

Research on Climate Comfort Evaluation of a EMU Train Cab Based on CFD Simulation and Equivalent Temperature

Guangbin Wang, Jindong Ren, Qun Liu

Dept. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun Jilin
Email: 494922182@qq.com, renjindong@163.com, 1126415469@qq.com

Received: Jan. 23rd, 2018; accepted: Feb. 7th, 2018; published: Feb. 13th, 2018

Abstract

The indoor micro-climate comfort of EMU train driver compartment is an important concern in the early stage of design, and the influence of the HVAC system on climate comfort should be predicted. By using simulative analyses early in design, it is relatively convenient to modify the design with lower cost, and can acquire many parameters which can't be acquired by tests. In this paper, the finite element model of an EMU train driver compartment was established, and the distribution of the indoor temperature and air-flow speed were simulated for both summer and winter conditions. Since only the comfort ranges of temperature and air-flow speed near the head and below calf regions were prescribed in the UIC651 standard, which was unable to be used to evaluate the climate comfort of detailed body parts of human body. For this reason, the equivalent temperatures of human body parts were calculated, and were used to evaluate the climate comfort of driver human body by comparing with the Nilsson comfort model. The above analyses showed that the layout and the HVAC design of the EMU train compartment met the requirement of climate comfort of driver. The results also showed good consistency of Nilsson model with the UIC651 standard in evaluating head and body parts below calf, while the model could be adopted to evaluate more parts of human body. The simulative calculation and the evaluation methods of the climate comfort presented in this paper provide good references for the design and analysis of driver compartment layout and the design of HVAC system.

Keywords

EMU Train's Driver Compartment, Thermal Comfort, Equivalent Temperature

基于CFD仿真和当量温度的某动车司机室气候舒适性评价研究

王广彬, 任金东, 刘 群

吉林大学汽车工程学院, 吉林 长春

Email: 494922182@qq.com, renjindong@163.com, 1126415469@qq.com

收稿日期: 2018年1月23日; 录用日期: 2018年2月7日; 发布日期: 2018年2月13日

摘要

动车司机室内微气候热舒适性是设计初期需要考虑的重要内容, 在设计前期就需要预测采暖、通风和空调(HVAC)系统对司机气候舒适性的影响。利用仿真进行前期分析具有成本低、方案修改方便、能分析出许多实验得不到的参数的优点。本文建立了某动车司机室有限元模型, 利用CFD数值仿真的方法对冬季和夏季两种工况下司机室内的空气速度场和温度场进行了仿真。由于行内标准UIC651只规定了头部和小腿下方气温和气流速度的范围, 对于人体详细部位的热舒适性评价无能为力, 本文综合UIC标准和采用当量温度计算的方法对该动车司机室微气候进行了分析, 并尝试利用Nilsson舒适度模型结合当量温度对人体舒适度进行了分析评价。结果表明, 该司机室的设计能够满足司机的气候舒适性要求; 此外, Nilsson舒适模型对室内热舒适性头部和小腿下方的要求与UIC651标准是一致的, 但能够评价更多身体部位的热舒适性。本文的数值模拟计算和气候舒适性评价方法结果可为轨道车辆司机室布置和HVAC系统的设计分析提供参考。

关键词

动车司机室, 热舒适性, 当量温度

Copyright © 2018 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

动车司机室是一个相对狭小的空间, 长时间后容易让驾驶员产生生理和心理上的不适应感[1], 由室内微气候影响的热舒适性是其重要部分。室内微气候是指室内环境的气候条件, 包括气温、湿度、空气流速以及室内材料的热辐射, 其气候舒适性不仅是司机关注的问题, 也是动车设计初期需要考虑的重要内容。室内微气候主要由采暖、通风和空调(Heating、Ventilating and Air Conditioning, HVAC)系统来控制, 在设计早期就需要预测 HVAC 系统对司机气候舒适性的影响([2], p. 116)。

UIC 651:2002 标准对动车 HVAC 系统的设计做出了下列规定: 1) 对于采暖, 要求司机头部附近温度处于 $18^{\circ}\text{C}\sim 23^{\circ}\text{C}$ 范围内; 在司机室内较高处和较低处区域的温度差不应超过 10°C ; 当外部温度很低时, 允许降低温度范围但采暖发热能力应保证至少 18°C 的温度。2) 通风时要求司机头顶上的空气流速不超过 0.3 m/s ; 应保证每人每小时至少 30 m^3 的气流量, 每个司机室每小时至少 300 m^3 的空气量。

