

引用格式: 亓海青, 李志印, 周立华. 居住舱室空气环境舒适性数值分析[J]. 中国舰船研究, 2018, 13(4): 93-98.

QI H Q, LI Z Y, ZHOU L H. Numerical analysis of air environment comfort in ship accommodation cabin[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2018, 13(4): 93-98.

居住舱室空气环境舒适性数值分析

亓海青, 李志印, 周立华

中国舰船研究设计中心, 湖北 武汉 430064

摘要: [目的] 为比较不同送风方案对居住舱室空气环境的影响, [方法] 采用计算流体力学技术对四人居住舱室内的空气环境舒适性进行数值研究。分析气流组织分布的评价指标, 对夏季工况下舱室模型的风速、温度、相对湿度、PMV值和CO₂浓度进行模拟计算。通过对比不同送风方案的模拟结果, 研究送风角度、送风温度和送风量对舱室内气流组织热舒适性及空气品质的影响。[结果] 研究表明: 送风角度分别取30°和45°时对模拟结果影响较小; 降低送风温度并减小送风量虽然会导致舱室内空气湿度相对较小、CO₂浓度较高, 但均可满足设计要求, 且综合考虑气流组织的评价指标, 研究的方案能提高舱室气流组织热舒适性。[结论] 研究结果对居住舱室送风口布置具有一定的指导意义。

关键词: 居住舱室; 居住性; 大气环境; 送风方案; 数值分析

中图分类号: U664.86

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.01071

Numerical analysis of air environment comfort in ship accommodation cabin

QI Haiqing, LI Zhiyin, ZHOU Lihua

China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China

Abstract: [Objectives] This paper presents a numerical study of the air environment comfort in a four-person accommodation cabin of a ship in order to analyze the influence of different air supply schemes on the air environment. [Methods] The evaluating indicators of airflow organization are analyzed by CFD and a simulation of the air supply velocity, temperature, relative humidity, PMV and CO₂ concentration of the fluid-domain model under summer design conditions is conducted. Through comparisons with the simulation results of different air supply schemes, the influence of the air supply angle, temperature and rate on the thermal comfort and air quality are studied. [Results] The simulation results show that when the air supply angle is 30 to 45 degrees, it has little influence. Although reducing the air supply temperature and rate leads to a lower relative humidity and higher CO₂ concentration, it can successfully meet the design requirements and improve thermal comfort when considering the evaluation indexes of airflow organization. [Conclusions] These research results can provide certain guiding references for the air supply layout in the accommodation cabins of ships.

Key words: accommodation cabin; habitability; atmospheric environment; air supply scheme; numerical analysis

收稿日期: 2017-09-17

网络出版时间: 2018-5-24 16:12

基金项目: 国家部委基金资助项目

作者简介: 亓海青(通信作者), 男, 1991年生, 硕士, 工程师。

李志印, 男, 1980年生, 硕士, 高级工程师。

周立华, 男, 1985年生, 博士, 工程师。



0 引言

居住舱室作为船员休息的主要场所,其内部空气环境直接影响着船员居住的舒适性。舱室空气环境主要指空气热舒适性和空气品质,合理的气流组织分布是提高舱室环境舒适性的根本保障^[1]。目前,计算流体力学(CFD)技术已成为舱室内气流组织研究的重要手段之一^[2-4],而将CFD技术应用于舱室气流组织仿真计算也受到了研究人员的广泛关注。Liu^[5]使用Airpak软件对船舶空调舱室的室内热环境进行了仿真优化。Chen等^[6]分析了送风方向对舱室内空调环境的影响。郭宝坤等^[7]采用CFD技术对冬季工况船用布风器的射流流场进行了研究。梁彦超^[8]针对某船舱室内的高温区域提出了通风系统的优化措施。李培铭等^[9]针对变风量空调系统的不同工况,对舱室气流组织进行了数值分析,提出了符合变风量空调舱室舒适性气流分布要求的送风方案。刘亚琴等^[10]采用局部射流送风技术,利用CFD软件对船舶机舱通风系统进行了数值优化。张卫东等^[11]依据舱室内温度场和速度场的分布,通过改变风量分配和风口形式等方法对舱室气流组织进行了CFD数值优化研究。曹红波等^[12]采用CFX软件对某典型舰船动力舱室大气环境进行仿真研究,通过与实船测试数据的对比表明,CFX软件可以实现舰船舱室大气环境的计算机辅助设计并对其流场分布进行优化。李以通^[13]建立了船舶居住舱室气流分布的综合评价体系,对采用4种布风器送风情况下舱室内的气流分布进行综合评价,给出了船舶居住舱室布风器选型的初步建议。上述研究工作为船舶居住舱室气流分布的优化设计以及提高舱室居住性提供了理论基础和技术参考。

