

V2F 模型在室内空气流动数值模拟中与其他湍流模型比较研究

湖南科技大学 李孔清[☆]

湖南大学 龚光彩 汤广发

摘要 介绍了 V2F 模型的表达式。对 Annex 20 算例进行了模拟计算,将 V2F 模型、雷诺应力模型、标准 $K-\epsilon$ 模型、低雷诺数 $K-\epsilon$ 模型、RNG $K-\epsilon$ 模型的模拟结果与其他研究者的实验结果进行了比较。结果表明,V2F 模型在模拟室内空气流动中优于其他湍流模型。

关键词 湍流模型 V2F 模型 室内空气流动 数值模拟

Comparison between V2F model and other turbulent models in simulation of indoor air flow

By Li Kongqing[★], Gong Guangcai and Tang Guangfa

Abstract Presents the expression of V2F model. Taking the Annex 20 case as an example, simulates indoor air flow using several different turbulent models including V2F, Reynolds stress, standard $K-\epsilon$, low Reynolds $K-\epsilon$ and RNG $K-\epsilon$ models. Compares the simulation results with experimental results obtained by other researchers. The results show that V2F model should be used prior to other turbulent models due to its good agreement with the experimental results.

Keywords turbulent model, V2F model, indoor air flow, numerical simulation

[★] Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan Province, China

①

0 引言

暖通空调领域常涉及气体湍流射流。要较准确地模拟出流场特性是一项极富挑战的工作。模拟难点之一就是如何选择合适的湍流模型和恰当的近壁面处理方法。通常使用的壁面函数是从受迫对流边界层中发展而来的,它对纯自然对流或自然对流与受迫流动混合对流边界层是不适用的,而这些流动现象在 HVAC 中却是经常遇到的。文献 [1] 对此进行了相关综述,如 Loomans 发现现有的壁面函数对发展中的边界层流动、自由对流和室内喷射流的模拟并不十分有效,且其模拟的结果与网格密切相关;Peng 研究得出传统的壁面函数可能并不适合于近壁区的处理,尤其是当流动为非充分发展湍流(如低速送风的情况)或者分离流动或浮力作用明显的流动;Gosman 研究发现当时的一些湍流模型无法准确捕捉到近壁区的浮力效果和近壁区低雷诺数效果,因此他推荐近壁区需要直接计

算边界层,当然这对目前的计算机来说要求过高和不现实。

应用最广泛的湍流模型是 $K-\epsilon$ 系列模型,在该系列模型中又以标准 $K-\epsilon$ 模型最著名,但是因为标准 $K-\epsilon$ 模型采用了湍流各向同性假设,因此在不满足各向同性假设的湍流区,比如近壁区或逆压梯度区将产生较大误差。为了获得具有一定准确度的数值结果,提出了壁面函数,至今在很多场合获得了广泛的应用,且取得了很好的结果。但是常规壁面函数是建立在如下假设基础之上的:

1) 固体表面附近黏性子层以外的区域,流体

①[☆] 李孔清,男,1974 年 9 月生,博士研究生,讲师
411201 湖南省湘潭市湖南科技大学能源与安全工程学院
(0) 13170324297
E-mail:likongqinghvac@sohu.com

