

研究报告

空调硬卧车内气流组织的数值模拟研究

张登春

(湖南科技大学能源与安全工程学院, 湖南湘潭 411201)

[摘要] 空调车内气流组织研究是车厢内热环境控制的基础, 合理的车内气流组织可有效地改善乘客的冷热舒适性。采用 $k-\epsilon$ 湍流模型对 25K 型空调硬卧车内气流组织进行了数值模拟, 研究了不同送风方式和送风参数下车内空气流场和温度场分布规律, 并与实验结果进行了对照, 两者基本一致。研究结果对于改善硬卧车内人体冷热舒适性提供了理论依据, 对车内气流组织优化设计有指导意义。

[关键词] 硬卧车; 湍流模型; 气流组织; 数值模拟

[中图分类号] TK124; U238 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2004)09-0066-07

1 前言

空调列车是我国目前正在开发研究的重大科研项目。在列车内部设计日趋多样性、档次进一步提高的同时, 列车速度也有了很大提高。为了防止列车过隧道和两车交汇时车内外压力急剧变化对车内旅客安全性和舒适性带来影响, 列车车厢应有良好的密封性, 从而对车厢内的冷热环境提出了更高的要求。因此, 从旅客的安全性和舒适性出发研究适合空调列车的气流组织显得至关重要^[1]。近十几年国外的汽车工业发展很快, 相应地进行了一些针对空调汽车内的空气流场和温度场的研究^[2~4], 而铁路空调车相关的研究则鲜见报道。目前, 我国空调硬卧车内主要是采用车顶百叶送风口送风, 设置在车厢两端过道内的回风口回风。车厢内气流速度场和温度场分布不均匀, 不同位置的乘客对车厢内的冷热舒适感差别较大, 上铺乘客感觉较冷, 下铺乘客感觉较热。针对这一状况, 作者应用计算流体动力学方法 (CFD) 对空调硬卧车内气流组织进行了数值模拟, 将人体散热和太阳辐射作为能量方程的附加源项^[5, 6], 研究了不同送风方式和送风参数下车厢内空气流场和温度场分布规律, 并与实验结果比较, 两者基本一致。对空调硬卧车内的气流组织方式提出了改进建议。研究结果对于改变目前

车厢内上、中、下铺气流分布不均的现状, 改善车厢内人体冷热舒适环境具有指导意义。

2 计算模型

以 25K 型空调硬卧车为物理模型, 其内部结构为: 车宽 2 900 mm, 净高 2 750 mm; 车厢一侧设 11 个卧铺单元, 每个卧铺单元有尺寸为 600 mm × 1 950 mm 的横向 3 层铺位相对排列, 通道上部设有行李架 (宽 480 mm); 通风方式为顶部送风, 即在车厢顶部设有 11 个百叶送风口 (尺寸 300 mm × 480 mm), 每个风口负责一个卧铺单元的送风; 回风方式为侧回风, 即在车厢两端利用车门回风 (尺寸 880 mm × 2 070 mm), 然后经百叶回风口 (尺寸 600 mm × 480 mm) 将车厢内回风送至空调机组。由于车厢内每个卧铺单元的布置及送风方式都相同, 基本上可认为每个单元的通风条件是相同的, 因此取其中的 5 个单元作为计算对象, 其计算模型如图 1 所示。

3 数值求解方法和实验方法

3.1 数值求解方法

采用 $k-\epsilon$ 模型方程, 空调硬卧车内空气流动与传热控制方程可以写成如下通用形式^[7, 8]:

$$\text{div}(\rho \mathbf{V} \Phi) = \text{div}(\mathbf{F}_\Phi \text{grad} \Phi) + S_\Phi \quad (1)$$

[收稿日期] 2003-12-29; **修回日期** 2004-02-18

[基金项目] 湖南省教育厅基金资助项目 (03C495)

