

流体横掠管束模拟中壁面函数影响研究

刘敏珊, 杨帆, 董其伍, 谢建

(郑州大学 河南省过程传热与节能重点实验室, 河南 郑州 450002)

摘要: 采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和增强壁面函数法对管壳式换热器进行数值模拟, 模拟结果与实验结果吻合较好。对于匀速来流的理想横掠管束模型, 考察标准壁面函数和增强壁面函数两种壁面处理方法对壁面修正的影响; 同经典公式相比较, 雷诺数 Re 为 5000 时采用标准壁面函数计算结果误差较大, 而增强壁面处理模拟结果误差较小; Re 为 15000 时, 两种壁面函数计算结果吻合都较好。采用增强壁面函数计算时, y^+ 值对计算结果准确性有较大的影响, 且增强壁面函数能够较好地考察近壁面的传热和流动特性。

关键词: 管壳式换热器; 横掠管束; 数值模拟; 壁面函数

中图分类号: TK124 O369 文献标识码: A

引言

管壳式换热器壳程流体的流动与传热相当复杂, 且壳程流体的流动分布状态对换热器的总体性能有重要影响。壳程的黏性流体在翻过折流板后横向冲刷管束, 在换热管的迎流面部分层流边界层逐渐建立起来, 其后在一定角度范围内边界层脱离并产生旋涡, 显著地强化了传热。对于典型的横掠管束茹卡乌斯卡斯等人有较为成熟的研究, 得出了一套在很宽 P 数变化值域内便于使用的流体横掠管束平均表面传热系数计算关联式。

随着计算机技术的提高以及计算流体力学和数值传热学的蓬勃发展, 数值模拟方法已成为换热器研究的重要手段。采用数值方法可以得到详细的流场及温度场分布, 不仅直观、灵活、费用低、周期短, 而且还能够处理较复杂的情况, 并具有重复性。标准 $k-\epsilon$ 模型是典型的双方程模型, 该模型是目前使用最为广泛的湍流模型, 但其只针对充分发展的湍流才有效。然而在壁面附近, 流动情况变化很大, 特别是在黏性底层, 流动几乎是层流, 湍流应力几乎不起作用, 解决这一问题的途径目前有两个^[1]: 一是不用求解层流底层和混合区, 采用半经验式(壁面函数)求解层流底层与完全湍流之间的区域; 二是

改进湍流模型, 使黏性影响的近壁区域, 包括层流底层都可以求解。大型 CFD 软件 *Fluent* 中, 对于第一种途径提供了 3 种函数方法: 标准壁面函数、非平衡壁面函数以及增强壁面函数。本研究仅考察换热器模拟中常用的标准壁面函数和增强壁面函数对数值模拟结果的影响。

1 管壳式换热器数值模拟与实验验证

使用 *GAMB II* 建立折流板管壳式换热器实体模型。换热器为总长 1 940 mm, 筒体内径为 151 mm, 折流板直径 142 mm, 高 110 mm, 厚 4 mm, 折流板开孔直径为 21.1 mm, 折流板间距为 97 mm, 换热管为 $\phi 19 \times 2$ mm 的管子, 正方形排列。实验中, 壳程的流体介质采用常温下的空气, 体积流量为 $120 \text{ m}^3/\text{h}$, 管程流体为过量饱和水蒸气, 饱和水蒸气在管内等温冷凝放热, 传热温度保持恒定。模拟时, 根据换热器结构及流动特性的对称性, 可以只建立一半的换热器模型。对网格的划分采用分块法并在管壁建立边界层, 面网格采用三角形网格, 扫描划分轴向网格, 此法网格质量很好且数量相对较小。模型导入 *Fluent* 后, 采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型模拟壳程流体流动和传热, 分别使用标准壁面函数和增强壁面函数方法^[8], 设置与实验相一致的边界条件, 数值模拟结果与实验结果相比较如表 1 所示。

表 1 管壳式换热器数值模拟结果的实验验证

	实验值			模拟值			
	进出口 温差 /K	压力降 /Pa		标准壁面函数		增强壁面函数	
流量 $/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$			进出口 温差 /K	压力降 /Pa	进出口 温差 /K	压力降 /Pa	
120	78.3	721	76.8	623	79.5	684.4	
误差 /%	—	—	-1.92	-13.59	1.60	-5.08	

收稿日期: 2009-08-27 修订日期: 2009-11-26

作者简介: 刘敏珊(1943-), 女, 河南郑州人, 郑州大学教授, 博士生导师。

表 1 的误差为模拟结果相对实验结果的误差,可以看出,增强壁面函数和标准壁面函数处理对管壳式换热器壳程数值模拟的结果与实验值都吻合较好,且增强壁面函数更接近实验值。