鉴于上述研究均侧重于舱室内的空气热舒适性。本文拟针对舱室相对封闭、空间狭小、人员众多、空气污染物浓度情况,综合考虑气流组织热舒适性及空气污染物浓度等因素,采用CFD方法研究送风角度、送风温度和送风量等参数对居住舱室空气环境舒适性的影响,以得到较满意的送风方案,为解决实际工程问题提供理论依据。

1 计算模型

本文提出了一种四人间居住舱室的三维简化模型,如图1所示。舱室尺寸为2.115 m×1.911 m×2.02 m(长×宽×高)。送、回风方式为上送下回,即送风装置采用方形散流器,有效通风面积0.024 m²,模型中尺寸简化为0.155 m×0.155 m,风口距地面

1.8 m,回风口尺寸为0.2 m×0.2 m。船员简化为长方体模型,尺寸为0.2 m×0.3 m×1.6 m,口鼻等人体呼吸口用0.02 m×0.04 m的长方形代替。

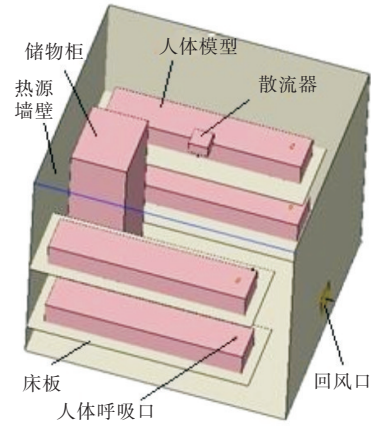


图1 简化后的居住舱模型

Fig.1 Simplified model of an accommodation cabin

2 数值计算方法

2.1 控制方程

为便于求解,本文对居住舱室内的空气流动进行如下相关合理假设:

- 1) 居住舱室内气体为不可压缩,且符合Boussinesq假设,认为流体密度仅对浮升力产生影响;
- 2) 气流为低速、不可压缩流;
- 3) 流体与热源间的换热为对流换热,不考虑辐射热;
- 4) 流动为稳态湍流;
- 5) 舱室除送风和回风口外,密闭性良好。

根据以上假设,本文中的湍流模型采用工程流场计算中常用的标准 $k-\varepsilon$ 模型,其控制方程如下^[14]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{c_1 \varepsilon}{k} \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

$$\eta_t = c_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (3)$$

式中: k 为湍流动能; η 为分子粘性; ε 为湍流耗散率; u 为某方向速度; ρ 为密度; t 为时间; c_1 , c_2 , c_μ 为常量,一般分别取为1.44,1.92和0.09; σ_k , σ_ε 分别为 k 方程和 ε 方程的湍流普朗特数(Prandtl number),分别取为1.0和1.3。

2.2 网格划分

本文用于研究的居住舱室采用六面体非结构混合网格,根据空调领域相关CFD数值模拟软件对模型进行网格划分。对送风口和回风口等温度及速度梯度变化大的区域进行局部网格加密。选取第2.3节方案中典型截面的计算结果进行网格无关性验证,结果如表1所示。由表以可看出,网格数为 150×10^4 与网格数为 200×10^4 时的计算结果相近。为提高计算效率,取网格数为 150×10^4 。具体网格划分如图2所示。

表1 网格无关性验证结果

Table 1 Reliability verification of grid independence

网格数	风速/($m \cdot s^{-1}$)	温度/ $^{\circ}C$
50×10^4	0.142	27.5
100×10^4	0.164	28.2
150×10^4	0.168	28.23
200×10^4	0.168	28.24

