

适用于旋转通道各向异性湍流模型

张传杰, 徐国强, 徐晶磊, 孙纪宁

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 基于代数雷诺应力方程的简化模型,并结合充分发展旋转通道的直接数值模拟(DNS)湍流脉动数据,发展了一种适用于旋转通道的各向异性 $k-\omega$ 模型。采用该模型对进口雷诺数为 6 000,旋转数为 0~0.26 的旋转直通通道进行模拟,结果表明:将旋转修正系数乘以传统的湍流黏度发展的各向异性 $k-\omega$ 模型,能够准确地描述旋转状态下前缘面和后缘面的换热情况,是一种有效的各向异性湍流模型修正方法;旋转修正系数是否合理的关键是对雷诺应力比值进行准确地描述;通道的换热效果与旋转数和流向沿程无量纲位置有关,前缘面的换热随旋转数和无量纲流向距离的增加而减小,而后缘面的换热随旋转数和无量纲流向距离的增加而增大。

关 键 词: 各向异性; 湍流模型; 通道; 旋转; 换热

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Anisotropic turbulence model applied to rotating channel

ZHANG Chuanjie, XU Guoqiang, XU Jinglei, SUN Jining

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering, Beijing University of
Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: An anisotropic $k-\omega$ model adapted to simulate the rotating channel was proposed based on the simplified model of algebraic Reynolds stress equation combined with the turbulent fluctuation data obtained from the direct numerical simulation (DNS) calculation of the full development rotating channel. A rotating straight channel with the inlet Reynolds number of 6000 and the rotation number ranging from 0 to 0.26 was studied. Results show that the anisotropic $k-\omega$ model is modified by the means of the rotation correction coefficient multiplied by the traditional turbulence viscosity coefficient. The modified model can describe the heat transfer situation of the leading and trailing surfaces in the rotating channel accurately, which is an effective method for anisotropic turbulence model correction. The accurate description of the Reynolds stress ratio is the key to the rotation correction coefficient. The heat transfer effect of the rotating channel is related to the rotation number and the dimensionless distance along the flow direction. The heat transfer effect of leading surface decreases with the increasing rotation number and dimensionless distance. However, the situation of the trailing surface is opposite, that is to say, with the increase of rotation number and dimensionless distance, the heat transfer effect of trailing surface is enhanced.

Key words: anisotropic; turbulence model; channel; rotate; heat transfer

收稿日期: 2016-01-22

作者简介: 张传杰(1984—),女,博士生,主要从事涡轮叶片旋转热研究。

通信作者: 徐晶磊(1982—),男,讲师,博士,主要从事湍流模型研究。E-mail: xujl@buaa.edu.cn

引用格式: 张传杰,徐国强,徐晶磊,等. 适用于旋转通道各向异性湍流模型[J]. 航空动力学报,2017,32(9):2080-2087. ZHANG Chuanjie, XU Guoqiang, XU Jinglei, et al. Anisotropic turbulence model applied to rotating channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2080-2087.

航空发动机涡轮叶片在高速旋转状态下离心力与哥氏力会对通道内部的流动状况产生巨大影响。在高速旋转状态下进行实验研究成本高、危险大,因此,采用数值模拟方法研究旋转状态下的内冷通道的流动和换热特性具有重要意义。传统的湍流模型没有考虑到旋转坐标系下脉动速度所遵循的雷诺应力的输运机制,从本质上讲与雷诺应力的输运过程不相容,因此传统湍流模型对旋转流动这种复杂的流动现象已不能较准确地模拟。因此,要想对旋转状态下的流动换热进行更为准确的模拟,寻找适用于旋转通道流动换热模拟的各向异性湍流模型修正方法,发展适用于旋转状态湍流研究的湍流模型非常关键。