2 横掠管束的数值模拟

2.1 数学物理模型

管壳式换热器中,壳程流体经过折流板窗口区后横向冲刷管束,横掠管束的流动在现代工业中有着广泛的应用,如锅炉的省煤器、空气预热器、再热器等均由相当规模的管束组成的。因此本研究选取典型的匀速来流横掠管束作为研究对象,考察不同的壁面函数处理对数值计算结果的影响。

茹卡乌斯卡斯等人对横掠管束有较为成熟的研究,得出了一套在很宽 P 数变化范围内便于使用的流体横掠管束平均表面传热系数计算关联式^[2]。本研究中,雷诺数定义为:

$$Re = \rho u d / \mu \tag{1}$$

式(1)把管束整个深度之内的液流平均温度作为计算的定性温度,在该温度下取流体密度 ρ 动力黏度 μ , u 为管束内最小流通截面上的平均流速,管径 d 作为定性尺寸。

根据 Re 的大小绕流工况可划分为 $Re < 1 \times 10^3$ 的层流区间, $1 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^5$ 的混合绕流区和 $Re > 2 \times 10^5$ 的临界绕流区间。在混合绕流区,对于大于 16 排的管束,换热管的平均表面换热系数计算关联式为:

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} = 0.35 \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0.2} Re^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25} \tag{2}$$

式中: s_1 —横向管间距; s_2 —纵向管间距, $s_1/s_2 \leq 2$

对于小于 16 排的管束,乘以相应的管排修正系数 ϵ_n 即得到相应的整个管束平均表面换热系数。

Fluen 程序中,定义无量纲距离:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu}, y^* = \frac{\rho C_p^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \tag{3}$$

采用标准壁面函数的时候,在 $y^+ \geq 11.225$ 区域,平均速度满足对数率分布:

$$U^* = \frac{1}{k} \ln(E y^+) \tag{4}$$

在 $y^+ < 11.225$ 的区域,Fluen 中采用层流应力应变关系,即:

$$U^* = y^* \tag{5}$$

增强壁面函数建立在两层模型的基础上,对整个壁面区域拟定一个单一的壁面规则,由 Kader 提

出将线性分布的黏性底层和对数率层结合起来:

$$u^+ = \epsilon u_{\tau m}^+ + \frac{1}{\epsilon} u_{\tau m}^+ \tag{6}$$

上述各参数的意义详见文献 [3]。

茹卡乌斯卡斯对液体横掠管束的实验装置主要由内置换热器的储罐、稳压器和试验段、泵、测量和调节设备等组成。液体从储罐出来,被送入一个装有网栅的稳定段,以展平其速度场,并利用网子消减液流的湍流度。试验段中,管束和热量表都装在固定于沟道壁上的导向装置内。根据茹卡乌斯卡斯等人的横掠管束的实验模型,做出合理的假设和简化,并考虑到网格数量对计算机硬件的要求,模拟时仅考虑 6 排换热管,且为叉排布置, $a = s_1/d$ 取 1.375, $b = s_2/d$ 取 1.19,流体从下向上横掠管束,不考虑重力的影响,为与实验相一致保证进口匀速,则使进口段尽量的短,可取 s_2 间距,出口长度为保证计算准确可取 10 倍的 s_2 ; 换热管的长度取 50 mm 便可以消除壁面对换热管的影响,由于对称性取一半建立理想的横掠管束模型,如图 1 所示。

在数值计算中,网格对计算结果有较大的影响;Fluen 程序中,采用不同的壁面处理,对网格有不同的要求。对于标准壁面函数要求 $y^+ \geq 11.225$; 对于增强壁面处理,由于在黏性底层采用单方程模型,对网格要求较高,一般要求 y^+ 约为 1; 当其在充分的黏性底层时 y^+ 不大于 5 且在湍流雷诺数为 200 的近壁面区域至少有 10 个单元格^[3]。

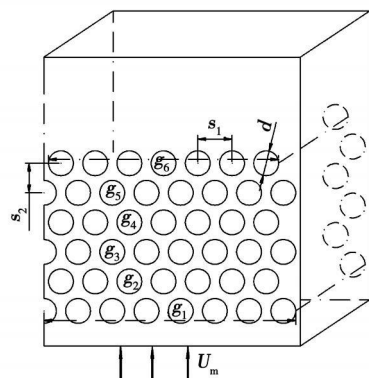


图 1 横掠管束的理想物理模型

y^+ 和 y^* 与近壁面第一层网格和雷诺数有关,在计算前不能准确得到 y^+ 、 y^* 值,因此近壁面网格采用比较容易控制的边界层网格划分,调整近壁面第一层网格高度即可以改正 y^+ 和 y^* 值。在不断的试算后读取 y^+ 、 y^* ,使其满足 Fluen 程序的要求。