收稿日期:2006-08-01
一次修回:2007-02-05
二次修回:2008-12-04

的速度分布及温度分布服从对数分布定律；

2) 近壁控制体积内总剪切应力(黏性应力+湍流应力)保持不变；

3) 在充分发展湍流区,近壁控制体积内湍流动能保持不变；

4) 湍流动能耗散率在黏性子层内保持不变,在内区中与壁面距离成反比；

5) 三维流动中流体在近壁节点与壁面之间的流动方向保持不变。

在曲壁、低雷诺数流动、存在逆压力梯度、强热内流、多孔壁面等情况下的边界层流动、混合对流、分离流以及碰撞射流等流动中的壁面附近速度不再符合对数分布率,壁面的总剪切应力也不是常量,而是变化的。另外,在三维复杂流动中,如近壁控制体积划分过大,那么固体壁面与邻近节点之间的合速度方向完全可能发生变化,不再保持不变。因此壁面函数的假设条件已不再成立。再者壁面函数在预测分离流动时往往低估了分离的长度,预测的分离点较之实际的分离点要推迟。然而分离流动与贴附流是散流器送风口射流的基本特征,对房间的气流分布影响甚大。因此在这些复杂的流动中壁面函数不再适用,需寻求新的处理方法。为此发展了低雷诺数模型。为了在整个流场中都应用一个统一的方程,对高雷诺数模型作了修改,增加了一些非线性项和对模型的常数作了修改,以使方程能延伸到壁面附近^[2-3]。低雷诺数模型的缺点是需要将第一个节点布置在层流边界层内,也就是说壁面附近网格需要划分得很细。这样一来计算精度得到了提高,但却是以更多的计算时间和计算机内存为代价。另一种常用的湍流模型是 RNG $K-\epsilon$ 模型。与标准 $K-\epsilon$ 模型相比,RNG $K-\epsilon$ 模型考虑了湍流应变率的影响,因此适用于计算旋转流和近壁湍流。后来出现的一系列应用工作证明 RNG $K-\epsilon$ 模型在计算弯管流动、油水分离流动、冲击射流,甚至悬浮液滴的内部流动中都与试验数据基本吻合,成为计算复杂几何构形的工程问题的常用湍流工具之一^[4]。有关湍流模型的论述可进一步参考文献^[5-7]。

这些模型都是建立在准各向同性的基础上,忽略了速度梯度的快速变化,并用代数表达式对压力与速度的脉动关联项进行模拟,属于线性涡黏模型。所有的这些假设对于壁面附近都存在问题,尤

其在壁面湍流的各向异性不可忽略的情况下。

大涡模拟被认为在 20 年后能够大量应用于工程实际,因为它能够分辨大尺度涡结构。除了有待于计算机的改进外,亚格子模型是大涡数值模拟的关键,例如:近壁亚格子模型,亚格子标量输运模型等等。然而目前最现实的湍流模型仍然是统计模型。如何将复杂的湍流的结构信息纳入模型中是值得研究的方向。Reynolds, Ferziger, Spalart 等人已经开始了这方面的探讨^[8-10],他们改良统计模型的方向是对的,但目前尚不能完全推广应用。统计模型中著名的雷诺应力模型采用二阶矩对湍流方程组进行封闭,其本身的数学物理概念更科学,但是由于方程数量众多,其精度的获得是以更多的计算时间和算法稳定性降低为代价,加之模型常数多达 14 个(人为选取的因素居多)和其近壁模拟方法仍在发展之中,目前仍然局限在简单的边界层流动模拟应用^[11-12]。

为解决壁面附近湍流的各向异性问题,非线性湍流模型应运而生,并取得了很好的结果。V2F 模型就是其中的一个。最早提出 V2F 模型的是 Durbin 等人,该模型是建立在二阶矩模拟的基础之上,通过理论分析,并由 DNS 数据证实的一种非线性湍流模型^[13-14]。本文的目的就是通过室内空气流动数值模拟中对 V2F 模型与其他湍流模型进行比较,研究其实效性。

1 V2F 湍流模型

V2F 模型中流体的连续性方程和动量方程与标准的 $K-\epsilon$ 模型一样,不同的是湍流动能与湍流耗散率的方程以及增加了两个标量方程。湍流黏性系数的计算式不再沿用 Boussinesq 仿层流运动切应力方式,而是一个非线性表达式。V2F 模型具体的表达式如下。

