

# 零方程湍流模型在列车车厢内气流数值模拟中的应用

杨培志<sup>1</sup>, 顾小松<sup>2</sup>

(1. 中南大学制冷空调研究所, 长沙 410075; 2. 长沙理工大学 能源与动力工程学院, 长沙 410076)

**[摘要]** 采用  $k-\epsilon$  湍流模型对列车车厢内气流进行数值模拟需要消耗大量的计算时间, 为此, 提出了采用零方程湍流模型对列车车厢内的气流组织进行数值模拟; 分别采用零方程湍流模型与  $k-\epsilon$  湍流模型对列车车厢内的空气流动及传热进行了数值计算, 经分析比较可知, 该两种湍流模型的数值计算结果吻合程度较好, 采用零方程湍流模型可大大缩短计算时间, 利用其简单、快捷的特点, 可以为列车空调系统的工程设计提供简便的数值模拟方法。

**[关键词]** 空调; 零方程湍流模型; 数值模拟; 列车

**[中图分类号]** TU111.19; U270.1 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742 (2006) 01-0026-04

## 1 前言

湍流是一种复杂的三维流动。处于湍流状态的流体, 其各种物理参数, 如速度、压力、温度等都随时间和空间发生变化, 这种变化使得流体介质之间相互传递动量和能量。目前在流体流动及传热的数值模拟方面, 主要采用湍流粘性系数模型中的  $k-\epsilon$  湍流模型<sup>[1~5]</sup>, 它是个半经验的公式, 具有适用范围广、精度合理等优点, 但计算过程的收敛时间相当长, 不能满足工程应用中快速、高效的要求。

空调列车车厢具有空间大、送风口及障碍物(包括座椅、茶桌、行李架等)数量多等特点, 采用  $k-\epsilon$  湍流模型来模拟室内气流流动及传热, 计算量大, 对于某些特定问题, 该模型的模拟结果不比简单模型模拟的效果好<sup>[6,7]</sup>。因此在解决这类工程计算问题时, 需要采用一种更为简便的湍流模型。为此, 笔者提出采用零方程湍流模型对空调列车车厢内的气流及传热进行数值模拟。

## 2 零方程湍流模型

在湍流粘性系数模型中, 用确定湍流粘性系数  $\mu_t$  的微分方程的数量作为区别模型的标志。而零方程湍流模型是不用微分方程、只用代数方程把湍流粘性系数与时均值联系起来模型<sup>[8]</sup>。在用数学模型描述车厢内的气流之前, 假设:

- 车厢内空气密度变化不大, 采用 Boussinesq 假设, 即流体密度变化仅对浮升力产生影响;
- 车厢内气流属于稳态湍流;
- 忽略固体壁面间的热辐射, 车厢内空气为辐射透明介质;
- 车厢内气流为低速不可压缩, 忽略由于流体粘性力作功所引起的耗散热。

基于以上假设, 采用零方程湍流模型描述车厢内气流的运动包括以下方程<sup>[9]</sup>:

连续性方程

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

运动方程

**[收稿日期]** 2005-03-31; **修回日期** 2005-06-30

**[基金项目]** 湖南省教育厅资助项目 (04C111)

**[作者简介]** 杨培志 (1977-), 男, 湖南浏阳市人, 中南大学讲师

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(p) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu_{\text{eff}}) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \beta(T_0 - T)\rho g \right] \quad (2)$$

其中  $\mu_{\text{eff}} = \mu_t + \mu$ ,  $\mu_t = 0.03874 \rho u l$ 。

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{\mu_{\text{eff}}}{(Pr)_{\text{eff}}} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + \frac{q}{C_p} \quad (3)$$

式中  $u_i$  为速度分量 (m/s),  $x$  方向  $i = 1$ ,  $y$  方向  $i = 2$ ,  $z$  方向  $i = 3$ ;  $\rho$  为流体密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );  $p$  为时均压力 (Pa);  $\mu_{\text{eff}}$  为湍流有效粘性系数 ( $\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$ );  $\mu_t$  为湍流粘性系数 ( $\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$ );  $\mu$  为流体分子粘性系数

