

轿车空调车室内流动换热计算

熊可嘉^{1,2}, 杨志刚¹

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 上海汽车集团股份有限公司 技术中心, 上海 201804)

摘要: 对包含人体的 3 维空调车室内部空气流动的速度分布和温度分布进行了数值计算. 采用集总参数法建立人体模型, 将该模型计算出的人体表面温度作为 CFD(computational fluid dynamics)计算的边界条件, 从而更细致地考虑了散热量在人体表面的分布情况. CFD 计算采用六面体网格、SIMPLE 算法, 考虑了自然对流换热和固体壁面间的辐射, 应用整体求解法计算车内传热问题. 针对一款实车的试验, 证明了计算的准确性.

关键词: 轿车; 空调车室; 换热; 数值计算

中图分类号: TK 121; TB 611

文献标识码: A

Simulation of Flow Field and Heat Transfer in Passenger Compartment

XIONG Kejia^{1,2}, YANG Zhigang¹

(1. College of Automotive Studies, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The thermal environment in a vehicle cabin with passengers is simulated. Boundary temperatures for computational fluid dynamics (CFD) calculation are provided by numerical human model created with lumped-heat-capacity method. In the CFD simulation, hexahedral mesh and SIMPLE algorithm is applied. Natural convection and wall radiation are taken into consideration. An experiment on a real car is executed to validate the simulation.

Key words: sedan; passenger compartment; heat transfer; numerical

车市场竞争力的重要手段之一.

车室内人体的舒适性与空气温度场、速度场有密切关系. 因此, 进行空调车室内空气流动、换热的数值模拟研究, 通过数值计算方法计算复杂几何形状、小空间强迫对流、自然对流、辐射同时存在的复杂流动与传热问题, 具有重要意义.

1 计算模型

空调车室形状如图 1 所示. 冷空气通过车室前端左、中(2 个)、右共 4 个进口送入车内, 由后部出口流出车室.

为了简化问题, 作以下假设: ①空气密度符合 Boussinesq 假设; ②空调车室密封良好, 没有空气泄漏; ③气流为低速不可压缩流动, 可忽略由流体黏性力做功所引起的耗散热.

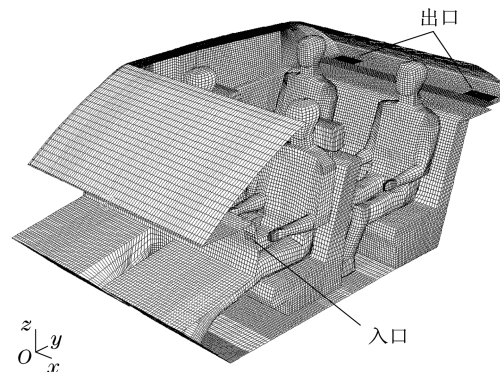


图 1 计算模型

Fig. 1 Vehicle cabin model

热舒适感觉是人体对热环境的生理与心理因素的综合反映. 随着人民生活水平的提高, 汽车空调热舒适性在汽车设计中越来越重要, 逐渐成为提高汽

太阳辐射在车内的分布采用射线追踪法计算. 辐射强度的计算采用上海经纬度, 时间为 9 月上旬中午 12:00, 天气晴朗. 车头朝北, 车尾朝南. 太阳辐

收稿日期: 2010-01-06

基金项目: 长江学者和创新团队发展计划; 教育部高等学校博士学科点专项科研(20060247028)

第一作者: 熊可嘉(1977—), 男, 工程师, 工学博士, 主要研究方向为汽车空气动力学. E-mail: xiongekj99@163.com

通讯作者: 杨志刚(1961—), 男, 教授, 博士生导师, 长江学者, 工学博士, 主要研究方向为汽车空气动力学. E-mail: zhigangyang@tongji.edu.cn

射的能量具有按波长分布的特点,其中可见光波段占50%,红外线区占43%,紫外区占7%.由于紫外线所占份额较小,计算中将其能量按比例折算到可见光和红外线中.