[作者简介] 张登春 (1972-), 男, 湖南祁阳县人, 湖南科技大学能源与安全工程学院讲师

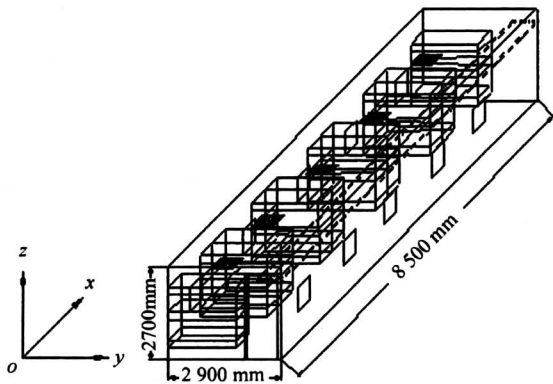


图 1 25K 型空调硬卧车厢计算模型图

Fig.1 Computational model of 25K air-conditioned hard-sleep compartment

式中 ρ 为空气密度, kg/m^3 ; V 为空气速度, m/s , $V = (u, v, w)^T$; Φ 为因变量, $\Phi = \{1, u, v, w, T, k, \epsilon\}$; Γ_{Φ} 为扩散系数; S_{Φ} 为源项。 $\Phi, \Gamma_{\Phi}, S_{\Phi}$ 具体表达式见文献^[6]。

在笛卡尔直角坐标系下划分均匀计算网格, 分别以列车长、宽、高作为坐标的 x, y, z 方向, 以车门底边与车厢侧面的交点作为坐标原点。为了消除网格数对计算结果的影响, 作者对车厢内的网格划分进行了多次试验, 发现当网格数为 $85 \times 29 \times 25$ 时, 再增加网格数对计算结果影响甚微, 因此取 $85 \times 29 \times 25$ 作为计算网格数。采用交错网格控制容积法对通用方程进行离散, 图 2 给出了控制容积及节点位置。应用 SIMPLE 算法^[9]求解离散控制方程。对于气、固耦合传热问题, 采用整体法求解; 对车厢内的床铺、行李架等障碍物, 其粘性

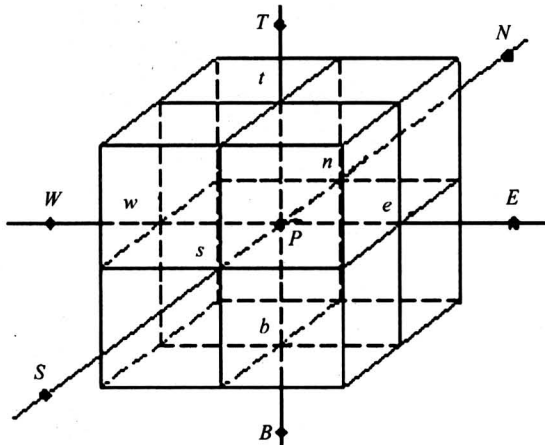


图 2 控制容积及节点位置

Fig.2 Controlled volume and node position

系数设为无穷大, 以保证障碍物处空气流动速度为零; 而障碍物壁面温度均按绝热条件进行计算。

车厢内乘客按满员即 66 人计算, 乘客的散热量按 $116.3 \text{ W}/\text{人}$ 计算, 将这些热量作为能量方程的附加源项, 均匀分布在床铺上方控制容积的网格节点上。通过车厢一侧玻璃窗的太阳辐射的影响, 采用 Monte Carlo 法^[10]对太阳辐射能在车厢内各内表面的分配比例进行计算。作者在模拟空调硬卧车内太阳透射辐射传递过程时, 只考虑太阳从床铺侧玻璃窗对车厢内的辐射传热。传热的区域主要为卧铺单元内两排铺位之间的空间和中、下铺区域。在进行辐射计算时认为车内空气为辐射的透明介质, 且不考虑车内各表面的热辐射, 各表面的温度恒定且吸收率保持不变, 物性均匀, 除玻璃窗外车内其余各表面均视为漫射灰表面。某一时刻车内各个表面上分配的太阳透射辐射能量, 即为每块玻璃源面的单位太阳透射辐射能量在该面上分配的比例与相应的辐射源面总透射辐射量相乘后的叠加值。这样就得出太阳透射辐射在空调列车内各表面引起的附加热流变化, 以此作为能量方程的附加源项。

3.2 实验方法

试验取 2 个典型测试断面, 图 3 中 $x = 4.3 \text{ m}$ 断面为送风口断面, 图 4 中 $x = 4.8 \text{ m}$ 断面为床铺区断面, 每个断面布置 15 个测点, H_1, H_2, H_3