( $\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$ ); 0.03874 为经验系数;  $l$  为湍流脉动长度度标尺;  $T$  为流体温度 ( $^{\circ}\text{C}$ );  $(Pr)_{\text{eff}}$  为湍流有效普朗特数;  $q$  为热源强度 ( $\text{W}/\text{m}^3$ );  $C_p$  为空气定压比热 ( $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ )。

为了验证该模型的实用性和准确性, 笔者将此方法得到的模拟结果与采用  $k - \epsilon$  湍流模型的数值计算结果进行比较。标准  $k - \epsilon$  湍流模型方程组, 包括连续性方程、动量方程、能量方程、 $k$  方程、 $\epsilon$  方程, 使用散度符号可表示的通用形式为

$$\text{div}(\rho \mathbf{u} \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + \mathbf{S} \quad (4)$$

表 1 为在三维直角坐标系下与式 (4) 对应的控制方程<sup>[10~12]</sup>。

表 1 与式 (4) 对应的控制方程

Table 1 Control equations

方程名称	方程对应的 $\phi$	扩散系数 $\Gamma$	动量源项 $\mathbf{S}$
连续	1	0	0
$x$ 方向动量	$u_1$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_3}{\partial x} \right) + S_1$
$y$ 方向动量	$u_2$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_2}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_3}{\partial y} \right) + S_2$
$z$ 方向动量	$u_3$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_1}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_2}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_3}{\partial z} \right) + S_3$
能量	$T$	$\mu/Pr + \mu_t/\sigma_T$	$S_T$
湍动能	$k$	$\mu + \mu_t/\sigma_k$	$G_k - \rho\epsilon$
耗散率	$\epsilon$	$\mu + \mu_t/\sigma_\epsilon$	$(\epsilon/k)(C_{1\epsilon}G_k - C_{2\epsilon}\rho\epsilon)$
示踪气体	$\tau_A$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	1

表中  $u$  为  $x$  方向速度;  $\mu_{\text{eff}}$  为有效粘性系数;  $\mu$  为层流粘性系数;  $\mu_t$  为紊流粘性系数,  $\mu_t = \rho C_\mu k^2/\epsilon$ ;  $\rho$  为密度;  $p$  为压力;  $u_2$  为  $y$  方向速度;  $u_3$  为  $z$  方向速度;  $S_1$  为  $x$  方向动量源项;  $S_2$  为  $y$  方向动量源项;  $S_3$  为  $z$  方向动量源项;  $T$  为温度;  $Pr$  为普朗特数;  $S_T$  为热源;  $k$  为湍动能;  $\epsilon$  为耗散率;  $\tau_A$  为空气龄;  $G_k$  为由平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项,  $G_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ ; 模型常数  $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon$  的取值分别为<sup>[13]</sup>  $C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$ 。

### 3 列车车厢物理模型的建立

笔者以 YZ25K 型空调硬座车厢为研究对象,

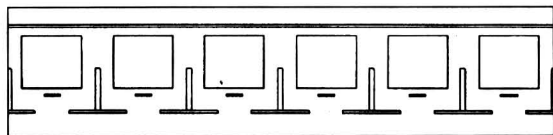
采用孔板顶送风空调系统, 风口尺寸为  $400 \text{ mm} \times 400 \text{ mm}$ , 在车厢顶部对称分布, 车厢里的空气从车厢两端车门排出。由于整个车厢沿长度方向对称性较好, 因此笔者以半节车厢作为计算区域建立三维直角坐标系: 沿长度方向是  $x$  轴 (半节车厢长 9.84 m), 沿宽度方向是  $y$  轴 (车厢宽 2.9 m), 沿高度方向是  $z$  轴 (车厢高 2.5 m); 依据参考文献 [14] 提供的尺寸, 逐一确定车厢内各障碍物 (座椅、行李架、茶桌等) 的大小及相对位置。车厢物理模型见图 1。