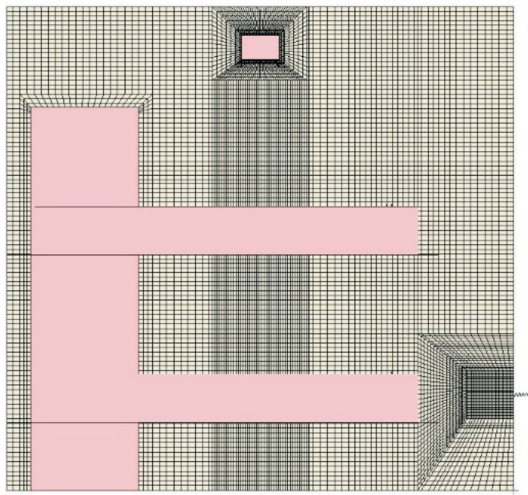


图2 模型网格生成

Fig.2 Grid generation of model

2.3 边界条件

夏季工况下居住舱室总的热负荷不变,设计温度为 $27^{\circ}C$ 。当送风温度分别取为 $16^{\circ}C$ 和 $18^{\circ}C$ 时,根据舱室内负荷平衡进行概算,得到所需送风量相应为 216 和 $267 m^3/h$ 。居住舱室模型的边界条件设置如表2所示。

表3给出了通过改变送风角度、送风温度和送风量形成的4种不同送风方案。根据不同送风方案对舱室内的气流组织进行数值计算。

2.4 评价指标

居住舱室内环境舒适性的评价指标包括2个方面:热舒适性及空气品质。热舒适性主要包括室内空气组织的温度、风速、相对湿度和PMV指

表2 边界条件设置

Table 2 Boundary condition setting

模型	边界类型	具体参数
送风口	速度入口	送风角度分别为 30° 和 45° ,送风温度分别为 $16^{\circ}C$ 和 $18^{\circ}C$,送风量分别为 216 和 $267 m^3/h$,送风相对湿度为 $88%$, CO_2 浓度为 0.03%
回风口	压力出口	自由出流,压力为 0
呼气口	速度出口	呼气速率 $0.6048 m^3/h$,呼气中 CO_2 浓度 $4%$,呼气相对湿度 35%
人体模型	墙壁	人体散热量为 $135 W$,共 4 人
热源墙壁	墙壁	渗透热 $254 W$
其他墙壁、床板、储物柜等	墙壁	绝热

表3 不同送风方案变量参数

Table 3 Variable parameter of different air supply schemes

方案	送风角度/ $^{\circ}$	送风温度/ $^{\circ}C$	送风量/($m^3 \cdot h^{-1}$)
方案1	30	18	267
方案2	45	18	267
方案3	45	16	267
方案4	45	16	216

标等。其中,PMV指标考虑了人体活动程度、衣服热阻(衣着情况)、空气温度、平均辐射温度、空气流速和空气湿度等6个因素。综合评价环境热舒适性的PMV指标如表4所示^[15]。

表4 PMV指标

Table 4 PMV indices

	温度感觉						
	冷	凉	微凉	适中	微暖	暖	热
PMV	-3	-2	-1	0	1	2	3

舱室空气中的 CO_2 浓度是评价舱室空气品质的一项重要指标。为降低能耗,尽量减少新风量是导致舱室内空气品质差的主要原因之一。

为满足夏季工况下居住舱室内环境舒适度的要求,表5给出了气流组织的评价指标。GB/T 17094-1997标准规定了室内空气中 CO_2 浓度小于 0.10% ,本文在此基础上进一步将该指标取为小于或等于 0.08% 。

表5 设计参数

Table 5 Design parameters

参数	取值
送风风速/($m \cdot s^{-1}$)	< 0.3
送风温度/ $^{\circ}C$	27
相对湿度/ $\%$	50
CO_2 浓度/ $\%$	< 0.08
PMV	± 1

3 数值模型验证

采用 ANSYS 14.0 软件对 4 种送风方案进行模拟计算后,分别选取距地面 0.2, 0.7, 1.2 和 1.7 m 处的截面中心点,即对应于人体的小腿部位、人体在下铺躺下的位置、人体站立时的胸部以及上铺高度附近、人体站立时的头部位置,如图 3 所示。