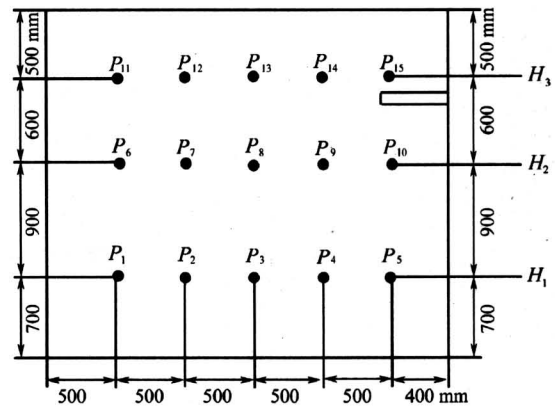


图 3 $x = 4.3 \text{ m}$ 断面测点分布图

Fig.3 Distribution of Measuring point in $x = 4.3 \text{ m}$ section

断面离车地板的距离分别为 0.7 m 、 1.6 m 、 2.2 m , 这些测点能较全面地反映车厢内气流速度和温度分布情况。

试验对象是从长沙开往北京西的 T2 次的一节

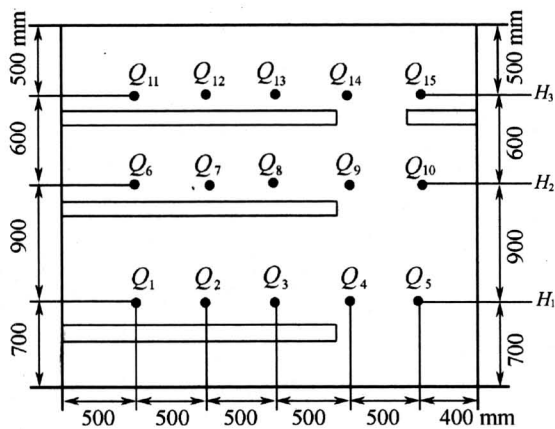


图4 $x = 4.8$ m 断面测点分布图

Fig.4 Distribution of measuring point in $x = 4.8$ m section

硬卧车厢，车厢内采用百叶送风口送风，送风速度为 1.5 m/s。试验环境条件为：车外空气温度 36.2 $^{\circ}\text{C}$ ，车内乘客仰卧在铺位上，车内无人走动，床铺侧玻璃窗有较强的阳光照射。测试的方法步骤为：**a.** 先在车厢内第三个卧铺单元选取 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 2 个典型断面，每个断面沿高度方向布置 3 个点，绘制测点布置图，并进行现场标记；**b.** 同一测点的各种参数（温度、风速）尽可能同时测量，以减少各参数因随时间变化所产生的误差；**c.** 各测点的各种参数测定 3 次，3 次的误差不能超过 15%；**d.** 测试仪器的探头应有支架固定，不得用手持探头；**e.** 测风速时，先用头发丝判断风向，然后在 x 、 y 、 z 三个方向各测量 3 次，取其算术平均值作为三个方向的分速度，则该点的全速度为三个分速度的矢量和。温度和空气流速均采用 KA31 型热式风速计进行测量，为了减少实验误差，对热式风速计进行校正和检验，使测量误差保持在 $\pm 2\%$ 以内，且所有的测量都在稳定工况下进行。

4 结果分析及讨论

对 25K 型空调硬卧车内不同送风方式和送风速度下的三维空气流场和温度场进行了数值计算，选择了 2 个典型断面 $x = 4.3$ m 断面（送风口处）和 $x = 4.8$ m 断面（床铺区）讨论计算结果：图 5，图 6 为采用百叶送风、送风速度 $v = 1.5$ m/s 时 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面速度矢量分布图；图 7，图 8 为采用百叶送风、送风速度 $v = 2.0$ m/s 时

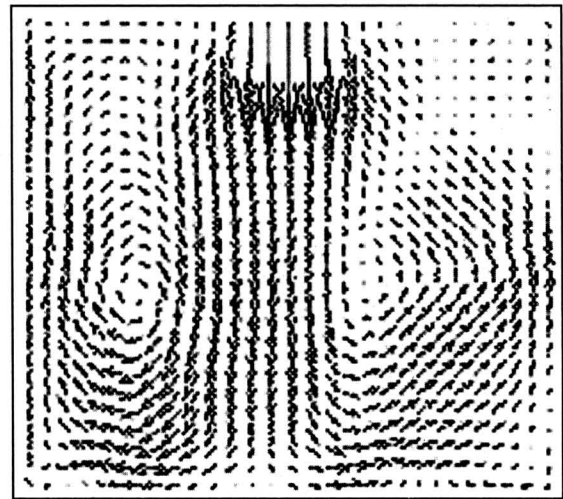


图5 $v = 1.5$ m/s 时 $x = 4.3$ m 断面速度矢量分布

Fig.5 Distribution of velocity Vectors in $x = 4.3$ m section when $v = 1.5$ m·s $^{-1}$