2.2 计算结果及分析

2.2.1 标准壁面函数计算

将建立的模型导入 Fluent, 设定边界条件, 换热管设定为 277.15 K 的恒壁温, 流体介质是 286.15 K 的水。选择标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, 近壁面处理选用标准壁面函数, 速度和压力耦合的 SIMPLE 算法。采用标准壁面函数的时候, Fluent 约定要求 $y^+ \geq 11.225$ 即近壁面网格节点位于旺盛湍流区。比较不同的 y^+ 对计算值的影响, 如图 2 所示。

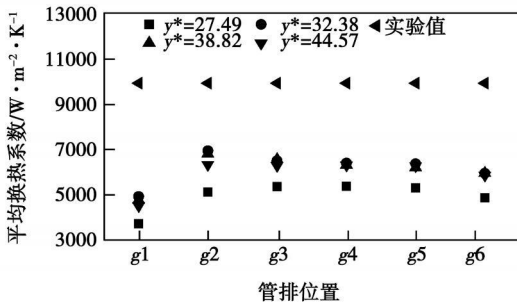


图 2 y^+ 值与管排平均换热系数的关系

茹卡乌斯卡斯计算关联式 (2) (以下记为实验值) 计算得到的是大于 16 排管的所有管束的平均表面换热系数 h 对于小于 16 排的管束乘以相应的修正系数 ϵ_n , 管排为 6 的管束, 有 $\epsilon_n = 0.942^{[4-5]}$ 。图 2 中, g_1, g_2, \dots, g_6 为第一排管到第 6 排管, 其位置如图 1 所示, 图中的实验值为式 (2) 计算出的管束的平均换热系数; 未考虑进口管排和出口管排与中间管排的不同。对于模拟计算值, 读取每排管的平均换热系数。图 2 中, 因第一排管的来流为匀速, 换热系数相对是最小的; 后面的几排管由于前面管排的扰动作用, 换热系数都增加, 但是到第三排开始, 后面管排的换热系数都相差不大; 对于最后管排, 由于其后面没有换热管的扰动作用, 换热系数相对其前一排有所下降。同时看出当 $y^+ > 30$ 后有相差不大的计算结果, 但是与实验值相比较都有较大的误差。

2.2.2 增强壁面函数计算

模型导入 Fluent 后, 同标准壁面函数处理一样的参数设置, 只是采用增强壁面处理, 该函数要求考察 y^+ 值, 接近壁面的底层网格划分对 y^+ 有较大影响; 与图 2 一样, 把不同的 y^+ 值下的模拟计算结果与实验值比较, 结果如图 3 所示。

图 3 中, 每排管平均换热系数的趋势与图 2 选用标准壁面函数模拟结果是相同的。当 y^+ 约为 1

时, 计算值与实验值相差最小; 当 $y^+ < 5$ 时, 模拟值都在实验值附近; 当 $y^+ > 5$ 后, 误差变大。说明接近壁面的底层网格对计算结果有较大的影响, 在 y^+ 约为 1 时与实验值最为接近^[6]。

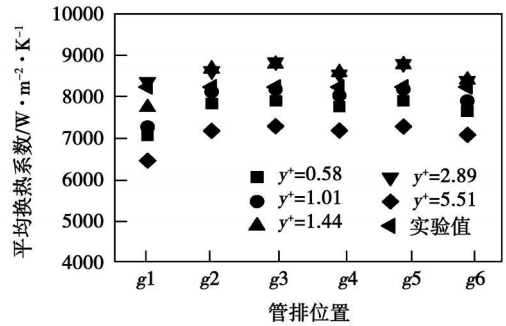


图 3 增强壁面函数与实验值比较

考察网格的无关解, 以及网格形式对计算的影响, 对于边界层以外的面网格分别采用三角形和四边形网格, 网格形状和密度改变导致网格数量改变, 计算结果如表 2 所示。

表 2 不同网格对表面换热系数计算结果的影响 ($W/(m^2 \cdot K)$)