固体壁面间的辐射采用S2S(surface to surface)模型,根据固体壁面间的角系数及玻尔兹曼原理计算辐射传热量.

2 边界条件和计算方法

对空调车室,建立如下边界条件:中间(左、右)进风口质量流量 $M_{in, cen, l} = M_{in, cen, r} = 0.019 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, 两侧(左、右)进风口质量流量 $M_{in, l} = M_{in, r} = 0.017 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, 进风温度 $T_{in} = 283 \text{ K}$, 出口设为出流边界条件^[1], 车室外壁面 $T = T_w$. 日照表面综合温度 T_w 可以按下式确定(车速设为 $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)^[2]:

$$T_w = \frac{\gamma I}{\alpha_h + K} + \frac{\alpha_h T_h + K T_b}{\alpha_h + K} \quad (1)$$

式中: γ 为车身外表面吸收系数; I 为太阳总辐射强度; α_h 为车外表面空气与日照表面的对流放热系数; K 为车身壁面传热系数; T_h 为车外气温; T_b 为车内空气温度.

采用 Boussinesq 假设计算自然对流换热问题, 即计算过程中空气的密度只与温度有关, 其计算式为

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (2)$$

式中: ρ 为空气在温度 T 时的密度; ρ_0 为空气在温度 T_0 时的密度; β 为空气的热膨胀系数; g 为重力加速度.

人体散热是车内热舒适计算的关键之一. 以往的计算往往不考虑人体, 或者采用较为简单的方式, 如固定热源、定壁面温或定热流密度的方式^[3-8]. 为了得到更准确的结果, 本文采取 CFD(computational fluid dynamics)计算与人体生物热模型相结合的方法计算车内热环境.

人体生理的热调节过程采用文献[9]中的人体模型进行计算. 该模型将人体分成头、胸、手等16个节段, 每个节段分为核心层、肌肉层、脂肪层及皮肤层, 每层取为1个节点. 人体血液单独作为1个节点, 共65个节点, 利用集总参数法建立人体模型. 用此方法建立的人体模型(及前排人体温度计算结果)如图2所示.

车室热环境计算的流程图如图3所示. 首先输入外界环境参数、车室几何参数、车体材料的热物理

特性等相关信息, 利用射线追踪法, 计算太阳热负荷在车内的分布. 然后假设人体各部分表面的温度, 利用流体力学基本方程、辐射方程以及太阳辐射的计算结果, 结合假定的人体表面温度, 计算出车室内3维流场和温度场, 获得室内空气温度、流速分布.

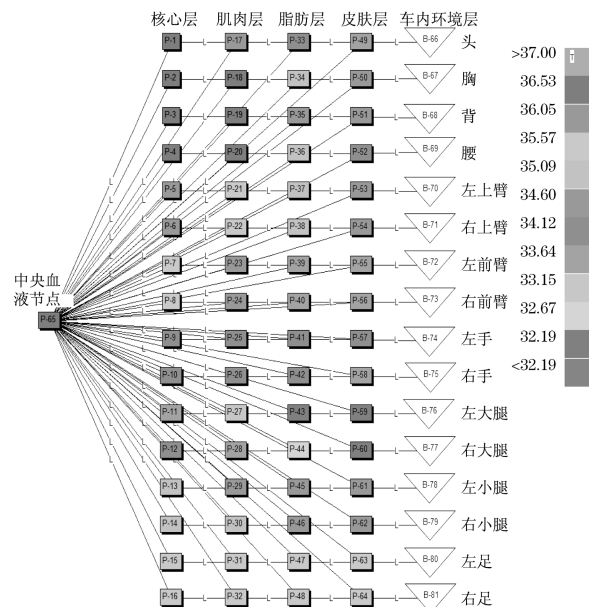


图2 前排人体模型及温度分布(°C)

Fig.2 Human model and node temperatures of front occupant (°C)

之后, 将车内 CFD 计算的气流速度和温度作为人体生理模型的输入信息, 计算人体的各部分温度. 由于 CFD 计算中不包括湿度的参数, 因此, 利用人体模型计算人体温度时, 将与湿度相关的参数设为固定值, 即认为整个计算过程中车内湿度不变. 比较人体模型的计算结果与假定结果之差是否满足要求, 若不满足, 则将人体模型计算后的表面温度再次输入 CFD 计算程序, 重新计算车内热环境; 如此反复, 直至得出最后稳定的解.