K 方程:

$$\frac{DK}{Dt} = P - \epsilon + \nabla((\nu + \nu_t) \nabla K) \quad (1)$$

ϵ 方程:

$$\frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{C'_{\epsilon 1} P - C'_{\epsilon 2} \epsilon}{T} + \nabla((\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}) \nabla \epsilon) \quad (2)$$

$$\frac{D\bar{v}^2}{Dt} = Kf - \frac{\bar{v}^2}{K\epsilon} + \nabla((\nu + \nu_t) \nabla \bar{v}^2) \quad (3)$$

$$f - L^2 \nabla^2 f = (C_1 - 1) \frac{2}{3} \frac{\bar{v}^2}{K} + C_2 \frac{P}{K} \quad (4)$$

$$\nu_t = C_\mu \bar{v}^2 T, P = 2\nu_t S_{ij} S_{ij} \quad (5)$$

式(1)~(5)中 K 为湍流动能; P 为湍流动能产生率; t 为时间; ϵ 为湍流动能耗散率; ν 为层流运动黏度; ν_t 为湍流运动黏度; T 为湍流涡的运动特征时间; \bar{v}^2 为流场中速度尺度的二次方; f 为椭圆松弛函数; L 为湍流涡的特征长度; S_{ij} 为变形率张量; $C_1, C_2, C_\mu, C'_{\epsilon 1}, C'_{\epsilon 2}, \sigma_\epsilon$ 为模型常数, $C_1 = 1.4, C_2 = 0.4, C_\mu = 0.22, C'_{\epsilon 1} = 1.4 [1 + 0.045 (K/\bar{v}^2)^{1/2}]$, $C'_{\epsilon 2} = 1.9, \sigma_\epsilon = 1.3$ [14]。

特征长度 L 和时间尺度 T 分别为

$$\left. \begin{aligned} L &= C_L \max\left(\frac{K^{3/2}}{\epsilon}, C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\epsilon}\right)^{1/4}\right) \\ T &= \max\left(\frac{K}{\epsilon}, 6\left(\frac{\nu}{\epsilon}\right)^{1/2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 C_L 和 C_η 为模型常数, $C_L = 0.25, C_\eta = 85.0$ [14]。

V2F 模型的湍流变量及椭圆松弛变量壁面的边界条件为

$$\epsilon = \frac{2\nu K}{y^2}, \bar{v}^2 = 0, f = -\frac{2\nu^2 \bar{v}^2}{\epsilon y^4} \quad (7)$$

式中 y 为离固体壁面的距离。

V2F 模型的实现条件为

$$T \leq \frac{0.6K}{6^{1/2} C_\mu \bar{v}^2 \sqrt{S_{ij} S_{ij}}}, L \leq C_L \frac{K^{3/2}}{6^{1/2} C_\mu \bar{v}^2 \sqrt{S_{ij} S_{ij}}} \quad (8)$$

2 V2F 模型的应用及与其他湍流模型模拟结果的比较

本文模拟的计算对象如图 1 所示。

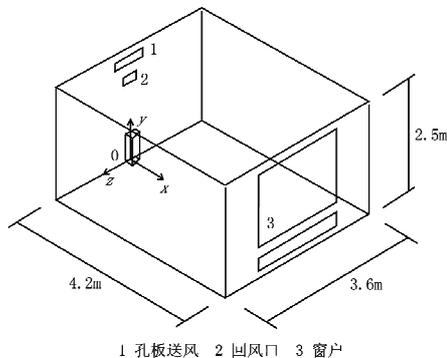


图 1 Annex 20 算例

本算例为国际能源机构(International Energy Agency, IEA)公布的 Annex 20 Test case B(主要

用来研究受迫对流和等温流动)。之所以选择该算例是因为该算例是国际公认的极富挑战的课题之一,其流场几何构造复杂,尤其是送风口,与实际工况很接近,并且存在大量的基准算例和实验数据 [14]。

Test case B 的研究工况主要包括三种不同流量下的等温受迫流动。其中, Case B1: 流量为 $0.0630 \text{ m}^3/\text{s}$ (换气次数为 6.0 h^{-1}); Case B2: 流量为 $0.0315 \text{ m}^3/\text{s}$ (换气次数为 3.0 h^{-1}); Case B3: 流量为 $0.0158 \text{ m}^3/\text{s}$ (换气次数为 1.5 h^{-1})。