人体热舒适感觉非常复杂, 它与人体所处环境以及人体自身因素有关。多年来建立了不少人体热舒适性模型, 如 Fanger 稳态模型和 Gagge 等人的二节点瞬态模型, 但两种模型只给出了创造热环境的变量组合, 没有考虑人体所处的非均匀热环境对人体热舒适性的影响([2], p. 104)。对于轿车室内的非均匀热环境下的人体热舒适性, 孙一宁提出了修正的加权 PMV 算法和基于当量温度指标的整体热感觉舒适性偏差 A_{EQT} [3]。靳艳梅利用当量温度指标 T_{eq} 评价了不同环境下人体的热舒适性, 证明了当量温度指标可

以很好地评价非均匀热环境下的人体热舒适性[4]。对于轨道车辆的室内热舒适性，陈祥利用问卷调查的方式得到高速铁路客车的乘坐舒适度综合评价模型[5]，但是问卷的研究方式主观性太大，缺乏实验指导。国际上也有学者利用数值分析研究车辆乘坐空间的热环境[6] [7] [8] [9]，但上述研究很多都是针对汽车乘员舱或者轨道车辆的乘客舱进行分析，并且只是计算出了物理量，并未按照切实的评价标准对舒适性进行合理的评价。由于微气候下，人体热舒适性受人和外部环境共同作用的影响，因此有必要同时考虑环境和人体因素来研究司机室的热舒适性，从而综合全面地评价人体的热舒适性。

本文建立了动车司机室几何模型，利用 CFD 数值仿真的方法对冬季和夏季两种工况下司机室内的空气速度场和温度场进行了仿真，结合 UIC 651:2002 标准评价司机室内的环境因素，并利用当量温度指标对模拟结果进行了分析，综合评价了司机室的热舒适性。

2. 司机室内传热分析

动车司机室见图 1。由于受内外环境影响，室内空气流动和热传递较为复杂。影响司机热舒适性的因素主要包括外界环境参数、司机室几何参数和材料热物理特性参数、HVAC 系统参数以及座椅安装、乘员散热等。

司机室内的热交换主要有通过流体的热传递、物体的热传导以及辐射形式的热交换，热传递可以用式(1)表示[1]。

$$C = A_D f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (1)$$

式中， C 为人体对流热损失，单位是 W/m^2 ； A_D 为人体杜波依斯面积，单位是 m^2 ； f_{cl} 为着衣体表面积与裸体表面积之比； h_c 为对流换热系数，单位是 $W/(m^2 \cdot K)$ ； t_{cl} 为衣服表面的平均温度， t_a 为空气温度，单位是 $^{\circ}C$ 。