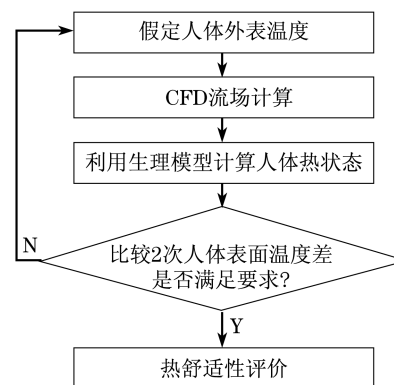


图3 人体热舒适性计算流程图

Fig.3 Thermal comfort calculation flowchart

CFD 计算使用 Fluent 软件,采用雷诺时均方程、 $k-\epsilon$ 3 维紊流模型、SIMPLE 算法. 计算采用六面体网格(图 1),网格总数为 240 万.

3 收敛情况

为了评判 CFD 方法与集总参数法之间迭代的收敛情况,按下式定义评判参数:

$$R_m = \max_{i=1, n} \left| \frac{T_m(i) - T_{m-1}(i)}{T_0(i)} \right| \quad (3)$$

式中: m 为迭代次数; i 为人体表面节点编号; T 为温度; T_0 表示初始假定温度; n 为车内人体总节点数.

迭代过程中 R 值的变化情况如图 4 所示. 由图中可以看出,该迭代收敛比较容易.

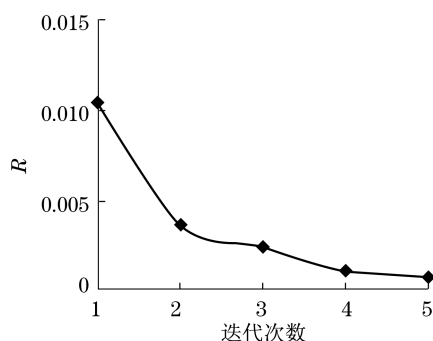


图 4 R 值变化图
Fig.4 R in iterations

4 评价指标

车内舒适性是许多因素共同作用的结果,仅根据单独的温度或速度指标很难得出恰当的判断. 因此采用文献[10]中提出的 T_{eq} 值来衡量人体各部分的舒适程度. T_{eq} 定义为:假设有一个温度均一的封闭空间,空气温度等于平均辐射温度,气流流动平稳,相对湿度为 50%. 利用一暖体假人,该暖体假人的表面温度可以通过调节假人各部分的发热量来保持恒定. 将该假人分别置于封闭空间内和被测量的实际环境中,如果暖体假人在封闭空间中的热损失与在实际环境中相等,则这时封闭空间的温度就是实际环境的当量温度. 大量的对比实验表明,此概念虽然由均一的空间得出,但也适用于非均匀的人体局部. T_{eq} 的计算方法由下式给出:

$$T_{eq,i} = T_{s,i} - 0.155[I_{cl,i} + I_{a,i}/f_{cl,i}]Q_{t,i} \quad (4)$$

式中: $T_{eq,i}$ 为人体各部分的 T_{eq} 值; $T_{s,i}$ 为人体各部

分的表面温度; $I_{cl,i}$ 为从人体皮肤到服装外表面的热阻,并考虑服装面积因素的影响,参见图 5; $I_{a,i}$ 为人体裸体各部分表面空气层的热阻,参见图 5; $f_{cl,i}$ 为服装面积因素; $Q_{t,i}$ 为人体各部分的散热量. 图 5 中 R 为辐射换热, C 为对流换热, Q_t 为总热量.