Case B1 代表的是高雷诺数情形,该情况下由于速度值较大,试验测试的精度较高,因而便于模拟结果与实验数据的比较。Case B2 代表通常情形,通风量与办公室平时的通风量相近,送风速度大约是 4 m/s 。Case B3 代表低雷诺数情形。HESCO 型散流器的送风速度大约是 2 m/s 。计算中为了简化起见,送风口采取 $180 \text{ mm} \times 62 \text{ mm}$ 的矩形开口代替实际 $0.71 \text{ m} \times 0.17 \text{ m}$ 的平板上布置的 4 行 21 列 12 mm 圆孔散流器。整个计算区域划分为 134560 个长方体网格单元, V2F 模型根据文献 [14] 编写,在 Fluent 6.1 中通过 UDF 实现。

2.1 Case B1 模拟结果

图 2~6 是流场对称面上的气流速度等值分布模拟结果。图 7 是 Heikkinen 实验测试数据 [16-17]。与实验数据相比,雷诺应力模型在地板

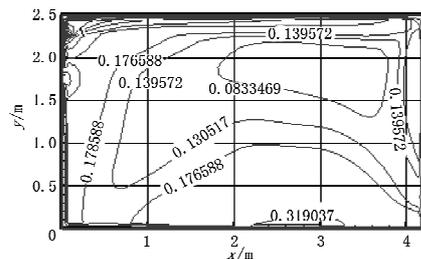


图 2 雷诺应力模型模拟结果(数值单位:m/s)

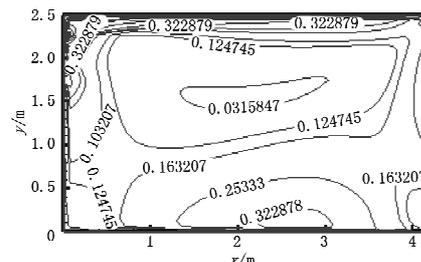


图 3 标准 $K-\epsilon$ 模型模拟结果(数值单位:m/s)

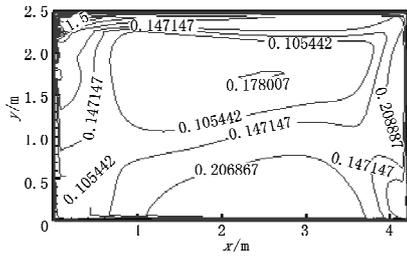


图 4 低雷诺数模型模拟结果(数值单位:m/s)

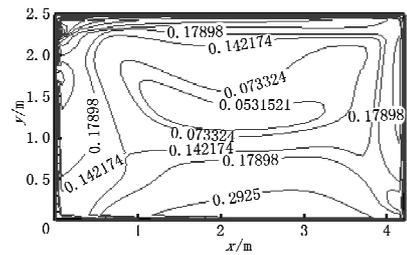


图 5 RNG 模型模拟结果(数值单位:m/s)

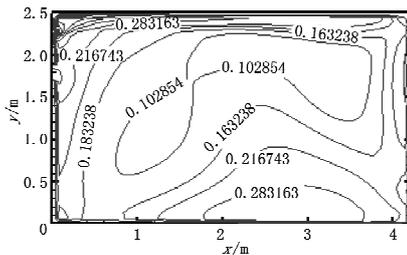


图 6 V2F 模型模拟结果(数值单位:m/s)

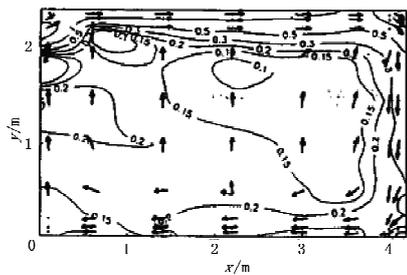


图 7 Heikkinen 实验测试数据(数值单位:m/s)

附近(回流区)模拟结果数值偏大;标准 $K-\epsilon$ 模型、低雷诺数模型、RNG 模型的模拟结果相近;V2F 模型模拟的结果无论是流场等值线的分布形状和数值都与实验结果接近,大部分数据吻合较好。同时也必须注意到,所有模型模拟的射流衰减都比实验数据要快,说明在模拟贴附射流的情况下这些模型或多或少存在一些问题。这或许是由于本算例中对入口采用了简单的开口模型,与现实中的多孔散流器存在差异造成的。送风口尺寸的缩小,导致了在垂直射流方向上的扩