Prakash 和 Zerkle^[1]采用标准 $k-\epsilon$ 模型对旋转矩形通道的流动换热特性进行研究,并与实验结果^[2]进行对比。计算结果表明,离心浮升力的存在使后缘面附近冷流体的径向速度增强,前缘面附近热流体的径向速度减弱。通过与与实验结果进行比较表明,在计算中后缘面的换热效果被低估,而前缘面的换热效果被高估。Tekriwal^[3-4]在 $k-\epsilon$ 模型中引入了离心力和哥氏力的影响,并在 ϵ 方程中加入了描述湍动能产生率的项,获得了扩展 $k-\epsilon$ 模型。作者运用该模型对旋转矩形通道的流动和换热进行研究,结果表明数值计算的换热结果要比实验结果低的多。Dutta 等^[5]采用了一种修正的 $k-\epsilon$ 模型对旋转矩形通道的流动和换热进行数值模拟。该模型把旋转产生的哥氏力项和离心浮升力项加入到 $k-\epsilon$ 模型中,对哥氏力的修正来源于 Howard 等^[6]的研究,对于离心浮升力项的修正采用 Bossinesq 假设。由于对近壁区域没做相应的旋转处理,因此对近壁区域的模拟与真实的情况相差甚远。Ahmad 等^[7]采用 $k-\epsilon$ 模型, $k-\omega$ 模型和 RSM(Reynolds stress model)对旋转内冷通道流动换热进行模拟,通过与实验结果比较,表明 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型对 U 型通道第一通道的换热的计算数值偏高,而对 U 型转弯和第二通道的换热的值估计偏低,而 RSM 要比两方程模型好的多。王顺斌等^[8]采用数值计算的方法对旋转状态下 S 型带肋通道流动特性进行研究,结果表明旋转影响通道中二次流的分布,增强转弯下游低速回流涡区域流体的流动。

尽管,对旋转通道的数值研究已经非常多,研究结果也很丰富,但是这些研究中采用的湍流模型大多是各向同性的湍流模型,计算结果也不是特别理想。旋转状态下的流体受哥氏力和离心力

等非惯性力的影响,流体的湍流脉动结构呈现显著的各向异性特点,单纯的各向同性湍流模型已不能对旋转状态下的流动和换热进行准确地描述。近年来,关于旋转通道的各向异性湍流模型也逐渐出现^[9-11],朱剑琴等^[9-10]通过对 $k-\omega$ 模型进行旋转修正获得了一种各向异性湍流模型,该湍流模型对 6 个雷诺应力中的一个进行旋转修正,并与实验数据^[12]进行对比。但该模型中进行旋转修正所采用的数据是静止通道的实验数据,而且修正模型中添加的修正系数 β 也没有明确的物理意义,因此该模型有待进一步完善和发展。本文在朱剑琴发展的各向异性湍流模型的基础上,对适用于旋转通道的各向异性湍流模型进一步改进,并将计算结果与实验结果进行了对比,同时深入分析了旋转状态下通道内的流动和换热情况,为进一步应用与发展各向异性湍流模型奠定了基础。

1 数值方法

1.1 控制方程和数值方法

本文采用的控制方程是湍流状态下的 Navier-Stokes(N-S)方程组。旋转状态下三维黏性湍流雷诺时均微分方程组为

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \tag{1}$$

动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] - & \\ 2\rho \bar{\omega}_{ikj} \Omega_k \bar{u}_j - \rho \bar{\omega}_{ikj} \bar{\omega}_{jlm} \Omega_k \Omega_l r_m & \end{aligned} \tag{2}$$

能量方程

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \cdot \frac{\partial h}{\partial x_j} - \rho c_p \overline{u'_j T} \right) \tag{3}$$

本文对通用流动换热程序 HITRANS 进行开发,程序所求解的方程组为 ALE(arbitrary Lagrangian-Eulerian)描述下的黏性三维 N-S 湍流时均运动方程。时间的离散采用的是向前差分法,空间的离散采用的是有限体积法。网格划分采用任意六面体网格单元,并采用交错网格体系,对流项的计算采用 2 阶迎风格式。

1.2 计算模型

本文的物理模型如图 1 所示,其中 x 方向为

前缘面和后缘面的垂直方向, y 方向为旋转轴方向, z 方向为通道的流向。本文用于计算的模型与实验模型^[12] 完全相同, 旋转光滑通道, 通道的截面为正方形。通道的水力直径 D 为 14 mm, 通道的长度为 $9D$, 通道的平均旋转半径为 22.78 D 。