面网格大小	四边形网格			三角形网格		
	0.2	0.3	0.5	0.2	0.3	0.5
换热系数	7 980.07	7 972.31	7 931.52	7 988.69	7 986.93	7 970.82
误差 / %	-3.3	-3.4	-3.89	-3.2	-3.22	-3.41

表 2 中的误差为模拟结果与式 (2) 计算值的相对误差, 可以看出, 采用三角形面网格和四边形面网格对计算的结果影响不大; 由于三角形网格有较好的适应性, 所以计算时面网格采用三角形, 面网格尺寸选用 0.5 即可。

估算边界层的厚度, 在这个厚度之内, 建立不同层数的边界层, 验证在同样的网格底层高度下即保证了 y^+ 值不变, 边界层内的网格渐变率对数值模拟的精度影响。不同的渐变率有不同的层数, 分别对于 12 层、10 层、8 层、5 层边界层计算得到四组结果数据相差都在 1% 内, 说明在接近壁面的底层网格不变, 边界层内的网格渐变率对计算结果没有太大的影响^[7]。

2.2.3 两种壁面函数计算结果比较

采用计算得出的与实验值最为接近的独立网格的计算结果, 对 $Re=5000$ 和 $Re=15000$ 时两种壁面函数处理的计算结果与实验值的比较, 结果如表 3 所示。

表 3 选用不同壁面处理换热系数与实验值比较 (W/(m²·K))

实验值	Re=5000		实验值	Re=15000	
	标准壁面函数	增强壁面处理		标准壁面函数	增强壁面处理
换热系数	8 252.58	5 199.9	7 970.82	15 953.74	14 996.176
误差 %	-	-36.99	-3.4142	-	-6.00

表 3 说明, 在该模型中, Re=5000 时, 选用标准壁面函数与实验误差较大。而采用增强壁面函数的壁面处理时误差相对小一些。当 Re=15000 时, 同样采用与试验值误差最小的网格策略, 得到在 Re=15000 时的两种壁面处理方法的数值解, 并与实验值比较看出, 在 Re=15000 时, 两种壁面处理都能较准确的模拟管束的换热系数, 但是采用增强壁面函数的模拟结果与试验值更为接近, 如表 3 所示。因此, 在上述两种雷诺数下, 增强壁面函数都能更准确模拟管束的平均放热。

2.2.4 束中管的局部放热

采用增强壁面函数时在壁面附近划分了较密的网格, 因此可以更准确的考察壁面的局部放热系数。在 Re=5000 考虑横掠管束中的前 4 排管 ($\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$) 中的中间不受壁面影响的某一根管 (束中管) 的局部换热系数, 定义 φ 为束中管从前驻点 ($\varphi=0^\circ$) 开始到相应的尾端 ($\varphi=180^\circ$) 的角度, 得到束中管的局部换热系数如图 4 所示。

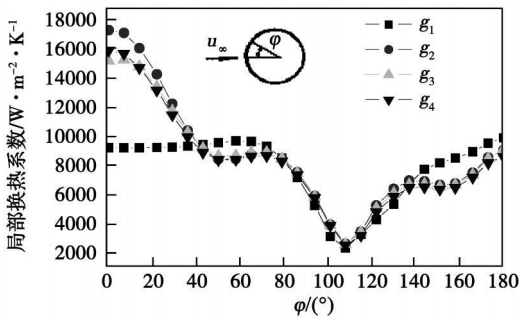


图 4 Re=5000 时束中管的局部放热系数

第一排管的局部换热系数同单管一样, 前面没有管排的绕流作用, 但其绕流脱体的角度受到后面管排布置的影响。本研究的结构形式在约 $\varphi=108^\circ$ 发生脱体, 之前换热系数一直下降是由于边界层不断增厚, 发生绕流脱体之后, 换热系数回升是由于脱体区的扰动强化了传热。从第二排管开始, 中间管排的束中管局部换热系数有相同的变化趋势, 在 $\varphi=50^\circ$ 左右由层流边界层向湍流边界层的过渡, 出现

第一个换热系数的极小值。之后也在约 $\varphi=108^\circ$ 处湍流边界层发生脱体, 换热系数变得最低。由图 4 还可以看出, 各管排中前驻点处的局部换热系数都是最高的。

3 结论

通过对管壳式换热器壳程的数值模拟, 取其中工程常见的流体横掠管束建立理想模型。黏性流体横向冲刷管束, 在管子迎流面部分层流边界层逐渐建立, 而换热管的背流面部分处于复杂旋涡的冲刷下, 增强壁面函数将线性分布的黏性底层和对数率层结合起来, 通过建立细密的网格, 可以细致的考察换热管周围流场和温度场, 标准壁面函数只是计算了对数率层, 考察不同的壁面函数处理及不同的网格的划分对数值计算结果的影响是有意义的, 并将数值模拟结果与经典公式相比较, 得出以下结论:

- (1) 标准 $k-\epsilon$ 湍流模型中, 标准壁面函数能够满足大部分工程计算, 增强壁面函数计算精度相对更高, 但增强壁面处理对壁面附近计算区域网格有着特殊要求, 计算花费相对较大。
- (2) 采用增强壁面函数网格划分时, 近壁面的第一层网格和 R 所影响的 y^+ 值对结果的精度影响较大。
- (3) 采用增强壁面函数对考察近壁面的传热和流动状况有一定的优越性, 考察束中管的局部换热系数, 建立模型的结构下, 绕流脱体在 $Re=5000$ 时发生在约 $\varphi=108^\circ$ 。

参考文献:

- [1] 王福军. 计算流体力学分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004
- [2] 茹卡乌斯卡斯 A A 换热器内的对流传热 [M]. 马昌文, 居滋泉, 肖宏才, 译. 北京: 科学出版社, 1986
- [3] FLUENT INC. Fluent user's guide [M]. New Hampshire: Fluent Inc, 2003
- [4] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1980
- [5] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [6] 覃文洁, 胡春光, 郭良平, 等. 近壁面网格尺寸对湍流计算的影响 [J]. 北京理工大学学报, 2006, 26(5): 388-392
- [7] 潘 维, 池作和, 斯东波, 等. 匀速流体横掠管束的流场数值模拟 [J]. 浙江大学学报 (工学版), 2004, 38(8): 1043-1046
- [8] FAGHIRIM, RAO N. Numerical computation of flow and heat transfer in finned and unfinned tube banks [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1987, 30(2): 363-372

(编辑 伟)

一种新型高温热泵混合工质的循环性能 = Cycle Performance of a Hybrid Working Medium for a New Type High Temperature Heat Pump [刊, 汉] / MA Limin (College of Electromechanical Engineering, China State Petroleum University, Beijing, China, Post Code: 102249), WANG Huaixin, WANG Jixiao (College of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(5), —491~496

A theoretical and experimental study was conducted of the cycle performance of a new type of environmental protection non-priming hybrid working medium M_1 , which has a zero ozone depleting potential (ODP). Under the operating condition of a high temperature heat pump of which the condensing temperature ranges from 80 to 110 °C and the cyclic temperature rise reaches 45 °C, a theoretical and experimental study was performed of the cycle performance. An analysis of the theoretical cyclic performance shows that the comprehensive performance of M_1 is superior to that of the traditional working medium CFC114. It has been found from the test results that the heat quantity Q produced by the M_1 system and the coefficient of performance (COP) will increase with an increase of the operation temperature. During the test, the maximum mean condensing temperature of M_1 attained 102.3 °C and the corresponding heat output temperature reached 103.0 °C. The condensing pressure and exhaust gas temperature were 1.951 MPa and 119.0 °C respectively. All the foregoing parameters are within the limits for a safe use. Key words: high temperature heat pump; cycle performance study; hybrid working medium

流体横掠管束模拟中壁面函数影响研究 = Study of the Influence of Wall Surface Functions in Simulating a Fluid Laterally Sweeping a Tube Bundle [刊, 汉] / LU Minshan, YANG Fan, DONG Qiwu, et al (Henan Provincial Key Laboratory on Process Heat Transfer and Energy Conservation, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(5), —497~500

The standard $k-\epsilon$ turbulent flow model and an enhanced wall surface function method were used to numerically simulate a shell-and-tube heat exchanger. The simulation results are in relatively good agreement with the test ones. By employing an ideal laterally swept tube bundle model for an incoming stream at a uniform speed, investigated was the influence of the two wall surface treatment methods on the wall surface correction, i.e. the method based on the standard wall surface function and enhanced one. Compared with the classic formula, when the Reynolds number equals to 5000, the calculation results by adopting the standard wall surface function will have a relatively big error while the simulation results by adopting the enhanced wall surface treatment method will produce a relatively small error. When the Reynolds number reaches 15000, the calculation results by employing both wall surface functions will correspond relatively well with the test ones. When the enhanced wall surface function was used for the calculation, y^+ value exercised a relatively big influence on the accuracy of the calculation results. In addition, the enhanced wall surface function could examine relatively well the heat transfer and flow characteristics nearing the wall surfaces. Key words: shell and tube heat exchanger; laterally swept tube bundle; numerical simulation; wall surface function