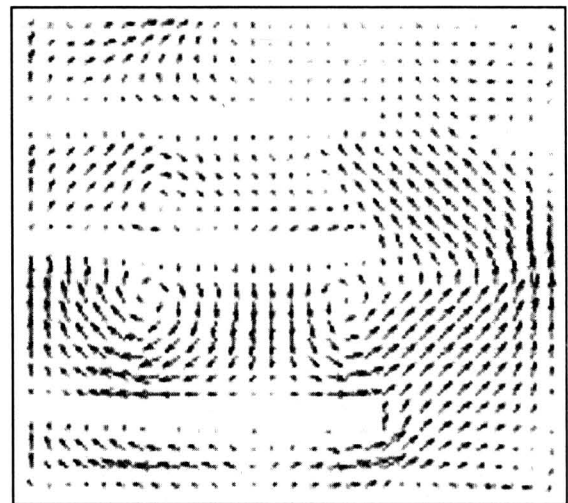


图6 $v = 1.5$ m/s 时 $x = 4.8$ m 断面速度矢量分布

Fig.6 Distribution of velocity vectors in $x = 4.8$ m section when $v = 1.5$ m·s $^{-1}$

$x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面速度矢量分布图；图 9，图 10 为采用条缝送风、送风速度 $v = 1.5$ m/s 时 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面速度矢量分布图；图 11，图 12 为采用百叶送风时 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面温度等值线分布图；图 13，图 14 为采用条缝送风时 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面温度等值线分布图；图 15，图 16 为采用百叶送风时 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面 H_1 （高度为 0.7 m）处温度计算值和测量值的对比；图 17，图 18 为 $x = 4.3$ m 和 $x = 4.8$ m 断面 H_1 处气流速度计算值和测量值的对比。

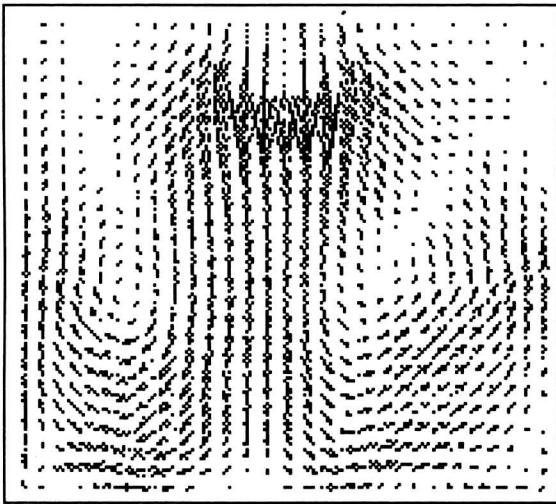


图 7 $v = 2.0 \text{ m/s}$ 时 $x = 4.3 \text{ m}$ 断面速度矢量分布
 Fig.7 Distribution of velocity vectors in $x = 4.3 \text{ m}$ when $v = 2.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

由图可知：

1) 送风速度在一定的范围内 ($v = 1.5 \sim 2.0 \text{ m/s}$) 对车厢内流场分布影响不大, 改变送风速度, 车厢内各断面速度大小发生改变, 但分布趋势不变。过高的送风速度会使上铺乘客有吹风感, 从

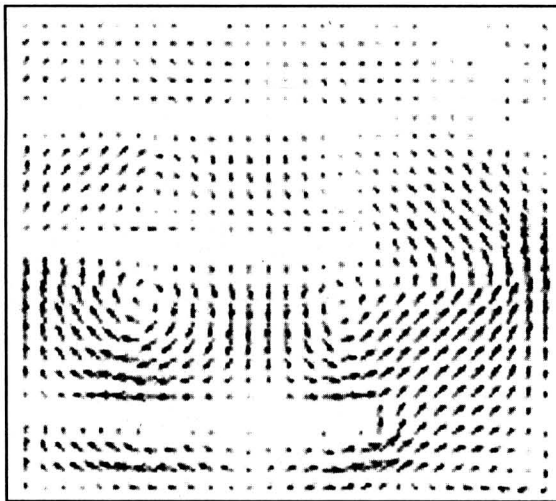


图 8 $v = 2.0 \text{ m/s}$ 时 $x = 4.8 \text{ m}$ 断面速度矢量分布
 Fig.8 Distribution of velocity vectors in $x = 4.8 \text{ m}$ when $v = 2.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