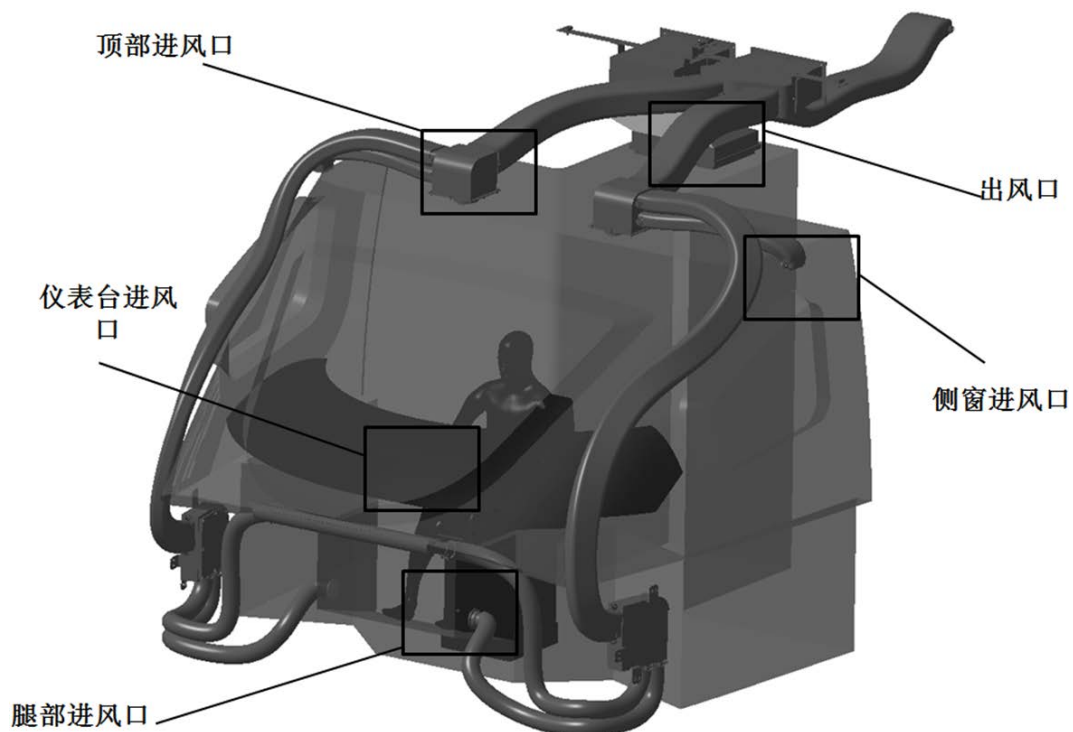


Figure 1. Geometric assembly model of driver compartment and wind hatch positions
图 1. 司机室几何装配模型及风口位置示意图

考虑司机室内物体(座椅、地板、仪表板、车窗等)会通过热传导的方式与相邻存在温差的物体进行热交换[10],

$$m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} = h_i A_i (T_k - T_i) + \frac{A_{ij} (T_j - T_i)}{\frac{l_i}{2k_i} + \frac{l_j}{2k_j}} - A_j q_{rad,net,i} \quad (2)$$

式中, m_i 为该物体质量; C_{pi} 为该物体定压比热容; T_k 为流体温度; h_i 为该物体面和周围流体间的对流换热系数; A_i 为物体及流体间接触面积; A_{ij} 为两物体接触面积; T_i 为物体温度; T_j 为另一物体的温度; l_i 、 l_j 为两物体长度; k_i 、 k_j 为热传导系数; $q_{rad,net,i}$ 为辐射项。可以将车厢内的辐射分为太阳辐射和车厢内环境辐射两部分。假设司机室内空气为透明介质, 则 $q_{rad,net,i}$ 表示为[10]

$$A_i q_{rad,net,i} = \alpha_{so,i} G_{so,i} + \alpha_{en,i} G_{en,i} - \varepsilon \sigma T_i^4 \quad (3)$$

式中, A_i 为物体及流体间接触面; $\alpha_{so,i}$ 、 $\alpha_{en,i}$ 分别为该物体对太阳及车内环境辐射吸收率; $G_{so,i}$ 、 $G_{en,i}$ 分别为物体表面接收到的太阳辐射强度及环境辐射强度; ε 为物体辐射发射率; $\sigma = 4.96 \times 10^8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 为斯蒂芬-波尔兹曼常数; T_i 为物体温度。

3. 司机室数值模型

3.1. 物理模型

研究对象选为某动车组司机室(图 1), 司机室的整体几何尺寸为: 长 3519 mm, 宽 2618 mm, 高 2048 mm; 室内一个座椅; 空调风道结构见图 1; 共有七个进风口和一个出风口, 风口位置见图 1, 风口参数见表 1, 回风口位于司机室顶部。

3.2. 数学模型

司机室内空气的流动满足连续性方程和动量方程, 在直角坐标系下, 两方程如式(4)和式(5) ([1], p. 119):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) + F_i \quad (5)$$

式中: ρ 为流体的密度; t 为时间; u_i 、 u_j 为流体瞬时速度; x_i 、 x_j 为位置坐标; P 为压力; μ 为动力粘性系数; F_i 为微元体中的体力。

流体在流动中常存在湍流, 其物理参数随时间与空间发生随机的变化, 是一种高度复杂的三维非稳态的不规则流动, 目前尚未有很成熟的湍流理论, 出于工程的需要, 常采用数值计算方法来近似模拟,

Table 1. Wind hatch parameters of driver compartment

表 1. 司机室风口参数

风口名称	数目	几何形状	尺寸/mm
顶部进风口	2	圆形	半径 45
侧窗进风口	2	矩形	长 90, 宽 44
腿部进风口	2	圆形	半径 30
仪表台进风口	1	矩形	长 1000, 宽 30
顶部出风口	1	矩形	长 430, 宽 326

