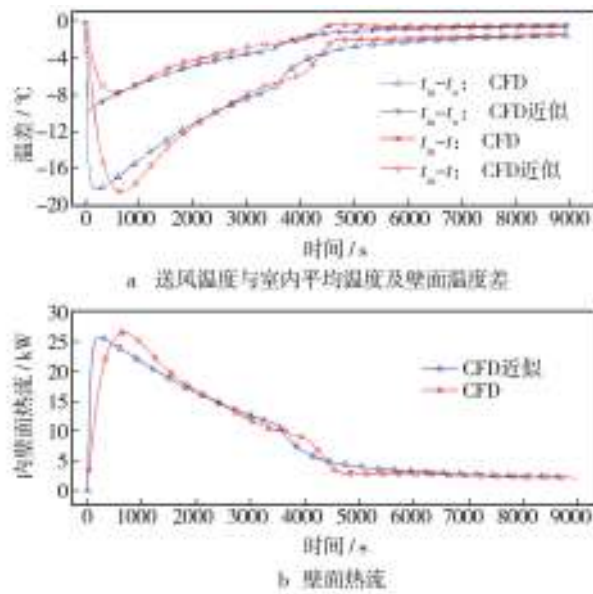


图14 温度差与内表面热流对比

Fig.14 Comparison of temperature difference and inner wall heat flux between two CFD methods

4 结论

文中通过实验以及CFD数值模拟,对UC240环境箱的室内流场、升温、降温过程进行了模拟,得出以下结论。

1) 利用CFD方法来模拟环境试验箱的气流组织与围护结构的耦合传热是可行的、可信的,能够得到更准确的室内温度、围护结构的温度响应。

2) 送风温度的确定因素:降温送风温度主要由蒸发器的有效度、回风温度以及蒸发温度来确定。升温送风温度主要由加热功率、送风流量和回风温度确定。

3) 根据蒸发器的性质来动态地确定送风温度是准确的。

4) FLUENT的UDF功能可根据需要进行扩展,验证蒸发器或加热器的设计参数,并可对控制策略进行验证。

参考文献:

[1] 王浚,黄本诚,万才大,等. 环境模拟技术[M]. 北京:国防工业出版社,1996,5.
WANG Jun, HUANG Ben-cheng, WAN Cai-da, et al. Environment Simulation Technology[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1996, 5.

[2] 黄翔. 空调工程[M]. 北京:机械工业出版社,2013.

HUANG Xiang. Air Condition Engineering[M]. Beijing: China Machine Press, 2013.

[3] 翟唤春,尚娜,王浚. 环境试验设备的状态空间法仿真设计[J].北京航空航天大学学报,2004,30(2):109—113.
ZHAI Huan-chun, SHANG Na, WANG Jun. Simulation Design Based on State-space for Environment Test Equipment[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(2): 109—113.

[4] 王怡,刘国华,陈靖. 建筑室内环境数值模拟中的耦合方法[J]. 建筑科学与工程学报,2006,23(4):79—83.
WANG Yi, LIU Guo-hua, CHEN Jing. Coupling Method by Numerical Simulation of Building Indoor Environment[J]. Journal of Architecture and Civil Engineering, 2006, 23(4): 79—83.

[5] ZHAI Zhi-qiang, CHEN Qing-yan, PHILIP H, et al. On Approaches to Couple Energy Simulation and Computational Fluid Dynamics Programs[J]. Building and Environment, 2002 (37):857—864.

[6] 王福军. 计算流体力学分析—CFD软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社. 2004.
WANG Fu-jun. Computational Fluid Dynamics Analysis—Principles and Applications of CFD Software[M]. Beijing: Tsinghua University Publishing House, 2004.

[7] 陶文铨. 数值传热学[M].第二版.西安:西安交通大学出版社,2001.
TAO Wen-quan. Numerical Heat Transfer[M]. 2nd Edition. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Publishing House, 2001.

[8] 赵彬,李先庭,彦启森. 室内空气流动数值模拟的风口模型综述[J]. 暖通空调,2000,30(5):33—37.
ZHAO Bin, LI Xian-ting, YAN Qi-sen. Review of Supply Opening Models in Numerical Simulation of Indoor Air Flow [J]. HV&AC, 2000, 30(5): 33—37.

