环境实验室温度均匀性的数值分析研究

马建军, 孙侠生, 李喜明

(中国飞机强度研究,西安 710065)

摘要:目的研究送风参数及围护结构对飞机结构及机构环境条件下功能性和耐久性实验室温度 均匀性的影响。方法采用CFD方法对实验室的气流组织进行数值模拟,根据气流组织评价标准 对工作区的温度均匀性进行分析。结果送风温差越大、送风速度越小温度场均匀性越差,保温层 较厚时,温差过大将导致工作区温度分布达不到设计要求。结论相同温差下,减少送风口数量并 提高单个送风口的送风速度有助于提高温度均匀性。 关键词:环境实验室;气流组织;温度均匀性;数值模拟;保温层 DOI:10.7643/issn.1672-9242.2014.01.010 中图分类号:X169 文献标识码:A 文章编号:1672-9242(2014)01-0048-06

Numerical Analysis of Temperature Uniformity for Climatic Test Chamber

Ma Jian–jun, *Sun Xia–sheng*, *Li Xi–ming* (Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an, 710065, China)

ABSTRACT: Objective To study the influence of supply air parameters and thermal insulating layer to temperature uniformity of climatic test chamber for aircraft structure and mechanism. **Methods** air flow distribution was numerical calculated with CFD software, temperature uniformity was analyzed according to ventilation standards. **Results** the bigger the different between the temperature of supply air and the chamber, the less air flow rate would be needed and the uniformity of the working area would be worse. Big different in supply temperature and room temperature will cause temperature distribution totally out of design under thick thermal insulating layer. **Conclusion** Reduce supply openings while increasing supply air speed will help increase the uniformity under the same supply temperature.

KEY WORDS: climatic test chamber; ventilation; temperature uniformity; CFD; thermal insulating layer

飞机结构及机构环境条件下功能性和耐久性实 温,湿热 验室是用来模拟飞机结构及机构、设备等在高、低 现-70~1

温,湿热等环境条件下的环境适应性。实验室可实 现-70~150℃的极端环境温度,工作区内的温度是

收稿日期: 2013-09-03; 修订日期: 2013-10-07

Received: 2013-09-03; Revised: 2013-10-07

作者简介:马建军(1989—),男,安徽阜阳人,硕士,主要研究方向气候环境试验。

Biography: MA Jian-jun(1989-), Male, from Fuyang, Anhui, Master, Research focus: climatic environmental test of equipment.

否均匀直接关系到实验结果的可靠性及合理性,同时工作区内的风速不能超过1.7 m/s的限制^[1]。在建造之前,须对实验室气流组织及温度均匀性进行详细设计^[2]。文中利用CFD方法数值模拟静态空载工况下,不同的送风温差、送风速度及不同保温层厚度下的气流组织,并分析其对应温度场的均匀性,为实验室设计提供参考。

1 计算模型

1.1 模型建立

某飞机结构及机构环境条件下功能性和耐久性 实验室的结构如图1所示,环境实验室内部尺寸为 长*L*=1.69 m,宽*W*=3.5 m,高*H*=4.0 m,可实现的温度 范围为-70~150 ℃,温度不均匀度≤2 ℃。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4个送风口竖起向上送出,每个送风



图1 环境实验室结构 Fig.1 Sketch of climatic test chamber

口有效尺寸为0.3 m×0.17 m。送风口上部设有导流板,以引导送风射流在顶部形成帖附,空气处理单元底部有三个回风口。

静态空载工况下影响室内温度分布的热负荷主要为温差引起的透过保温板的传热Q,保温板分3 层,内外层均为304不锈钢板,中层为聚胺脂泡沫,Q 按式(1)计算^[3]。

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t \tag{1}$$

式中:A为实验室内部的表面积, *A*=115.7 m²; △*t*为室内外温差,室外温度取为20 ℃,室 内为-70 ℃时, △*t*=90 ℃,室内为150 ℃时, △ *t*=130 ℃; *k*为保温板的等效传热系数,

$$k = \frac{1}{1/h_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + 1/h_2} , W/(m^2 \cdot K)_{c}$$