### 4 数值计算及结果比较

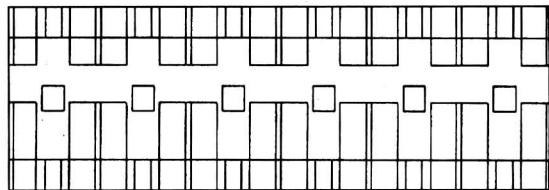
#### 4.1 计算边界条件

笔者针对所建立的车厢物理模型, 分别采用零

方程湍流模型和  $k - \epsilon$  湍流模型对车厢内的气流及传热进行数值模拟。为缩短计算时间，没有考虑车厢内的热源。数值计算边界条件包括：



(a) A 向示意图



(b) 俯视图

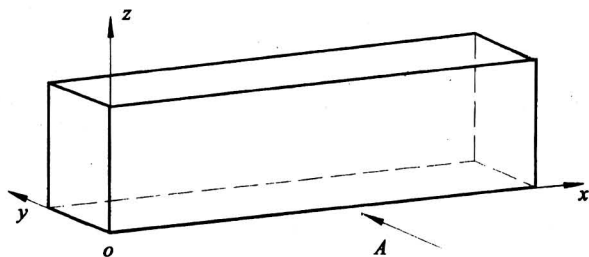


图 1 半节车厢物理模型及其坐标系

Fig.1 Physical model and reference frame for half section train compartment

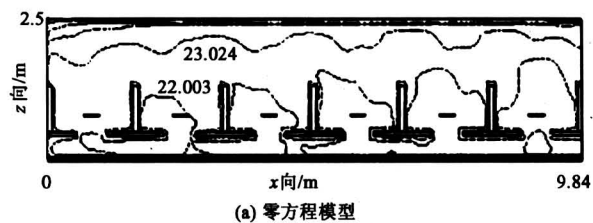
- 车厢端墙 ( $x = 0 \text{ m}$ ) 假设为绝热边界条件；
- 车厢中部 ( $x = 9.84 \text{ m}$ ) 断面假设为对称边界条件；
- 车厢其余固体壁面 (车顶、地板、两侧) 采用第一类热边界条件；
- 车厢内各障碍物 (包括座椅、行李架、茶桌等) 设为绝热边界条件；
- 空调各送风口的送风温度为  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ ，速度为  $1 \text{ m/s}$ 。

### 4.2 数值计算结果比较

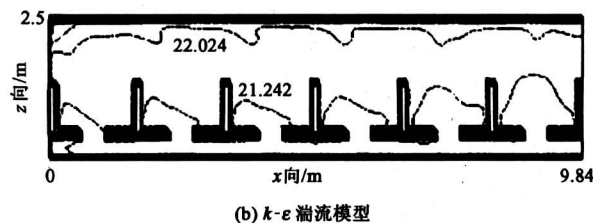
图 2 至图 5 分别为断面  $y = 1.0 \text{ m}$  和  $y = 1.5 \text{ m}$  处的温度场和速度场 (温度值的单位是  $^\circ\text{C}$ )。根据计算结果，两种湍流模型使用情况比较见表 2。

## 5 结论

1) 对于空调列车车厢，采用零方程湍流模型与  $k - \epsilon$  湍流模型进行厢内气流及传热数值模拟得到的计算结果吻合程度较好。

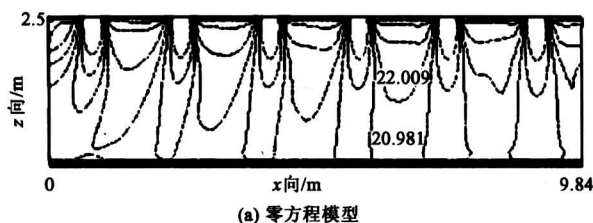


(a) 零方程模型

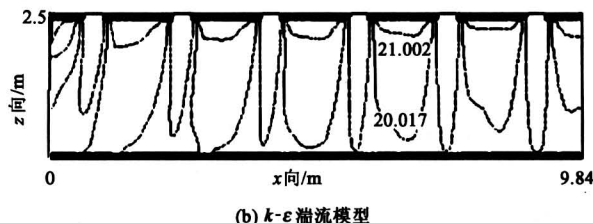


(b)  $k - \epsilon$  湍流模型

图 2 断面  $y = 1.0 \text{ m}$  处车厢内的温度 ( $^\circ\text{C}$ ) 分布  
Fig.2 Temperature field for the section of  $y = 1.0 \text{ m}$