散与卷吸加强,因而在射流方向上衰减过快。图 8 是射流中心面上速度分布模拟结果与实验结果的比较,也同样证实了模拟结果射流衰减较实验结果要快;从趋势上看几种模型模拟结果与实验数据一致,从数据上看 V2F 模型模拟结果更接近实验数据,说明在模拟贴附射流方面,考虑近壁区湍流各向异性特点的非线性湍流模型 V2F 模型更具优势。

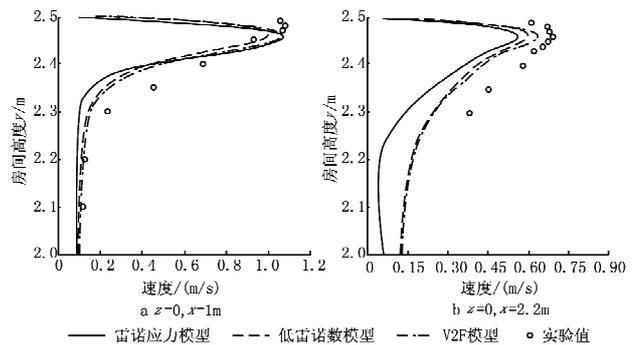


图 8 射流中心面上速度分布模拟结果与实验结果的比较

2.2 Case B2 模拟结果

图 9 是 V2F 模型模拟的结果($z=0$)。图 10 为 Heikkinen 的实测数据^[17]。两者还是基本一致的。图 11 显示了回流区(通常也是人们工作区)距地面不同高度处气流速度模拟结果与实测数据^[17]的比较。从图 11 可以看出,从分布趋势上看,模拟结果与实测数据基本一致;离地面越近, V2F 模型模拟的结果与实测值吻合得越好;在房

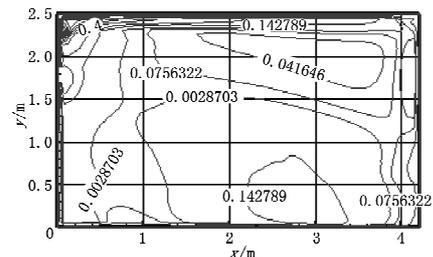


图 9 V2F 模型模拟结果(Case B2)(数值单位:m/s)

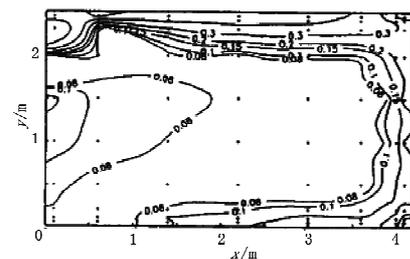


图 10 Heikkinen 实验测试结果(Case B2)(数值单位:m/s)^[17]