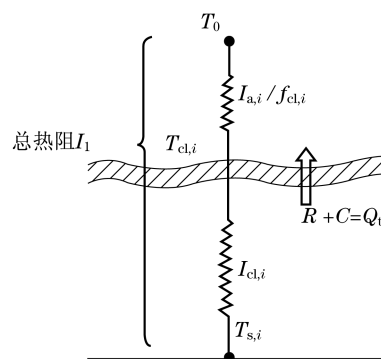


图 5 T_{eq} 的计算原理图

Fig.5 Principle for T_{eq} calculation

5 计算结果

5.1 太阳辐射分布

图 6 为采用不同玻璃时车内太阳热负荷的分布情况. 由于上海位于北温带,阳光始终不能直射地面,而是与水平面呈一定角度,所以,在图 6 中尽管时值正午,前后车窗对阳光的吸收量也有明显不同. 二者的太阳热负荷分别约为 90 和 $135 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. 因为阳光由车的正后部射入车窗,所以左右侧玻璃吸收的太阳热辐射较低,约为 $40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. 由于车窗的吸收率很低、透射率很高,在前窗和后窗台板上吸收的热负荷达到 $320 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. 在人体上,后排的头部、部分上臂、部分前臂以及前排部分小腿受到了阳光的直射.

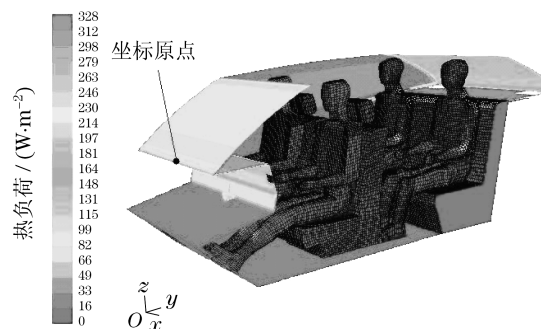


图 6 车内太阳热负荷分配

Fig.6 Solar radiation in passenger compartment

5.2 车室内流场和温度场

在图7中可以看到人体头部高度水平截面上流动分布情况.从速度的大小看,在车室前部,除了射流区域以外,气流流速都比较低;在车室后部,气流的流动则明显强于车室前部.由中间喷口射出的气流经过前排两个人体之间的空隙,直接抵达后窗,在后窗的阻挡作用下,流向两侧,然后在两侧壁面的阻挡下向前回流.在图8中,向前的回流与侧面喷口射流相遇,转而向下,然后回到车室前部,最后在车室前部又重新融入喷口射流.

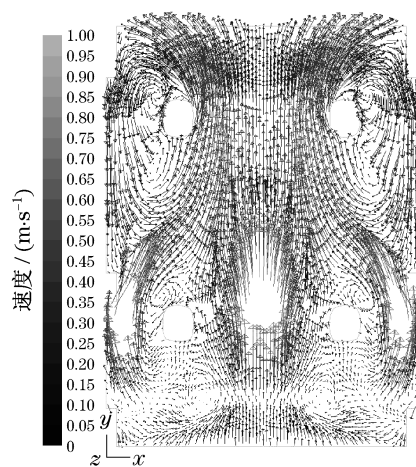


图7 截面 $z=0.3$ m 速度分布

Fig.7 Velocity field at section $z=0.3$ m

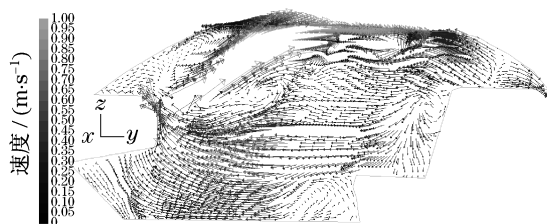


图8 截面 $x=0.67$ m 速度分布

Fig.8 Velocity field at section $x=0.67$ m

图9反映了车内温度的变化.后排区域的温度比前排低,这主要是因为喷口的气流以射流的形式快速通过前排到达后排,在后排区域经过热交换再回到前排,对前排区域进行冷却.