计算结果分析, 送风速 v 度在 1.5 m/s 左右是比较合适的。人体散热、太阳辐射对车内流场影响不大, 但对温度场影响较大, 床铺区由于人员集中, 空气温度比过道处温度要高 $2 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右, 受太阳照射的车厢一侧温度较高。床铺、行李架等障碍物对车厢内流场影响较大。送风气流在车厢内形成 2 个很

大的流动旋涡, 由于送风口位于车顶中部, 两个涡的位置在车厢内基本对称。车厢一侧行李架因阻挠通风气流, 因此在行李架下方空气流动速度很低。由于床铺和行李架的阻挠, 中铺和下铺之间有 2 个比较明显的流动旋涡, 而上铺和中铺之间 2 个旋涡并不显著。

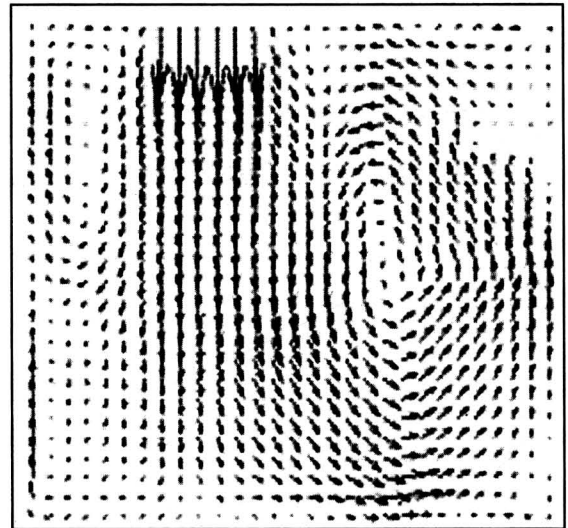


图 9 条缝送风时 $x = 4.3 \text{ m}$ 断面速度矢量分布
 Fig.9 Distribution of velocity vectors in $x = 4.3 \text{ m}$ section when stripe supply air

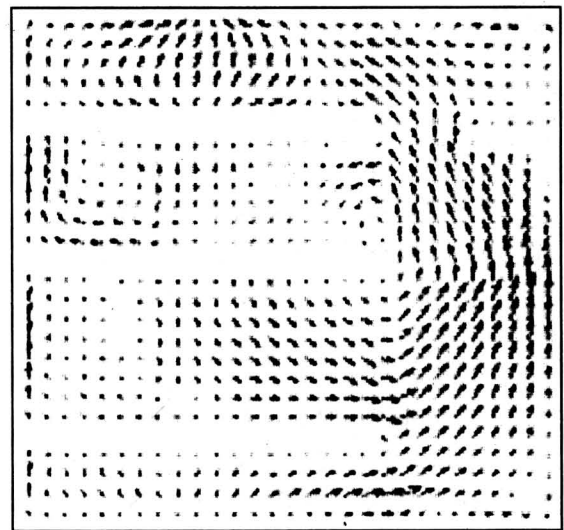


图 10 条缝送风时 $x = 4.8 \text{ m}$ 断面速度矢量分布
 Fig.10 Distribution of velocity vectors in $x = 4.8 \text{ m}$ section when stripe supply air

2) 送风方式对车厢内流场、温度场分布影响较大。采用百叶送风时, 送风气流在车厢两侧形成 2 股比较大的流动旋涡, 车厢中部空气流动强度较

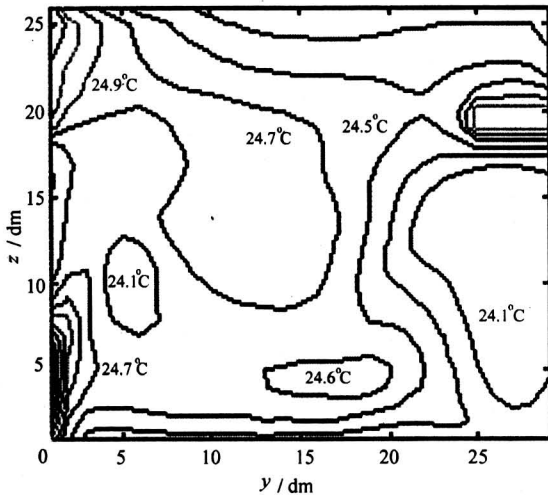


图 11 百叶送风时 $x = 4.3$ m 断面温度等值线分布
Fig.11 Temperature contours in $x = 4.3$ m section when shutter supply air