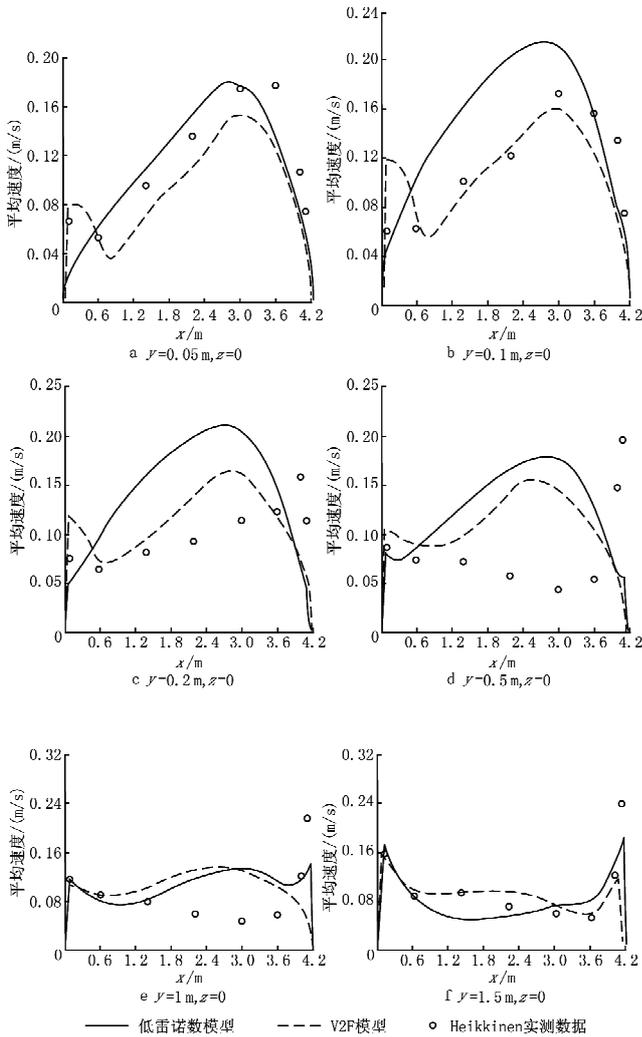


图 11 回流区模拟结果与实测结果的比较 (Case B2)

间中部模拟的结果与实测数据存在一定的差距,原因在前一节也提到过。由于对入口模型的简化,导致入口处柯恩达效应(Coanda effect)被忽略,致使射流衰减过快,因而射流脱离天花板的地点与实际不一致,从而导致中部回流区的速度分布与实际存在差异。这一点应该说并不是湍流模型造成的。

2.3 Case B3 模拟结果

Case B3 是低风速情形,由于目前低风速测量的精度并不是很高,包括国际能源机构(IEA)资助的项目也只能提供一套实验数据。图 12~14 是射流对称面上($z=0$)模型模拟结果。图 15 是 Heikkinen 实验测试数据^[17]。从图中看,V2F 模型模拟结果与实验数据接近,其他两种模型模拟数据都较实验值小。

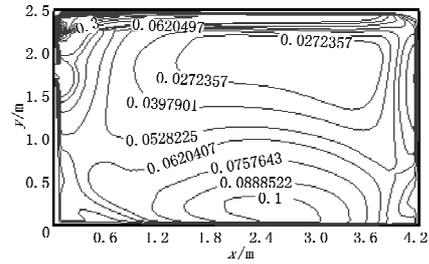


图 12 V2F 模型模拟结果 (Case B3) (数值单位:m/s)

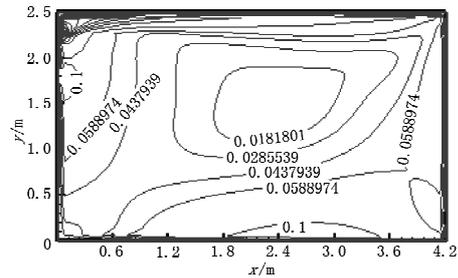


图 13 低雷诺数模型模拟结果 (Case B3) (数值单位:m/s)

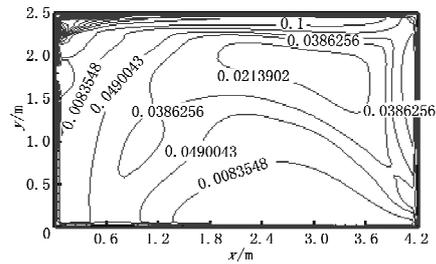


图 14 雷诺应力模型模拟结果 (Case B3) (数值单位:m/s)

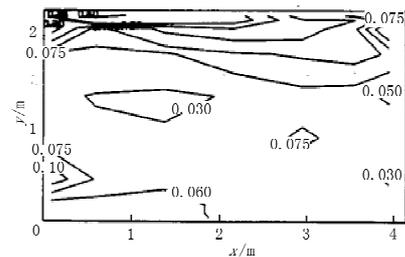


图 15 Heikkinen 实验测试数据 (Case B3) (数值单位:m/s)

3 结论

通过模拟结果与实测数据的比较可知,在贴附射流(Case B1)、回流区(Case B2)、低流速流态(Case B3),V2F 模型模拟的结果与实际测试结果均吻合良好,在很多方面都优于本文中涉及的其他湍流模型,说明 V2F 模型在房间内气流模拟方面具有很大的应用前景,值得进一步研究。

参考文献:

[1] Loomans M G. The measurement and simulation of indoor air flow [M]. Dutch; Dutch Organization for Scientific Research (NWO-STIMULANS), 1998; 61-88

[2] Craft T J, Launder B E, Suga K. Development and application of a cubic eddy-viscosity model of turbulence[J]. Int J Heat and Fluid Flow, 1996, 17(2); 108-115

[3] Iacovides H, Raizee M. Recent progress in the computation of flow and heat transfer in internal cooling passages of turbine blades[J]. Int J Heat and Fluid Flow, 1999, 20(3); 320-328

[4] 周华. 油气分离器内气液两相流的数值模拟[R]. 上海: 上海大学, 2005

[5] 熊鳌魁. 湍流模式理论综述[J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2001, 25(4); 451-455

[6] 张兆顺, 崔桂香, 许春晓. 走近湍流[J]. 力学与实践, 2002, 24(1); 1-7

[7] Bradshaw P. The best turbulence models for engineers[M] // Salas M D, Hefner J N, Sakell L. Modeling complex turbulent flows. London; Kluwer Academic Publishers, 1999; 12-24

[8] Reynolds W C, Kassinos S C. Development of structure-based turbulence modeling[M] // Salas M D, Hefner J N, Sakell L. Modeling complex turbulent flows. London; Kluwer Academic Publishers, 1999; 36-46

[9] Ferziger J. Zonal modelling of turbulent flows (philosophy and accomplishments) [C] // Afgan Naim. Near-wall turbulence; 1988 Zoran Zaric Memorial Conference. London; Hemisphere Pub, 1988, 800-805

[10] Spalart P R, Jou W H, Strelets M, et al. Comments

on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach[M] // Liu C, Liu Z. Advances in DNS/LES. Columbus; Greyden Press, 1998; 137-140

[11] Chen Q Y. Computational fluid dynamics for HVAC; success and failures [G] // ASHRAE Trans, 1997, 103(1); 178-187

[12] Marvin J G, Huang G P. Turbulence modeling; progress and future outlook [R] // National Aeronautics and Space Administration, Ames Research Center. NASA Technical Memorandum 110414. Calif; National Technical Information Service, 1996; 35-135

[13] Dubin P A. Near-wall turbulence closure modeling without "damping functions" [J]. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 1991, 3(1); 1-13

[14] Manceau R, Parneix S, Laurence D. Turbulent heat transfer predictions using the $\bar{v}^2 - f$ model on unstructured meshes [J]. Int J Heat and Fluid Flow, 2000, 21(3); 320-328

[15] Fontaine J, Biolley F, Rapp R, et al. Ventilation flow analysis—flow visualization & LDA measurements in water scales models, validation of numerical results[C] // IEA. IEA Annex 20, research item 1.19 and 1.36, 12th AIVC Conference. Octtawa, Canada; IEA, 1991; 24-27

[16] Lemaire A D. Room air and contaminant flow evaluation of computational methods, subtask—1 summary report [R]. Netherlands; ECBCS Annex, 1993; 12-77

[17] Luo Shengping. Numerical study of three dimensional turbulent flows in a habitat with coupled heat and mass transfer [D]. Marseille; University of Mediterranean, 2003

(上接第 69 页)

4.2 冷水机组的全年耗电量是冷水机组在不同运行时段内的机组能效、机组负荷与运行时间乘积之和。IPLV 或 NPLV 仅是评价单台冷水机组在满负荷及部分负荷条件下加权平均的能效指标,不能准确反映单台机组的全年能耗,因为实际工程的气候条件与各种部分负荷的比例关系不同,IPLV 或 NPLV 未考虑机组负荷对冷水机组全年耗电量的权重影响。故虽然单台变频

机组的 NPLV 比高效机组好,但是其全年耗电量不一定比高效机组小。

4.3 IPLV 的计算法则不适用于多台冷水机组系统,因为每台冷水机组基本上保持在 60%~90% 的高负荷区运行,故宜选择通用的模拟软件(如 DOE-2, TRACE™ 700 等)计算多台机组的全年能耗。与变频机组相比,高效机组更有利于减少冷水机组全年能耗。