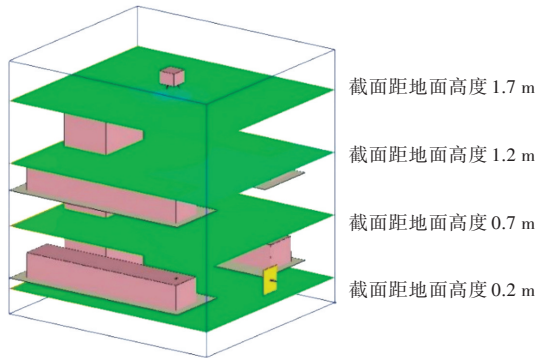


图3 模型统计截面分布示意图

Fig.3 Schematic diagram of cross sections for analytical model

为验证数值模型的准确性,根据表 2 所述边界类型构建模拟舱室,其中人员负荷及渗透热负荷利用电热器模拟,将模拟舱室方案 1 试验测试结果与数值模拟结果进行对比,试验测点与数值计算读取点相同,均为各截面中心点。选取温度为典型参数进行对比,对比结果如表 6 所示,误差在 7% 以内,满足数值计算要求。测试值稍高于模拟值,主要是由模拟舱室墙壁及门缝漏热引起。

表 6 温度对比
Table 6 Temperature comparisons

截面 距地面高度/m	温度/℃		误差/%
	模拟	测试	
0.2	28.2	30.3	6.93
0.7	28.4	29.7	4.38
1.2	27.2	28.5	4.56
1.7	25.5	27.3	6.59

4 结果分析

由图 3 所示截面,统计各截面的送风风速、送风温度、相对湿度、PMV 和 CO_2 浓度等参数的平均值,根据各参数的评价指标,对比分析各方案的计算结果。

图 4 所示为不同送风方案下各截面的风速对比结果。由图可知,4 种送风方案均满足要求,其中前 3 种方案风速分布比较接近,且距地面高度分别为 0.2, 0.7 和 1.2 m 的截面风速相同。这表明,当送风量相同时,改变送风温度和角度对风速分布影响较小;减少送风量后,方案 4 各截面的平均风速较小。

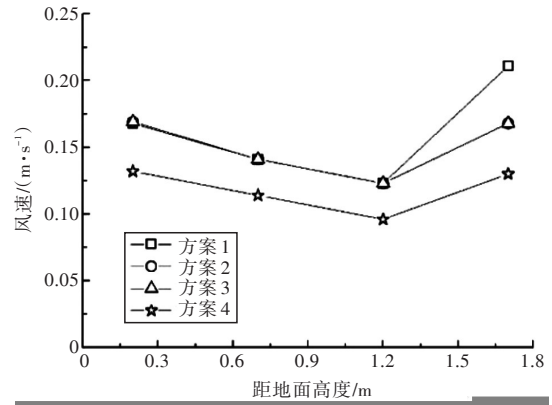


图4 不同送风方案下各截面风速对比

Fig.4 Air supply velocity comparison of each cross section under different schemes of air supply

图 5 所示为不同送风方案下各截面温度对比结果。由图可知,方案 3 的平均温度低于设计温度,方案 1, 2, 4 的平均温度与设计温度较为接近。这表明,当送风量相同时,改变送风角度对温度分布影响较小,降低送风温度并减小送风量可满足温度要求。

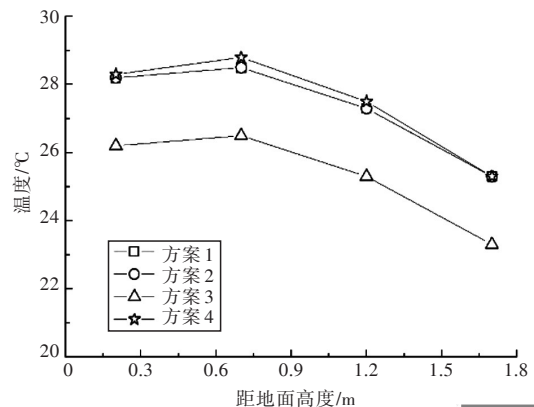


图5 不同送风方案下各截面温度对比

Fig.5 Temperature comparison of each cross section under different schemes of air supply