而标准 $k-\varepsilon$ 模型是现在很多流体分析软件的湍流理论基础([1], p. 120)。 $k-\varepsilon$ 模型可以用式(6)和式(7)表示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (7)$$

式中: μ 为动力粘性系数; μ_t 为涡粘性系数; σ_k 为 k 的涡流普朗特常数; G_k 为由于平均速度梯度产生的湍流动能; G_b 为由于浮力而产生的湍流动能; Y_m 为可压缩流体中波动膨胀对于全部耗散率所占的比率; S_k 、 S_ε 为用户定义的源项; $C_{\varepsilon 1}$ 、 $C_{\varepsilon 2}$ 和 $C_{\varepsilon 3}$ 为常数。文献[11]推荐值为 $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $C_{\varepsilon 3} = 1$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

因为司机室内存在热交换, 所以求解司机室内的温度分布还需要补充能量方程([1], p. 119) (式 8)。

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mu_i c_p T) = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \text{grad}(T) \right) + S_T \quad (8)$$

式中: C_p 为比热容; T 为温度; k 为流体的传热系数; S_T 为流体的内热源和由于粘性作用流体机械能转换为热能的部分。

根据求解问题, 为突出 HVAC 系统对司机室内温度场以及空气速度场的影响, 对司机室模型做出如下简化: 1) 司机室内气流为稳态湍流, 流动为各向异性, 并且空气不可压缩; 2) HVAC 系统各风口相互独立, 出风温度、速度恒定; 3) 忽略仪表台上的按键等部件对室内空气流动的影响, 简化仪表台结构, 见图 2; 4) 假设司机室密封良好。根据简化结果, 利用非结构网格划分方法建立了司机室的网格模型, 对于风口部位的网格进行细化, 网格总数为 377 万得到有限元模型如图 2。

3.3. 边界条件设置

边界条件的设置按照企业经验数据选择。

- 1) 以 HVAC 系统的进风口作为速度入口边界条件。进风温度夏季为 18°C , 冬季为 28°C 。进风速度: 顶板进风口为 6 m/s , 侧窗进风口为 3 m/s , 腿部进风口为 5.5 m/s , 前窗进风口为 1 m/s 。
- 2) 以 HVAC 系统的回风口作为出口边界, 设为压力出口, $P = 101325 \text{ Pa}$ 。
- 3) 司机室壁面边界条件: 仪表台、地板、座椅视为绝热。车体(车窗、司机室壁面等)传热系数取为

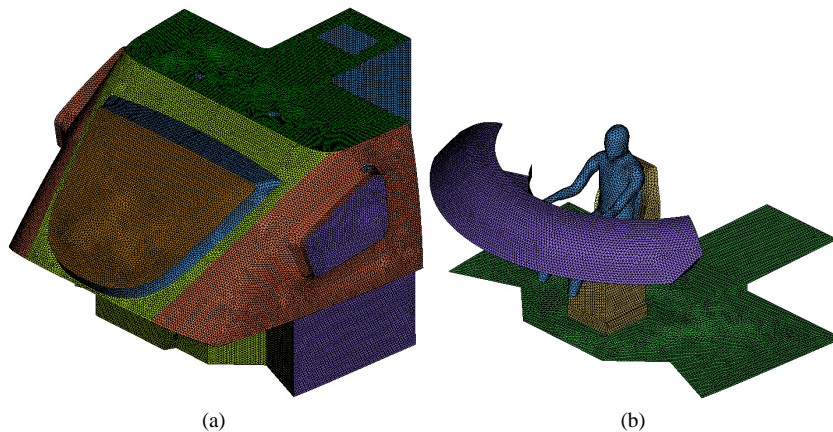


Figure 2. Finite-elements models; (a) Finite-elements model of driver compartment; (b) Finite-elements model of driver, instrument panel and floor

图 2. 有限元模型; (a) 司机室有限元模型; (b) 司机、仪表板与地板有限元模型

$k = 2.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

4) 将人体视为恒温边界条件, 作为固定热源[12]。夏季人体散热量为 $99.08 \text{ W}/\text{m}^2$, 冬季为 $77.34 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

5) 太阳辐射选为长春(东经 $125^\circ 19'$, 北纬 $43^\circ 43'$)夏季正常天气下的辐射量。夏季车外环境温度设为 35°C , 冬季车外环境温度设为 -15°C 。