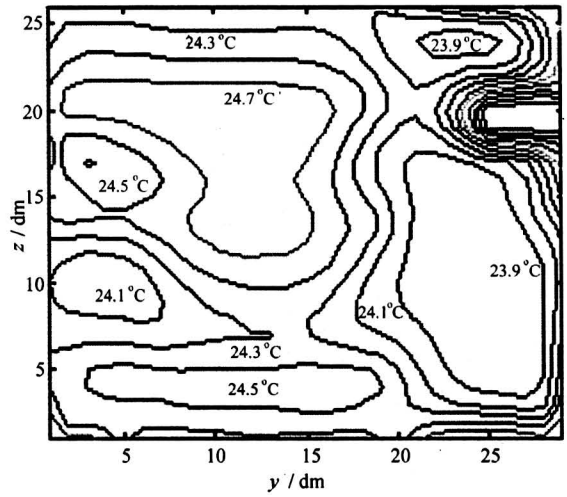


图 13 条缝送风时 $x = 4.3$ m 断面温度等值线分布
Fig.13 Temperature contours in $x = 4.3$ m section when stripe supply air

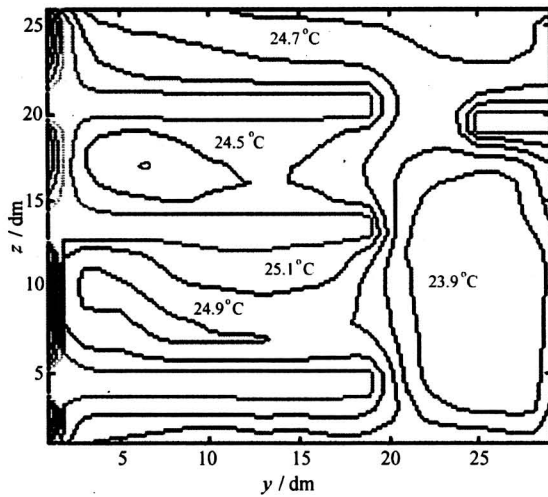


图 12 百叶送风时 $x = 4.8$ m 断面温度等值线分布
Fig.12 Temperature contours in $x = 4.8$ m section when shutter supply air

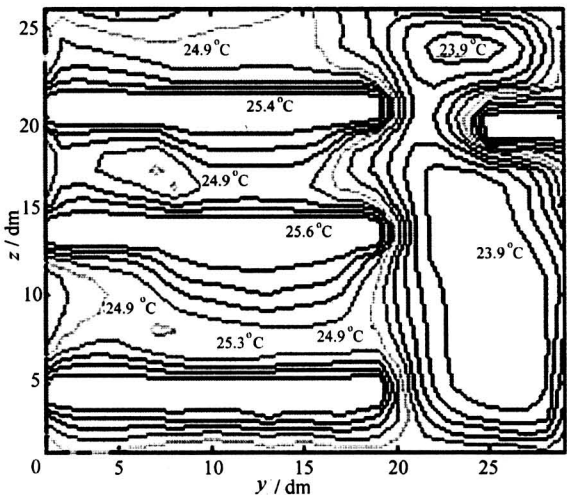


图 14 条缝送风时 $x = 4.8$ m 断面温度等值线分布
Fig.14 Temperature contours in $x = 4.8$ m section when stripe supply air

大，温度较低，而床铺处空气流动强度较小，温度较高；采用条缝送风时，车厢内床铺区的流动强度有所增强，而车厢中部的流动强度有所减弱，整个车厢各断面形成 2 个椭圆形的流动旋涡，车厢内温度分层比较明显，车厢上部温度较低，而下部温度较高。从整体看来，采用条缝送风的空调方式，车厢内的温度分布要均匀一些，同一断面温差较小，这有利于提高乘客的冷热舒适性。

3) 数值计算结果和实验结果基本一致。 $x = 4.3$ m 断面 H_1 处速度相对误差平均值为 6.7%，最大值为 12.5%，温度相对误差平均值为 1.2%，

最大值为 2.1%； $x = 4.8$ m 断面速度相对误差平均值为 8.5%，最大值为 14.0%，温度相对误差平均值为 1.4%，最大值为 2.7%。由图 15 和图 16 可知，受太阳照射的车厢一侧的温度较高，最高温度为 26.0℃；车厢过道处由于人员少，受太阳的照射也少，因此该处的温度较低，最低温度为 23.9℃。由图 17 可知， $x = 4.3$ m 断面处于送风口正下方，该断面全速度较高，最高速度为 0.35 m/s，最低速度为 0.20 m/s，速度最小值出现在车厢两侧；图 18 中， $x = 4.3$ m 断面受床铺等障碍物的影响，全速度较低，最高速度为 0.22 m/s，