图 6 所示为不同送风方案下各截面相对湿度对比。由图可知,方案 4 的相对湿度低于设计要求,方案 1, 2, 3 的相对湿度分布差异较小,略高于设计要求。这表明,当送风量相同时,改变送风温度和角度对居住舱室相对湿度分布影响不大,降低送风温度和送风量会导致舱室内相对湿度减小。

图 7 所示为综合分析舱室室内空气环境热舒适性得到的各送风方案的 PMV 值对比结果。由图可知,除方案 3 外,其他 3 种送风方案均满足设计要求;方案 3 的平均 PMV 值小于 -1, 空气环境微凉;方案 4 的平均 PMV 值更接近于 0, 空气环境最适中。方案 4 各截面的 PMV 值云图如图 8 所示。从云图分布可以看出,大部分区域的 PMV 值

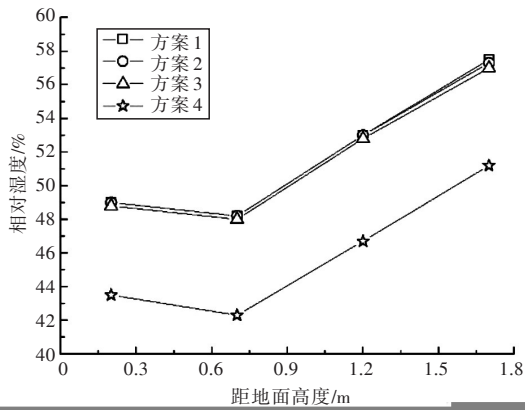


图6 不同送风方案下各截面相对湿度对比

Fig.6 Relative humidity comparison of each cross section under different schemes of air supply

在-0.75~0.75范围内,分布比较均匀,热舒适性适中;风口附近的PMV值较低,这是由于风口附近区域风速较大,影响了热舒适性。综合来看,方案4的热舒适性最好,因此适当降低温度和送风量可以提高室内空气环境热舒适性。

分析不同送风方案对舱室室内空气品质的影响。图9给出了CO₂浓度的对比结果。由图可知,方案4的CO₂浓度最高,其他方案的CO₂浓度相差不大,4种送风方案均满足设计要求。送风角度、温度等对CO₂浓度影响较小,而降低送风量会导

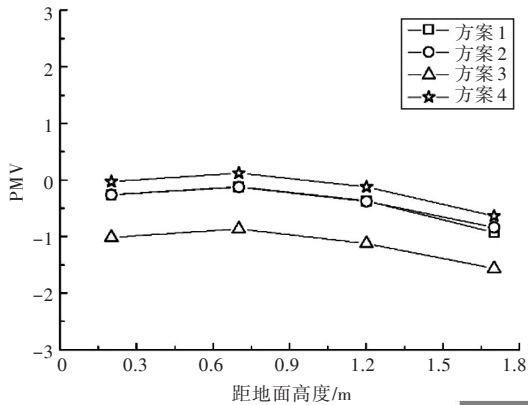
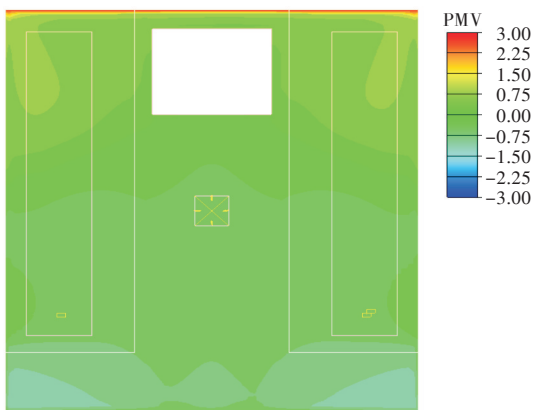
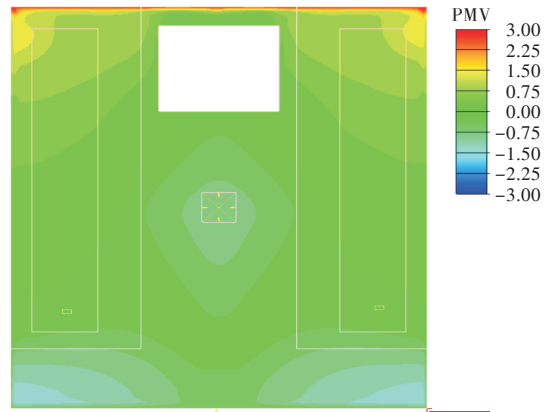