4. 数值模拟结果分析

由于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动, 所以在室内流场模拟和气流组织方面有较高的准确性[13], 所以本研究选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型作为求解模型进行计算。

依据 UIC 651:2002 动车设计标准, 选取距离地板高 1500 mm 的截面分析夏季、冬季两种工况下的司机头部附近温度和空气流速。选取距地板、顶板各 100 mm 处的截面分析夏季、冬季两种工况下司机室的整体温度分布。图 3 为距离地板上方 1500 mm 处的温度场仿真结果, 图 4 为距离地板上方 1500 mm 处的速度场仿真结果(图中圆圈所示区域为司机头部对应位置)。图 5 为夏季工况下距离地板上方 100 mm 处和距离顶板下方 100 mm 处的温度场仿真结果, 图 6 为冬季工况下距离地板上方 100 mm 处和距离顶板下方 100 mm 处的温度场仿真结果。

由图 3 可以看出, 夏季工况下司机头部附近温度在 $21.4^\circ\text{C} \sim 22.2^\circ\text{C}$ 之间, 温差只有 0.8°C ; 冬季工况下司机头部附近温度在 $22.0^\circ\text{C} \sim 23.0^\circ\text{C}$ 之间, 温差小于 2°C 。两种工况下整个截面内的空气温度分布比较均匀, 说明温度场的分布比较合理。

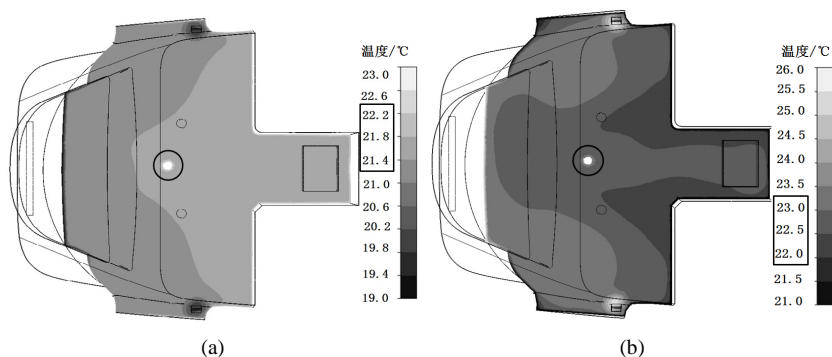


Figure 3. Result of temperature simulation 1500 mm above floor; (a) Summer condition; (b) Winter condition

图 3. 地板上方 1500 mm 处的温度场仿真结果; (a) 夏季; (b) 冬季

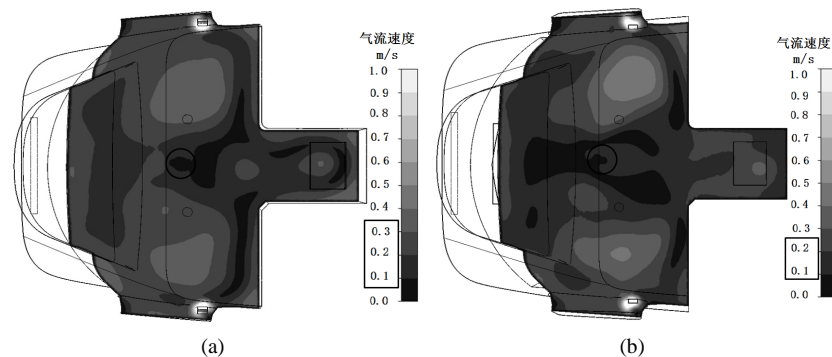


Figure 4. Result of air-flow speed simulation 1500 mm above floor; (a) Summer condition; (b) Winter condition

图 4. 地板上方 1500 mm 处的速度场仿真结果; (a) 夏季; (b) 冬季

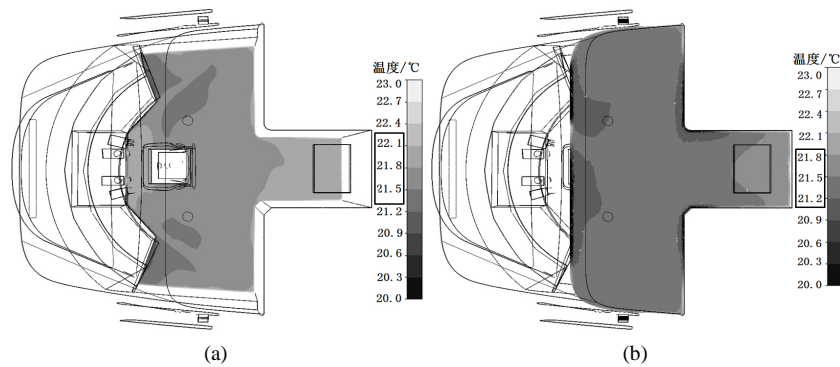


Figure 5. Result of temperature field simulation for summer condition; (a) Temperature distribution near floor; (b) Temperature distribution near roof