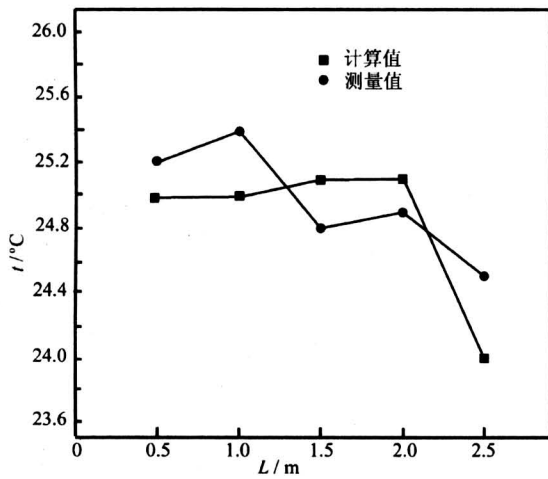


图 15 $x = 4.3 \text{ m}$ 断面温度计算值和测量值的对比
Fig. 15 Contrast between calculated and measured temperature in $x = 4.3 \text{ m}$ section

流分布不均现象，从而改善乘客的冷热舒适性。这同时为以后开发铁路空调车内流场计算通用软件奠定了基础，对车内气流组织优化设计提供指导。

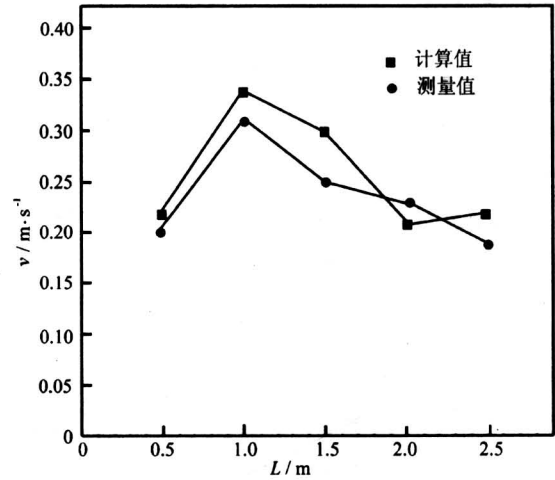


图 17 $x = 4.3 \text{ m}$ 断面速度计算值和测量值的对比
Fig. 17 Contrast between calculated and measured velocity in $x = 4.3 \text{ m}$ section

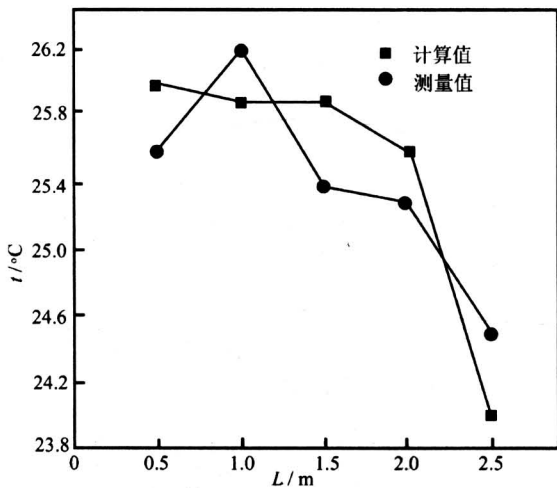


图 16 $x = 4.8 \text{ m}$ 断面温度计算值和测量值的对比
Fig. 16 contrast between calculated and measured temperature in $x = 4.8 \text{ m}$ section

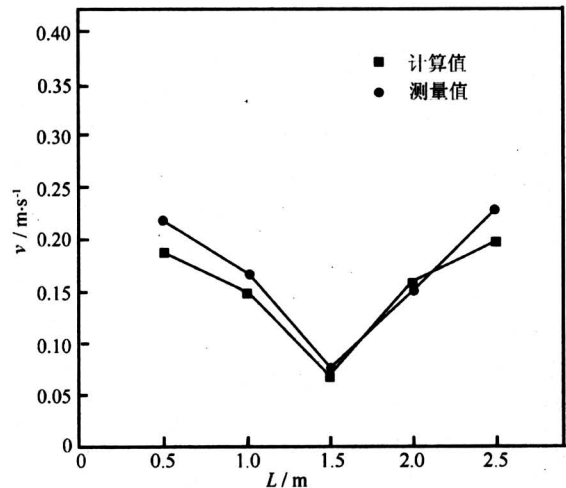


图 18 $x = 4.8 \text{ m}$ 断面速度计算值和测量值的对比
Fig. 18 Contrast between calculated and measured velocity in 4.8 m section