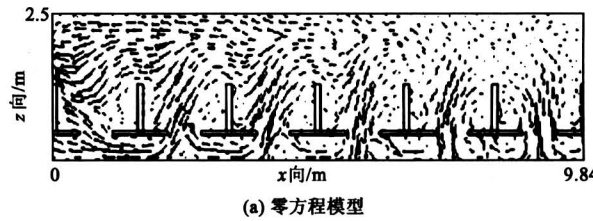


(a) 零方程模型

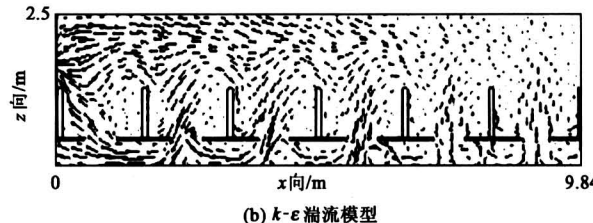


(b)  $k - \epsilon$  湍流模型

图 3 断面  $y = 1.5 \text{ m}$  处车厢内的温度 ( $^\circ\text{C}$ ) 分布  
Fig.3 Temperature field for the section of  $y = 1.5 \text{ m}$



(a) 零方程模型



(b)  $k - \epsilon$  湍流模型

图 4 断面  $y = 1.0 \text{ m}$  处车厢内的速度场  
Fig.4 Velocity field for the section of  $y = 1.0 \text{ m}$

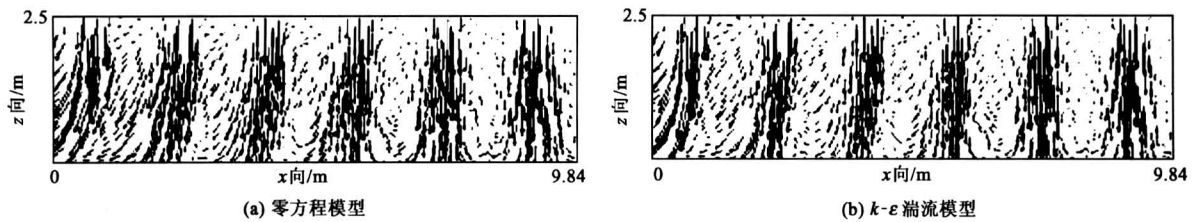


图 5 断面  $y = 1.5 \text{ m}$  处车厢内的速度场

Fig.5 Velocity field for the section of  $y = 1.5 \text{ m}$

表 2 两种湍流模型使用情况比较

Table 2 The compare of two turbulence models

湍流模型类别	零方程湍流模型	$k - \epsilon$ 湍流模型
计算区域网格点数目	106 450	106 450
计算过程所耗时间/h	2.55	7.86
温度场结果比较	图 2 和图 3 标注的温度值表明：零方程湍流模型的温度值比 $k - \epsilon$ 湍流模型的要高一些，数值大小存在一定的偏差，两种模型计算的温度值的规律一致，即车厢下部温度比上部低	
速度场结果比较	图 4 和图 5 表明：两种模型计算的速度场吻合很好，均能正确反映厢内气流	
总体评价	两种模型计算的车厢内温度场和速度场吻合程度较好，零方程湍流模型大大缩短了计算过程的收敛时间	

2) 与  $k - \epsilon$  湍流模型相比，零方程湍流模型可大大缩短计算过程的收敛时间，快速获得模拟结果，保证一定的精度，可用于模拟列车车厢内空气流动和传热，指导列车空调系统设计。

3) 零方程湍流模型可满足工程应用中快速高效的要求，但仍需在实践中进一步验证。

参考文献

[ 1 ] Chen Qingyan, Moser A, Huber A. Prediction of buoyant, turbulent flow by a low-reynolds-number  $k - \epsilon$  model [J]. ASHRAE Transaction, 1990, 96 (1): 564~573

[ 2 ] Aubin J, Fletcher D F, Xuereb C. Modeling turbulent flow in stirred tanks with CFD: The influence of the modeling approach, turbulence model and numerical scheme [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28 (5): 431~445

[ 3 ] Nagaoka H, Nakano T, Akimoto D. Modeling of mass transfer in biofilms in oscillatory flow conditions using  $k - \epsilon$  turbulence model [J]. Water Science and Technology: Water Supply, 2003, 3 (1): 201~207

[ 4 ] Kitamura O, Yamamoto M, Arakawa C, Kawata Y. Computation of turbulent flow in a cyclone chamber with a Reynolds stress turbulence model [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1993, 59 (562): 1959~1964