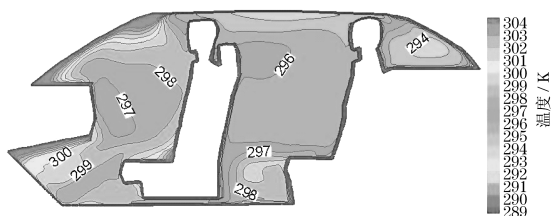


图9 截面 $x=0.4$ m 温度图

Fig.9 Temperature field at section $x=0.4$ m

5.3 人体的舒适性

图10给出了各种情况下前、后排人体的 T_{eq} 值.图中两条折线表示人体舒适的范围.当 T_{eq} 值在此范围内,90%的人会觉得舒适.

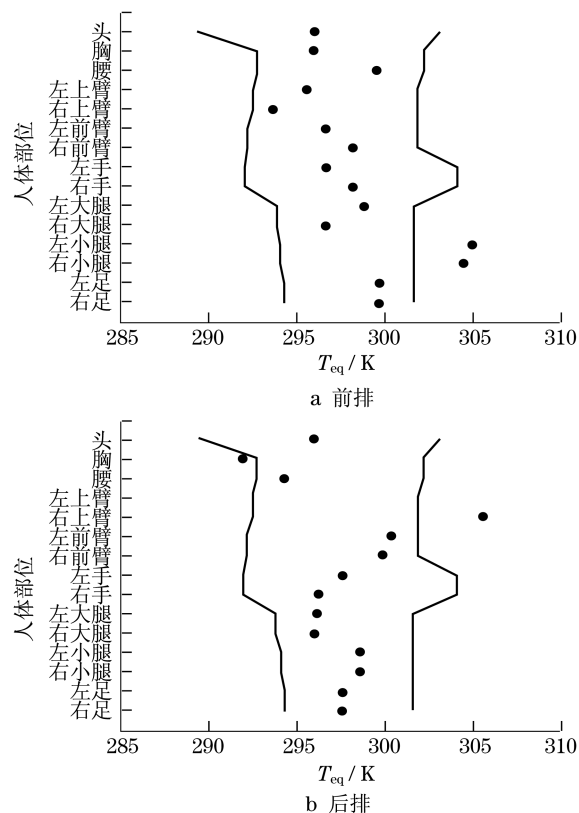


图10 各节点当量温度及其舒适范围

Fig.10 T_{eq} for each node and their range of comfort

由图中可以看到,除受到阳光照射的部位外,后排人体的 T_{eq} 值低于前排.这主要是因为车室后排的气流温度和气流速度均高于车室前排.

6 试验验证

为了验证计算的准确性,对一款轿车进行了试验.试验条件为:环境温度 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,风速小于 $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,车速为 $0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,试验场地选择有日光直接照射的地方.

采用 CFM Masten 8901 型风速仪测量车内风速.使用热电偶和 CS-7008 数据采集系统,可以同时记录 64 个测点的温度.但为避免测点布置过多影响车内流场,并未使用全部数据通道.图 11 显示了车内的实际情况.

由于计算对象以 $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 行驶,测量运动车室的温度场较为困难,因此试验对象为静止汽车.为与试验条件相一致,本文对车速为 $0\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 的工况

也做了模拟计算,以便说明计算的准确性.参考《QC/T 658—2000 汽车空调整车降温性能试验方法》中关于“室外静态试验方法”一节进行试验.部分监控点的计算结果列于表 1 和表 2 中(坐标方向和坐标原点见图 6).



图 11 试验车内情况
Fig.11 Vehicle test setup

表 1 和表 2 也列出了相应点的试验数据.可以看到实验与计算二者基本吻合,说明车内流动和传热的模型正确,简化假设合理.因为行驶车辆与静止车辆的主要不同之处在于边界条件数值的大小(即对流换热系数的大小),所以在加载了正确的对流换热系数,利用式(1)计算 T_w 后,也可以正确地计算车辆以 $40\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 行驶的情况.