其中 h_1 为保温板外表面传热系数,取 $h_1 = 2$ W/(m²·K); δ_1 为不锈钢板总厚度, $\delta_1=3$ mm; λ_1 为不锈钢板导 热系数, $\lambda_1=16.2$ W/(m·K); δ_2 为聚胺脂板厚度; λ_2 为聚胺脂板导热系数, $\lambda_2=0.035$ W/(m·K); h_2 为保温 板内表面传热系数,取 $h_2 = 5$ W/(m²·K)。

循环风量按式(2)计算。

$$L = \frac{Q}{\rho c_{\rm p} \Delta t_{\rm s}} \tag{2}$$

式中: ρ 为设计温度下的空气密度,-70 ℃时, ρ =1.6451 kg/m³,150 ℃时, ρ =0.7898 kg/m³; c_p 为空 气的定压比热,取 c_p =1004 kJ/(kg·K); ΔT_s 为送风温 度与设计温度的s差值,℃。

取不同的保温层厚度和不同的温差,开启数量 不同的送风口进行计算分析,计算工况见表1。

表1 计算工况 Table 1 Calculation conditions

设计	保温层厚度 δ ,	热负荷	不同送风温差(ΔT_s)时的送风速度 $V_{in}/(\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-1})$					
温度/℃	送风口数量 β	Q/kW	0.5 °C	1 °C	2 °C	3 °C	4 °C	5 °C
-70	100,4	2.999	17.801	8.900	4.450	2.9668	2.225	1.7802
	150,4	2.125	12.61	6.31	3.15	2.10	1.57	1.26
	150,2	2.125	-	12.613	6.306	4.204	3.153	2.522
	300,4	1.137	6.7251	3.3625	1.6812	1.1208	0.8406	_
150	100,4	4.332	-	26.7798	13.3899	8.9266	6.6949	5.3559
	150,4	2.883	-	17.822	8.911	5.940	4.455	2.812
	150,2	2.883	-	-	_	11.8815	8.911	7.1289
	300,4	1.516	-	9.3438	4.6719	3.1146	2.3359	1.8687

表中 $\delta = \delta_1 + \delta_2$,其中 δ_1 为不锈钢板总厚度, $\delta_1 = 3 \text{ mm}$, δ_2 为聚胺脂板厚度。

1.2 控制方程和数值解法

室内空气流动受自然对流和强迫对流作用的共同作用,为湍流流动,采用广泛使用的RNG,*k- e* 两方程湍流模型来模拟环境实验室内的空气流动^[4]。 另外针对室内空气流动,还发展了室内零方程模型, 不过其适应性待更多的验证^[5]。为了简化问题,引 入以下假设。

1)室内空气为不可压缩流,空气物性为常数,由 于室内壁面温度相差不大,不考虑辐射的影响;

2)流动为稳态湍流;

3)考虑重力的影响,空气密度采用不可压缩理 想气体模型;

4)不考粘性力作用引起的能量耗散;

5)实验室密封良好,不考虑空气泄漏的问题。

根据以上假设,室内流体应满足湍流连续方程、 动量方程、能量方程,其通用表达式为:

$$\operatorname{div}(\rho U \varphi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\text{eff}} \cdot \operatorname{grand} \varphi) + S \qquad (3)$$

式中: ϕ 为通用变量, $\phi = [1 uvwk \varepsilon T]; \vec{U}$ 为 速度矢量; Γ_{eff} 为广义扩散系数,由湍流模型决定;S为源项。

在近壁面区域,引入壁面函数,近壁面区域第1 层网格对传热影响很大^[6-7],应保证30<y+<300^[8],对 于房间的气流组织模拟,第1层网格高度可取为 0.05~0.1 m^[9]。

计算软件采用 ANSYS FLUENT 13.0, 压力耦合 采用 SIMPLE 算法, 各方程离散除压力外均采用二阶 迎风格式。

1.3 边界条件设置

送风口采用基本风口模型^[10],简化为与风口有 效面积相同的矩形开口,湍流动能及耗散率按式(4) 计算^[11]:

$$k = \frac{3}{2} (V_{\rm in}I)^2 , \varepsilon = \frac{C_{\mu}k^{1.5}}{0.07L}$$
(4)