[ 5 ] 徐 丽, 翁培奋, 孙为民. 三种通风方式下的室内空气流组织和室内空气品质的数值分析 [J]. 空气动力学学报, 2003, 21 (3): 311~319

[ 6 ] Aaid M N A, Zhang J S, Shaw C Y, et al. Computation of room air distribution [J]. ASHRAE Transactions, 1995, 101 (1): 104~118

[ 7 ] Nielsen P V. The selection of turbulence models for prediction of room airflow [J]. ASHRAE Transactions, 1998, 104 (1B): 1119~1127

[ 8 ] 陶文铨. 计算流体力学与传热学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1991. 131~136

[ 9 ] Chen Qingyan, Xu Weiran. A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation [J]. Energy and Building, 1998, 28: 137~144

[ 10 ] 陶文铨. 数值传热学·第 2 版 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001

[ 11 ] 郭 鸿志. 传输过程数值模拟 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1998

[ 12 ] Awbi H B. Application of computational fluid dynamics in room ventilation [J]. Building and Environment, 1989, 24 (1): 73~83

[ 13 ] 王福军. 计算流体力学分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004

[ 14 ] 严隽耄. 车辆工程 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 1999

- [14] Kontak D J, Archibald K A.  $^{40}\text{Ar}/^{39}\text{Ar}$  dating of hydrothermal biotite from high-grade gold ore, tangier gold deposit, Nova Scotia: Further evidence for 370 Ma gold metallogeny in the meguma tawwance[J]. *Economic Geology*, 2002, 97(3): 619~628
- [15] Yasushi Watanabe.  $^{40}\text{Ar}/^{39}\text{Ar}$  geochronologic constraints on the timing of massive sulfide and vein-type Pb-Zn mineralization in the Western Meseta of Morocco[J]. *Economic Geology*, 2002, 97(1): 45~157

## The Geochemistry and Mineralization Evolvment of Gejiu Tin Ore Deposits

Qin Dexian, Li Yingshu, Fan Zhuguo, Chen Aibing, Tan Shucheng,  
Hong Tuo, Li Lianju, Lin Xiaoping

( *The Geological Institute of Mineral Deposits, Kunming University of  
Science and Technology, Kunming 650093, China* )

[Abstract] It had been believed that the genesis of Gejiu tin deposits were granitic mineralization of Yanshanian epoch by most researchers for a long time. However, recently the authors obtain a great deal of information to indicate that the Gejiu tin deposits are occurred as mineralization of many time periods and many sources, being divided as three metallogenic series namely the seabed basic volcano- metallogenic series, the seabed exhalative hydrothermal metallogenic series in the Indo-Chinese epoch and the granitic superimposed metallogenic series in the Yanshanian epoch. The metallogenic pattern may be summed up as “rift setting—the volcano-sedimentary metallogenises—the exhalative hydrothermal sedimentary metallogenises—the granit rebuild superimposed metallogenises”. The paper demonstrater the metallogenic viewpoint in terms of the trace rare earth element, stable isotopes and fluid inclusion.

[Key words] Gejiu tin deposits; geochemistry; stable isotopes; mineralization evolvment

(cont. from p.29)

## Application of Zero Equation Turbulence Model for Numerical Simulation of Air Distribution in Train Compartment

Yang Peizhi<sup>1</sup>, Gu Xiaosong<sup>2</sup>

(1. *Institute of Refrigeration and Air-Conditioning, Central South University, Changsha 410075, China* ;

2. *School of Energy Source and Dynamic, Changsha University of Science  
and Technology, Changsha 410076, China* )

[Abstract] It will cost much time for numerical simulation of air distribution in train compartment using  $k - \epsilon$  turbulence model, so zero equation turbulence model is used for simulating airflow in train compartment. In this paper, zero equation turbulence model and  $k - \epsilon$  turbulence model were applied for numerical simulation of indoor fluid flow and heat transfer respectively. By comparison, the results come from these two methods are inoculated very well, and the time cost by zero equation turbulence model is very little. So zero equation turbulence model has the merit of simpleness and quickness, it will provide a simple and convenient numerical simulation method for the design of train air-conditioning system.

[Key words] air-conditioning; zero equation turbulence model; numerical simulation; train