表 1 前排人体各节段表面平均温度
Tab.1 Temperatures on front occupants K

数值	头	胸	左上臂	左大腿
计算值	306.7	307.7	307.9	305.8
测量值	304.5	306.4	307.4	307.9

表 2 车内部分测点温度值
Tab.2 Temperatures in passenger compartment K

坐标/m	位置	计算值	测量值
(0.40,0.84,0.38)	前排右侧头部高度空气	299.5	301.3
(0.15,1.09,-0.26)	驾驶员座椅右侧面壁面	300.7	300.2
(0,2.24,-0.20)	后排座椅对称面壁面	298.8	296.7

7 结语

本文对一款轿车车室内部热环境进行了数值计算.计算中考虑了阳光辐射、固体壁面间的辐射、自然对流换热等因素.计算中采用了新型的人体模型,用集总参数法计算人体的热状态,并将其结果作为

CFD 计算的边界条件.将集总参数法与 CFD 相结合,可以更准确地计算车内热环境.针对一款轿车的试验证明了模拟计算结果的准确性.本文的计算可以为汽车车身设计和空调系统的配置提供分析工具.

参考文献:

[1] Patankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. London: Taylor & Francis Group, 1980.

[2] 陈孟湘. 汽车空调[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.

CHEN Mengxiang. Vehicle air-conditioner [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2001.

[3] 谢金法, 朱涛, 李水良. 空调客车内部流场计算流体动力学数值模拟[J]. 中国机械工程, 2007, 18(13): 1591.

XIE Jinfa, ZHU Tao, LI Shuiliang. Numerical simulation of inner flow for air-conditioned bus using computational fluid dynamics [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(13): 1591.

[4] 张登春, 翁培奋. 载人列车车厢内空气流场温度场数值模拟[J]. 计算力学学报, 2007, 24(6): 904.

ZHANG Dengchun, WENG Peifen. Numerical simulation of airflow and temperature fields in rail way occupied passenger car[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2007, 24(6): 904.

[5] 张登春, 翁培奋. 旅客列车硬座车厢内气流模拟与浓度场分析[J]. 中国工程科学, 2007, 9(11): 80.

ZHANG Dengchun, WENG Peifen. Numerical simulation of airflow field and concentration field in rail way occupied passenger car[J]. Engineering Science, 2007, 9(11): 80.

[6] 吴俊云, 陈国娟, 吴兆林. 风口布置对空调车室内流动与传热影响的数值研究[J]. 上海理工大学学报, 2007(4): 395.

WU Junyun, CHEN Guojuan, WU Zhaolin. Numerical analysis on flow and heat transfer in air conditioned bus passenger compartment based on different vents arrangement[J]. Journal of University of Shanghai for Science, 2007(4): 395.

[7] 孙学军, 苏志军, 丁国良. 轿车空调车室空气流场数值模拟[J]. 上海交通大学学报, 1996(2): 19.

SUN Xuejun, SU Zhijun, DING Guoliang. Numerical computation of air flow in air-conditioning compartment of automobile[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1996(2): 19.

[8] 张国俊, 钟英杰, 张雪梅. 考虑太阳光照射和人体散热的车内气流场与温度场的数值模拟[J]. 汽车工程, 2006(1): 90.

ZHANG Guojun, ZHONG Yingjie, ZHANG Xuemei. Numerical simulation on in-car airflow field and temperature field with solar radiation[J]. Automotive Engineering, 2006(1): 90.

[9] Ghaddar N, Ghali K, Jones B. Integrated human-clothing system model for estimating the effect of walking on clothing insulation [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2003, 42: 605.

[10] Wyon D P, Larsson S, Forsgre B. Standard procedures for assessing vehicle climate with a thermal manikin [C]//SAE Paper 890049.