式中:k为湍流动能, m^2/s^2 ; ε 为湍流动能耗散 率, m^2/s^3 。

赵彬指出,入流的湍流参数对送风射流的发展 及室内气流组织影响并不显著^[12],文中设定入口湍 流度*I*=10%,水力直径*L*=0.127 m。

回风口采用压力出口边界条件,表压为0;空气

处理单元与空气换热量不大,设为绝热壁面;导流板按 绝热壁面处理;壁面设为对流传热壁面,外部对流传 热系数取为2 W/m²k,外部温度取为20℃;z方向重 力加速度为-9.8 m/s²。

2 评价标准

2.1 速度限制

低温实验标准(GJB 150.4A)规定:除装备的平 台环境已经证明使用其它速度是合理的,并且要防 止在试件中产生与实际不符的热传递外,试件附近 的风速不应超过1.7 m/s。

2.2 温度不均匀度和温度不均匀性系数

根据GB/T 5170.5-2008《电工电子产品环境实验设备检验方法湿热实验设备》^[13]选取15个测点,按式(5)计算温度不均匀度。

$$\triangle T_{\rm u} = T_{\rm max} - T_{\rm min} \tag{5}$$

式中: ΔT_u 为温度不均匀度, \mathbb{C} ; T_{max} 为测点的最高温度值, \mathbb{C} ; T_{min} 为测点的最低温度值, \mathbb{C} 。

温度不均匀度表征了工作区温度的最大差值, 另外引入温度不均匀性系数 kr,表征室内温度与平 均温度的偏离程度。

$$k_T = \frac{\sigma_T}{\overline{T}}, \ \overline{T} = \frac{\sum T_i}{N}, \ \sigma_T = \sqrt{\frac{\sum (T_i - \overline{T})^2}{N}}$$
(6)

式中:*N*为测点数, *N*=15; T_i 为测点温度; \overline{T} 为测 点的平均温度; σ_T 为温度的均方根差。

2.3 能量利用系数

能量利用系数反映了能量利用和室内温度分层 情况,其定义为:

$$\eta = \frac{T_{\rm P} - T_0}{\overline{T} - T_0} \tag{7}$$

式中: T_{P} 为排风温度; T_{O} 为送风温度; \overline{T} 为工作区设计温度。

制冷工况下,送风经过热交换后应有*T*_P>*T*_n,η> 1。当η<1时,表明送风没有充分经过热交换就被排 出室外,投入的能量没有完全利用,气流短路,经济 性差。

3 结果分析

各个计算工况下的室内平均速度如图2所示,总 体上与送风温差呈反比关系,这是因为式(2)计算出 来的送风量与送风温差呈反比关系。150℃工况下, 空气密度变小,热负荷增大,导致循风量加大,相同送 风温差下室内平均速度明显高于-70℃工况。保温层 为100 mm时,热负荷较大,不能使用小温差送风,否则 导致室内平均风速超过限制。只开启2个送风口送风 时,送风量保持不变,单个送风口送风速度提高1倍; 但室内平均速度并没有提高1倍,仅仅是略有增加。



Fig.2 Average air velocity in the chamber

各个计算工况的温度不均匀度如图 3 所示,总 体上温度不均匀度与送风温差呈线性关系,例外的 是:-70 °C, δ =100 mm, ΔT =4 °C时的温度不均匀度 反而比 ΔT =3 °C和 ΔT =5 °C时要小。从图 4 的流线 图中可以看出,此时室内流场在浮力作用下呈现出 强烈的三维特性,在*x*-*z*平面形成了一个涡,空气混 合更加充分,温度均匀性反而较好。