图7 不同方案下各截面PMV对比

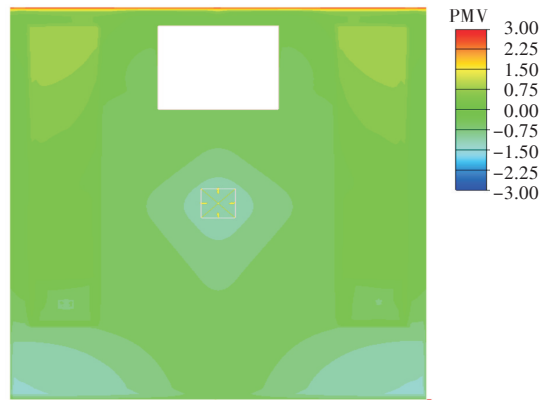
Fig.7 PMV comparison of each cross section under different schemes of air supply



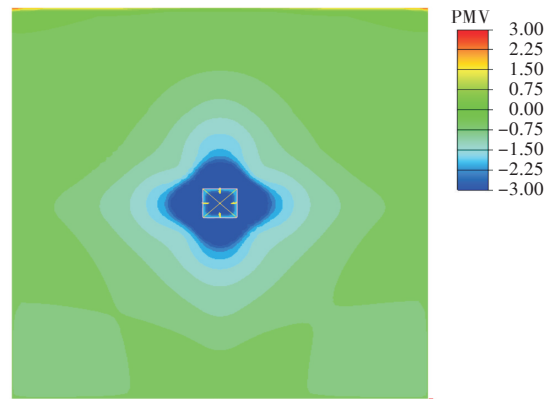
(a) 距地面高度0.2 m



(b) 距地面高度0.7 m



(c) 距地面高度1.2 m



(d) 距地面高度1.7 m

图8 距地面不同高度下的各截面PMV值云图

Fig.8 PMV contours of each cross section at different distance from the ground

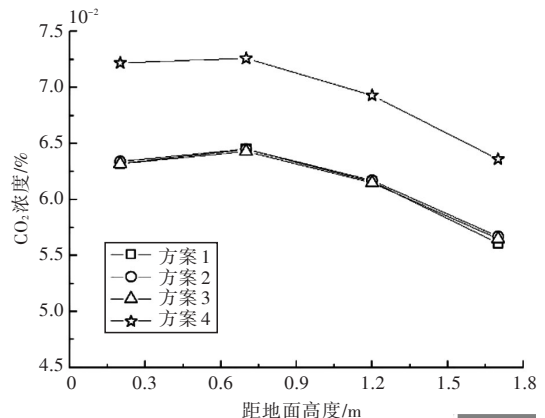


图9 不同送风方案下各截面CO₂浓度对比

Fig.9 CO₂ concentration comparison of each cross section under different schemes of air supply

致CO₂浓度升高,因此,送风量过小将使得舱室内CO₂浓度超标。

综合4种送风方案热舒适性和空气品质的对比分析结果,发现采用方案4时气流组织热舒适性最好,CO₂浓度虽然增加了但满足设计要求,因此舱室内的空气环境舒适性更好。

5 结 语

本文采用CFD方法对夏季工况下四人居舱室的空气环境舒适性进行了数值计算。通过改变送风角度、送风温度和送风量生成了4种送风方案。根据空气热舒适性及空气质量评价指标,对比分析了4种不同方案的数值计算结果。研究表明:采用散流器送风,当送、回风方式为上送、下回且送风角度分别为30°和45°时,对模拟结果的影响不大,可以根据需要适当调整送风角度;适当减小送风温度和送风量可降低体表吹风感,提高气流组织热舒适性。

需要注意的是,送风温度过低易导致结露,使舱室内空气相对湿度减小,从而降低气流组织热舒适性,而减小送风量则会降低空气流通性,使舱室内CO₂浓度升高。

参考文献:

- [1] 权崇仁,王洋,于立庆,等. 舰船典型舱室气流组织数值模拟[J]. 中国舰船研究, 2015, 10(6): 107-113.
QUAN C R, WANG Y, YU L Q, et al. Numerical simulation of the air distribution in a typical ship cabin [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2015, 10 (6): 107-113 (in Chinese).
- [2] YANG L, YE M, HE B J. CFD simulation research on residential indoor air quality [J]. Science of the Total Environment, 2014, 472: 1137-1144.
- [3] 姚旭辉,李锐,王立鑫,等. 北京某建筑中庭冬夏季空调环境的数值模拟分析[J]. 流体机械, 2016, 44 (5): 72-76, 50.
YAO X H, LI R, WANG L X, et al. Numerical simulation analysis of air-conditioned environment in winter and summer of a building atrium in Beijing [J]. Fluid Machinery, 2016, 44(5): 72-76, 50 (in Chinese).
- [4] 胡定科,荣先成,罗勇. 大空间建筑室内气流组织数值模拟与舒适性分析[J]. 暖通空调, 2006, 36 (5): 12-16.
HU D K, RONG X C, LUO Y. Numerical simulation and thermal comfort analysis of indoor air distribution in large space buildings [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(5): 12-16 (in Chinese).
- [5] LIU H M. Simulation and optimization of indoor thermal environment in a ship air-conditioning system [J]. Procedia Environmental Sciences, 2011, 11: 1055-1063.
- [6] CHEN J B, WANG W, QU M L, et al. Study on hot air distribution of ship cabin air-conditioning [J]. Procedia Engineering, 2015, 121: 1420-1427.
- [7] 郭宝坤,李慧子,刘鑫,等. 船用布风器冬季工况射流流场模拟及试验研究[J]. 制冷与空调, 2016, 16 (12): 26-30.
GUO B K, LI H Z, LIU X, et al. Numerical and experimental research on jet flow field of marine air distributor under winter condition [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2016, 16(12): 26-30 (in Chinese).
- [8] 梁彦超. 某船机舱通风系统模拟分析及优化设计 [D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [9] 李培铭,沈恒,曹辉. 变风量空调典型舱室气流组织数值模拟[J]. 船舶标准化工程师, 2013, 46(3): 26-29.
LI P M, SHEN H, CAO H. Simulation of air distribution of typical cabin under the VAV air-conditioning system [J]. Ship Standardization Engineer, 2013, 46 (3): 26-29 (in Chinese).
- [10] 刘亚琴,刘喜元. 局部射流送风对船舶机舱通风系统的改进分析[J]. 船海工程, 2016, 45(2): 20-23.
LIU Y Q, LIU X Y. Analysis of improving ship engine room ventilation system by local jet ventilation [J]. Ship & Ocean Engineering, 2016, 45 (2): 20-23 (in Chinese).
- [11] 张卫东,王世忠,王新海,等. 船舶舱室空调送风优化技术[J]. 舰船科学技术, 2011, 33(2): 121-125.
ZHANG W D, WANG S Z, WANG X H, et al. The technology of air-conditioning and ventilation optimization in ship chambers [J]. Ship Science and Technology, 2011, 33(2): 121-125 (in Chinese).
- [12] 曹红波,谢伟. 典型舰船舱室大气环境仿真[J]. 中国舰船研究, 2008, 3(3): 47-50, 55.
CAO H B, XIE W. Simulation of atmosphere condition in a typical cabin of warships [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2008, 3 (3): 47-50, 55 (in Chinese).
- [13] 李以通. 布风器形式对船舶居住舱室气流分布的影响研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [14] 熊莉芳,林源,李世武. $k-\varepsilon$ 湍流模型及其在FLUENT软件中的应用[J]. 工业加热, 2007, 36(4): 13-15.
XIONG L F, LIN Y, LI S W. $k-\varepsilon$ turbulent model and its application to the FLUENT [J]. Industrial Heating, 2007, 36(4): 13-15 (in Chinese).
- [15] 李焱琳,田慧玲,高建成. 室内气流组织和空气品质的数值研究[J]. 建筑节能, 2010, 38(6): 17-22.
LI Y L, TIAN H L, GAO J C. Numerical research on indoor airflow organization and air quality [J]. Building Energy Efficiency, 2010, 38(6): 17-22 (in Chinese).