图 5. 夏季工况下温度场仿真结果; (a) 地板附近温度; (b) 顶板附近温度

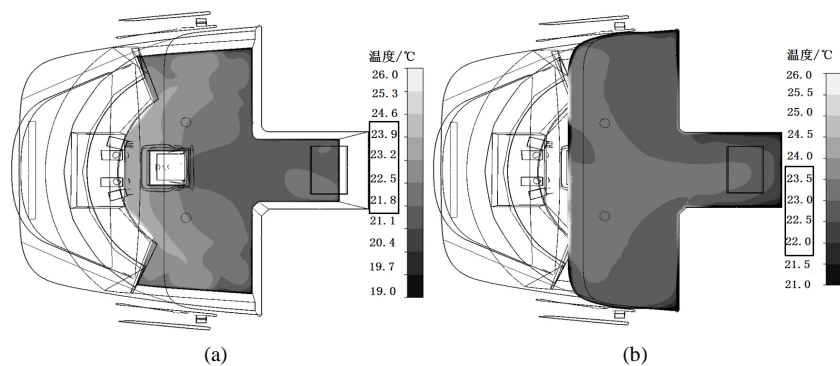


Figure 6. Result of temperature field simulation for winter condition; (a) Temperature distribution near floor; (b) Temperature distribution near roof

图 6. 冬季工况下的温度场仿真结果; (a) 地板附近温度; (b) 顶板附近温度

由图 4 可以看出, 夏季工况下头部附近的空气流速在 0.10 m/s~0.30 m/s 之间, 且绝大部分区域都在 0.25 m/s 之下, 司机活动区域的最高风速也没有超过 0.50 m/s; 冬季工况下, 头部附近的空气流速小于 0.2 m/s。两种工况下整个截面内的流速分布也比较均匀, 说明空气速度场的分布也是比较合理的。

由图 5 可以看出, 夏季工况下地板附近温度在 21.5°C~22.1°C 之间, 顶板附近温度在 21.2°C~21.8°C 之间, 整体温差小于 10°C, 并且两个截面的温度分布比较均匀。

由图 6 可以看出, 冬季工况下地板附近温度在 21.8°C~23.9°C、顶板附近温度分布在 22.0°C~23.5°C 之间, 两个截面的温度分布也比较均匀, 温差也小于 10°C。由此可见, 不管是夏季还是冬季, 整个司机室内的温度分布较为均匀, 温差最大为 1.7°C, 符合设计标准要求。

5. 人体热舒适性分析

传统的 ASHRAE 七点标尺主观评价方法、PMV-PPD 评价方法、有效温度评价方法以及标准有效温度 (SET) 评价指标都是假定人体所处的环境是一个均匀的热环境, 适用于建筑室内热舒适的评价。然而汽车车室空间相对狭小、气流速度和梯度较大, 太阳辐射不对称, 车室内热环境非常不均匀, 因此不能当做均匀热环境来看待。因此通常采用当量温度 (EQT) 和当量均匀温度 (EHT) 作为评价指标。

上文结合 UIC 651:2002 标准对司机室的环境变量进行了评价, 为全面评价司机的舒适性, 需要考虑人体适应因素, 本文选择当量温度指标进行分析。计算时, 先将人体分段, 计算各段与周围环境的热交换, 然后利用当量温度指标代替全身热舒适性指标来计算和评价非均匀环境中的人体热舒适性, 将计算

腿的当量温度偏低, 其余部分肢体的当量温度在“正常”的舒适区间内。由图 7(b)可知, 在冬季情况下, 大腿部位当量温度稍低, 其他肢体部位位于“暖”的舒适区间内。对比两图可以看出头部当量温度低于脚部的当量温度, 符合“头凉脚暖”的热舒适性准则。综合可知, 该司机室的 HVAC 系统满足人体的热舒适性要求。