只开启 2 个送风口送风时,由于送风速度提高,-70 ℃工况下避免了因大温差($\Delta T_{s}>4$ ℃)空气射流过早而从顶棚脱离,温度不均匀度明显改善; 150 ℃工况也有明显改善,但不如-70 ℃工况下幅度大。150 ℃, δ =300 mm, $\Delta T_{s}=5$ ℃, β =4时温度不均匀度明显跃升,此时由于送风速度过小,温度分层严





图 4 -70 °C, δ=100 mm, △*T*_s=4 °C时的流线图 Fig.4 Streamlines for -70 °C, δ=100 mm, △*T*_s=4 °C

重。

温度均匀性系数与温差的关系如图5所示,其 走势与图3温度不均匀度基本一致。保温层较厚 时,-70℃工况下温度均匀性系数随着送风温差急 剧增大。这是因为热负荷的减小导致相同送风温差 下送风速度减小,浮力影响更加显著,使空气射流过 早脱离顶棚,减弱了空气混合。

各个计算工况的能量利用系数 η 如图6所示, 150 ℃时能量利用系数均大于1,能量得到了有效利 用。这是其侧上送风的气流组织形式决定的,但 η 越大说明温度分层越严重。-70 ℃,随着送风温差 的增大,出现了 η <1的情况,此时气流短路,温度分



Fig.5 Coefficient of temperature non-uniformity



层且均匀性变差,保温层为300mm时最明显。从节 能的角度讲,保温层越厚越好,但是保温层越厚成本 也越高,其蓄热也越严重,影响温度的动态模拟,必 须综合分析^[14-15]。

4 结论

通过以上计算分析可以得出以下结论。

 1)送风温差对环境实验室的温度均匀性有较 大影响,温差越大所需要循环风量越小,浮力的作用 越明显,温度分布越不均匀。温差过小将导致所需 要循环风量加大,增加风机功率,甚至导致室内风速 超过限制。

2)保温层厚度越厚,热负荷越小,同等温差下 所需要循环风量也越小,但是温差过大时由于速度 较小,温度均匀性反而比采用较薄的保温层时更差, 保温层较厚时应该避免采用较大的送风温差。

3)如果确实需要送风温差较大,可通过减少送 风口数量或风口大小,提高单个送风口的送风速度 来保证工作区内温度的均匀度。

参考文献:

 GB/T 150.4A-2009, 军用装备实验室环境试验方法第4 部分: 低温试验[S].
 GB/T 150.4A-2009, Laboratory Environment Test Methods for Military Materiel-Part 4:Low Temperature Test[S].

[2] 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.
WANG Jun, HUANG Ben-cheng, WAN Cai-da, et al. Environment Simulation Methods [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1996.

- [3] 马广顺,马振库,赵云峰.大型低温环境试验室制冷系 统设计[J].装备环境工程,2013,10(2):96-98.
 MA Guang-shun, MA Zhen-ku, ZHAO Yun-Feng. Design of Refrigeration System for Large Environmental Test Chamber[J]. Equipment Environment Engineering, 2013, 10(2):96-98.
- [4] ZHAI Zhi-qiang, ZHANG Zhao.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):853-870.
- [5] 陈晓春,朱颖心,王元.零方程模型用于空调通风房间 气流组织数值模拟的研究[J].暖通空调HV&AC, 2006,36(8):19-23.

CHEN Xiao-chun, ZHU Ying-xin, WANG Yuan.Airflow Simulation in Air-conditioned and Ventilated Rooms with Zero-equation Model[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(8):19-23.

- [6] 覃文洁, 胡春光, 郭良平, 等. 近壁面网格尺寸对湍流计算的影响[J]. 北京理工大学学报, 2006, 26(5):388-392.
 QIN Wen-jie, HU Chun-guang, GUO Liang-ping, et al. Effect of Near-wall Grid Size on Turbulent Flow Solutions
 [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2006 (5): 388-392.
- [7] 王福军. 计算流体动力 21 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.