[9] ZHANG Zhao, ZHANG Wei, ZHAI Zhi-qiang, et al. Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environment by CFD: Part-1: Summary of Prevalent Turbulence Models[J]. HVAC&R Research, 2007, 13(6):871—886.

[10] Ansys Fluent UdfManual. Release 14. 0. Southpointe 275 Technology Drive Canonsbure[K]. PA 15317 ANSYS, Inc, 2011.

[11] HAZIM B A. 建筑通风[M]. 第二版. 李先庭,赵彬,译. 北京:机械工业出版社,2011.
HAZIM B. A. Ventilation Of Buildings[M]. Second Edition. LI Xian-ting, ZHAO Bin, Translated. Beijing: China Machine Press, 2011.

[12] ZHAI Zhi-qiang, CHEN Qing-yan. Numerical Determination and Treatment of Convective Heat Transfer Coefficient in the

(下转第76页)

应用,2006,35(2):10—13.

HU Xing-jun. UV-irradiation and Photo-aging of Synthetic Materials[J]. Synthetic Materials Aging and Application,2006,35(2):10—13.

[13] 杨晓然,张伦武,张勇智. 自然环境加速试验技术[J]. 装备环境工程,2004,1(1):7—11.

YANG Xiao-ran,ZHANG Lun-wu,ZHANG Yong-zhi. Natural Accelerated Environmental Test Technologies[J]. Equipment Environmental Engineering,2004,1(1):7—11.

[14] 苏艳,何德洪,张伦武,等. 跟踪太阳反射聚能自然加速试验光热强化效应和相关性研究[J]. 中国腐蚀与防护学报,2008,28(5):311—315.

SU Yan, HE De-hong, ZHANG Lun-wu, et al. Intensifying Effect and Correlativity of Sun Tracking Energy Concentrated Natural Accelerated Test[J]. Journal of Chinese Society for Corrosion and Protection,2008,28(5):311—315.

[15] 国防科工委科技与质量司,国防科技工业自然环境试验研究中心. 国防科技工业自然环境试验站网指南[M]. 北京:航空工业出版社,2008.

Science and Quality of State Administration of Science, Technology and Industry for National Defense, The Natural Envi-

ronmental Test and Research Center of Science, Technology and Industry of National Defense. Directory of Natural Environmental Test Sites Network[M]. Beijing: Aviation Industry Press,2008.

[16] GB/T 16422.3—1997,塑料实验室光源暴露试验方法 第3部分:荧光紫外灯[S].

GB/T 16422.3—1997,Plastics—Methods of Exposure to Laboratory Light Sources Part 3:Fluorescent UV Lamps[S].

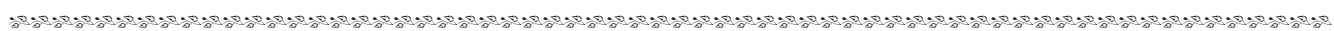
[17] GB/T 16422.2—1997,塑料实验室光源暴露试验方法 第2部分:氙弧灯[S].

GB/T 16422.2—1997,Plastics—Methods of Exposure to laboratory Light Sources Part 2:Xenon-arc Sources[S].

[18] DIN 75 220, Ageing of Automobile Components in Solar Simulation Units[S].

[19] 庄海仁,何文生,林玛丽. 国内外实验室光源加速老化试验设备[J]. 合成材料老化与应用,2007,36(4):47—50.

ZHUANG Hai-ren, HE Wen-sheng, LIN Ma-li. Domestic and Foreign Laboratories Light Source Accelerated Aging Test Equipment[J]. Synthetic Materials Aging and Application,2007,36(4):47—50.



(上接第51页)

Coupled Building Energy and CFD Simulation[J]. Building and Environment,2004(39):1001—1009.

[13] GB/T 5170.5—2008,电工电子产品环境试验设备检验方法 湿热试验设备[S].

GB/T 5170.5—2008, Inspection Methods for Environmental Testing Equipments for Electric and Electronic Products—Damp Heat Testing Equipments[S].

[14] 沙拉,塞库利克. 换热器设计技术[M]. 程林,译. 北京:机械

工业出版社,2010.

RAMESH K S, DUSAN P S. Fundamentals of Heat Exchanger Design[M]. CHENG Lin, Translated. Beijing: China Machine Press,2010.

[15] SUN Zhong-wei, WANG Sheng-wei. A CFD-based Test Method for Control of Indoor Environment and Space Ventilation[J]. Building and Environment,2010(45):1441—1447.