最低速度为 0.09 m/s ，该断面由于形成了 2 个流动旋涡，因此该断面 H_1 高度处车厢中部速度最小，而车厢两侧速度较大。实验数据和数值计算结果的变化趋势基本相同，验证了 $k-\epsilon$ 湍流模型模拟硬卧车内气流组织的可靠性。

4) 目前空调硬卧车内送风方式大多采用百叶送风口，不同铺位处乘客的冷热感觉差别较大，上铺乘客感觉较冷，而下铺乘客感觉较热，加大送风速度虽然可改善下铺乘客的冷热舒适性，但同时使中、上铺乘客有局部吹风感。因此作者建议采用条缝送风方式，这样可较好地解决车厢内各铺位处气

5 结论

1) 送风速度在一定的范围内 ($v = 1.5 \sim 2.0 \text{ m/s}$) 对车厢内流场分布影响不大，改变送风速度，车厢内各断面速度大小发生改变，但分布趋势不变。人体散热、太阳辐射对车内流场影响不大，但对温度场影响较大，床铺区由于人员集中，空气温度比过道处温度要高 2°C 左右，受太阳照射的车厢一侧温度较高。床铺、行李架等障碍物对车厢内

流场影响较大,中铺和下铺之间有2个比较明显的流动旋涡,而上铺和中铺之间2个旋涡并不显著。

2) 送风方式对车内空调效果有较大影响,采用百叶送风时,送风气流在车厢两侧形成2股比较大的流动旋涡,车厢中部空气流动强度较大,温度较低,而床铺处空气流动强度较小,温度较高;采用条缝送风的空调方式,车厢内的温度分布要均匀一些,同一断面温差较小。

3) 建议对目前硬卧车内送风方式进行改进,采用条缝送风方式可解决车厢内各铺位处气流分布不均现象,从而改善乘客的冷热舒适性。通过对硬卧车内气流组织的数值模拟研究,为以后开发铁路空调车内流场计算通用软件奠定了基础,对车内气流组织优化设计提供指导。

参考文献

- [1] 靳谊勇, 郁永章. 铁路空调客车车内气流组织的数值模拟 [J]. 制冷学报, 2002, 33 (2): 30~34
- [2] Han T. Three-dimensional navier-stokes simulation for passenger compartment cooling [J]. Int J of Vehicle Design, 1989, 10 (2): 223~235
- [3] Kazuhiko M. Evaluation and measurement of thermal comfort in the vehicles with a new thermal mannequin [R]. 1993. SAE paper 931958
- [4] Komoriya T. Analysis of vehicle passenger compartment ventilation using experimental and numerical model [R]. 1989. SAE paper 89312
- [5] 张登春, 陈焕新, 舒信伟, 等. 空调车内三维紊流流动与传热的模拟研究 [J]. 铁道学报, 2002, 24 (6): 32~36
- [6] 张登春. 铁路空调车内气流组织 CFD 模拟与实验研究 [J]. 流体机械, 2004, 32 (5): 48~51
- [7] 陈焕新, 张登春. 空调硬卧车内人体热舒适性研究 [J]. 铁道学报, 2004, 26 (2): 52~54
- [8] Chen Q. Comparison of different $k - \epsilon$ model for indoor air flow computations [J]. Numerical Heat Transfer. Part B, 1995, 28: 353~369
- [9] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- [10] 卞伯绘. 辐射换热的分析与计算 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.

Numerical Simulation Research of Air Organization in Air Conditioned Hard-sleeper Compartment

Zhang Dengchun

(School of Energy and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan hunan 411201, China)

[Abstract] The air organization research is the basis of thermal environment control in air-conditioned compartment. Reasonable air organization can availably improve the passengers' thermal comfort. By $k - \epsilon$ turbulence model, the air fluid flow and heat transfer in air-conditioned hard-sleeper compartment are simulated numerically. The airflow field and temperature field are investigated in different air supply modes and air supply parameters. The comparison is carried out between the computed and the measured results of temperature and velocity fields. The agreement between them is quite well. A basis is given for the optimized design of air organization in the air-conditioned passenger compartment.

[Key words] hard-sleeper compartment; turbulence model; air organization; numerical simulation