- [8] 陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安:西安交通大学 出版社, 2001: 353-364.
 TAO Wen-quan. Numerical Heat Transfer (Second Edition)[M]. Xi' an: Xi' an Jiaotong University Publishing House, 2001:353-364.
- [9] ZHAI Zhi-qiang, CHEN Qing-yan.Numerical determination and treatment of convective heat transfer coefficient in the coupled building energy and CFD simulation[J].Building and Environment, 2004(39): 1001-1009.
- [10] 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HV&AC,2000,30(5):33-37.
 ZHAO Bin, LI Xian-ting, YAN Qi-sen. Revies of Air Supply Opening Models in Numerical Simulation of Indoor Air Flow [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2000,30(5):33-37.
- [11] HAZIM B Awbi.建筑通风[M]. 李先庭,赵彬译. 北京: 机械工业出版社, 2011: 344-346.
 HAZIN B Awbi.Ventilation of Buildings (Second Edition)

[M]. LI Xian-ting, ZHAO Bin Translated.Beijing: China Machine Press, 2011: 344-346.

 [12] 赵彬,李先庭,彦启森.人口紊乱参数对室内空气分布 的影响研究[J].建筑热能通风空调,2000(1):1-4.
 ZHAO Bin, LI Xian-ting, YAN Qi-sen. Influence of Turbulence Parameters at Supply Opening on Indoor Air Distribution[J]. Building Energy & Environment, 2000(1):1-4.

 [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] 李兆坚. 环境室传热特性研究[J]. 制冷学报, 1994(3): 17-21.

LI Zhao-jian.Research on Heat Transfer Characteristics of Environment Chamber [J].Journal of Refrigeration, 1994 (3):17-21.

[15] 吴志勇. 环境试验箱围护结构传热研究[J]. 装备环境工程,2007,4(5):51-56.

WU Zhi-yong. Study on Heat Transfer of Exterior Protected Construction of Environmental Test Chamber [J]. Equipment Environment Engineering, 2007, 4(5): 51-56.

(上接第47页)

- [5] ZOU L, HUNT C. A New Conformal Coating Adhesion Test for Electronic Assemblies [J]. Soldering & Surface Mount Tecnology, 2012, 24(1):12-21.
- [6] CHRISTOPHER H, ANGELA M, ANTHONY B. Determining Conformal Coating Protection [J]. Soldering & Surface Mount Tecnology, 2006, 18(4):38-47.
- [7] KOKKO K, HARJUNPAA H, PEKKA H. Composite Coating Structure in an Implantable Electronic Device [J]. Soldering & Surface Mount Tecnology, 2009, 21 (3):24 – 29.
- [8] KOKKO K, HARJUNPAA H, ACF joined flip chip components with conformal coating[C]. EMPC, 2009.
- [9] HILDRETH O, WONG C P. Improved Method to Evaluate the Adhesion Properties of Thin Film Conformal Coatings [C]. IEEE 59th Electronic Components and Technology Conference, 2009.
- [10] LICARI J. Coating Materials for Electronic Applications: Polymers, Processes, Reliability, Testing [C]. William Andrew Publishing, New York, Chapter 2, 2003: 65-278.
- [11] KEVIN J. Selective Spray Coating System [J]. Micro,

2005, 23:22-25.

- [12] 侯彬. 军事电子设备的三防设计[J]. 装备环境工程, 2009, 6(5):18-22.
 HOU Bin. Three Proof Design of Military Electronic Equipment [J]. Equipment Environmental Engineering. 2009, 6 (5):18-22.
- [13]范民,周广宴. 军用电子设备三防技术研究[J]. 装备环境工程, 2009, 4(6):30-33.
 FAN Min, ZHOU Guang-yan. Study on The Protection

Technology for Military Electronic Equipment [J]. Equipment Environmental Engineering, 2009,4(6):30-33.

- [14] 黄萍,张静.印制板组件三防涂覆研究[J].电子工艺技术,2007,23(6):56-58.
 HUANG Ping, ZHANG Jing, Study on Coating of Printed Circuit Board Assembly[J]. Electronic Technology, 2007, 23(6):56-58.
- [15] 田芳. 防护技术与仪器[J]. 电子工艺技术, 2006, 27: 108-110.
 TIAN Fang, Protection Technology and Instrument [J].

Electronic Technology, 2006, 27: 108–110.