6. 结论

1) 由上述分析结果可以看出, 在给定送风条件下及夏季和冬季两种工况下, 司机头部附近空气温度在 21.0℃~23.0℃范围内, 空气流速在 0.10 m/s~0.30 m/s 范围内, 整个司机室温差小于 1℃, 温度和空气流速分布比较均匀, 符合 UIC 651:2002 标准的设计要求。所选动车组司机室 HVAC 系统的风口尺寸、送风条件以及边界条件设置保证了室内良好的流场分布。

2) 人体热舒适性进行分析的结果表明本 HVAC 系统满足人体的热舒适性要求。

3) 进风口的布置对司机室的温度场有较大影响, 由当量温度的计算结果可以看出, 大腿部位较人体其他部位温度低, 因此 HVAC 系统腿部进风口的温度和风速应当适当调节, 满足司机整体“头冷脚暖”的舒适性准则。

4) 文中采用的方法能够有效计算动车组司机室的温度场以及速度场, 为司机室内部热环境优化提供帮助。

本文从环境变量和人体适应因素角度出发, 综合考虑了全身各部位的舒适性, 采用当量温度指标对动车组司机室进行了热舒适性分析, 有效地弥补了目前相关研究的不足, 本文的研究方法以及成果可以为轨道车辆司机室的相关热舒适性分析提供一定的参考。目前的研究在边界条件设定时参考的是已有的研究成果; 对于不同企业设计时的相关参数设置, 则应根据实际的使用条件设定, 这些也有待进一步研究和积累。此外, 针对风口参数的影响, 未来将对司机室多风口以及不同风口布置位置时的司机室热舒适性进行进一步研究。

参考文献 (References)

- [1] 王保国, 王新泉, 刘淑艳, 等. 安全人机工程学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [2] 任金东. 汽车人机工程学[M]. 北京大学出版社, 2010, 104-123.
- [3] 孙一宁. 车辆 HVAC 热环境舒适性评价及其分析方法[D]: [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2012, 8-14.
- [4] 靳艳梅, 王保国, 刘淑艳. 车室内人体热舒适性的计算模型[J]. 人类工效学, 2005, 11(2): 18.
- [5] 陈祥. 高速铁路客车乘坐舒适度综合评价模型研究[D]: [博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2010, 62-70.
- [6] Lin, C., Lelli, M., Han, T., et al. (1991) An Experimental and Computational Study of Cooling in a Simplified GM-10 Passenger Compartment. *Training*, **2009**, 1-26. <https://doi.org/10.4271/910216>
- [7] Currel, J. and Mercedes-Benz, A.G. (1997) Numerical Simulation of the Flow in a Passenger Compartment and Evaluation of the Thermal Comfort of the Occupants. *Training*, **2014**, 4-7.
- [8] Currel, J. and Maué, J. (2000) Numerical Study of the Influence of Air Vent Area and Air Mass Flux on the Thermal Comfort of Car Occupants. *Training*, **2012**, 3-12. <https://doi.org/10.4271/2000-01-0980>
- [9] Mezrhab, A. and Bouzidi, M. (2006) Computation of Thermal Comfort inside a Passenger Car Compartment. *Applied Thermal Engineering*, **26**, 1697-1704. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.11.008>
- [10] 张文灿, 陈吉清, 兰凤崇, 等. 太阳辐射下客车车厢内热环境的分析研究[J]. 汽车工程, 2010(7): 621-625.
- [11] Shinnaka, S. (2004) New “Mirror-Phase Vector Control” for Sensorless Drive of Permanent-Magnet Synchronous Motor with Pole Saliency. *IEEE Transactions on Industry Applications*, **40**, 599-606. <https://doi.org/10.1109/TIA.2004.824502>
- [12] 张登春, 翁培奋, 邹声华. 旅客列车空调硬座车厢内热舒适性研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(5): 35-40.
- [13] 莫志姣, 杨易, 邓峰. 车用空调风口布置 CFD 数值仿真研究[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(1): 63-67.
- [14] Nilsson, H.O. and Holmér, I. (2003) Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models. *Indoor Air*, **13**, 28-37. <https://doi.org/10.1034/j.1600-0668.2003.01113.x>

知网检索的两种方式：

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择：[ISSN]，输入期刊 ISSN：2167-6631，即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入，输入文章标题，即可查询

投稿请点击：<http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱：met@hanspub.org