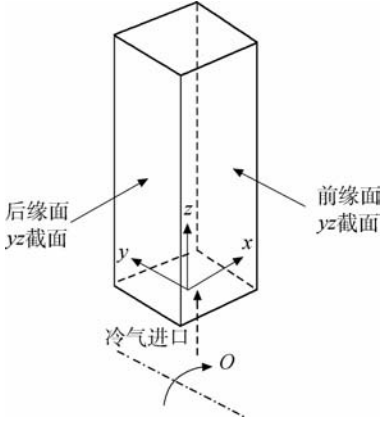


图1 计算模型示意图

Fig.1 Sketch of the computational model

1.3 湍流模型

传统的涡黏模型在早期的工程计算中发挥了巨大的作用, 但由于这些模型没有考虑到旋转坐标系下脉动速度所遵循的雷诺应力的输运机制, 从本质上讲与雷诺应力的输运过程不相容, 不再适用于对各向异性较为明显的复杂流动的模拟。因此, 开发适用于旋转状态的各向异性湍流模型具有重要的工程价值和实用意义。

本文在传统 $k-\omega$ 模型的基础上, 将各向同性湍流黏度进行修正, 发展了一种修正的各向异性湍流模型。在该模型中, μ_t 不再是一个标量, 而是一个对称的 2 阶张量, 即

$$-\rho \overline{u' u'} = \mu_{t,ij} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

其中

$$\mu_{t,ij} = \begin{bmatrix} \mu_{t,11} & \mu_{t,12} & \mu_{t,13} \\ \mu_{t,21} & \mu_{t,22} & \mu_{t,23} \\ \mu_{t,31} & \mu_{t,32} & \mu_{t,33} \end{bmatrix} \quad (5)$$

对于本文的研究结构, 哥氏力的作用方向为 x 方向, 主流方向为 z 方向, 受哥氏力影响较大的雷诺切应力分量应该为 $\overline{u' w'}$ 和 $\overline{w' w'}$, 因此作者选择对湍流黏度分量 $\mu_{t,13}$ 和 $\mu_{t,33}$ 进行旋转修正, 修正的主要方式是在原本湍流黏度的基础上乘以修正系数 f_{ij} 。本文对修正系数的推导基于代数雷诺应力方程的简化公式, 即将代数应力微分方程中的对流项和扩散项认为近似相等从而将方程简化, 如式(6)所示

$$0 = P_{ij} - G_{ij} - c_1 \frac{\epsilon}{k} \left(\overline{u' u'} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - c_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P_k \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \epsilon \delta_{ij} \quad (6)$$

其中 $P_{ij} = -(\overline{u' u'} \frac{\partial \overline{u}}{\partial x_j} + \overline{u' u'} \frac{\partial \overline{u}}{\partial x_k})$ 为应力生成项; $G_{ij} = -2\Omega_p (\epsilon_{ipk} \overline{u' k u'} + \epsilon_{jpk} \overline{u' k u'})$ 为哥氏力生成项; $-c_1 \frac{\epsilon}{k} (\overline{u' u'} - \frac{2}{3} k \delta_{ij}) - c_2 (P_{ij} - \frac{2}{3} P_k \delta_{ij})$ 为压力应变再分配项; $-\frac{2}{3} \epsilon \delta_{ij}$ 为耗散项。一般取经验常数 $c_1 = 1.5, c_2 = 0.6$ 。

本文对应力生成项 P_{ij} 和哥氏力生成项 G_{ij} 的简化基于充分发展二维槽道流动^[13], 得出修正系数 f_{13} 和 f_{33} 的公式如下:

$$f_{13} = \frac{\mu_{t,13}^*}{\mu_{t,13}} = 1 + \frac{5\Omega}{\frac{\partial w}{\partial x}} \left(\frac{\overline{w' w'}}{\overline{u' u'}} - 1 \right) \quad (7)$$

$$f_{33} = \frac{\mu_{t,33}^*}{\mu_{t,33}} = 1 - \frac{2\Omega}{\frac{11}{15} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\frac{1}{3} \epsilon}{\overline{u' u'}}}} = 1 - \frac{2\Omega}{\frac{11}{15} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\frac{1}{3} \epsilon}{-\frac{\mu_{t,13}^*}{\rho} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)}} \quad (8)$$

其中 $\mu_{t,13}$ 和 $\mu_{t,33}$ 为不考虑旋转效应时的湍流黏度; $\mu_{t,13}^*$ 和 $\mu_{t,33}^*$ 为考虑旋转效应时的湍流黏度。

从式(7)和式(8)可以看出, 修正系数 f_{13} 和 f_{33} 合理与否的关键是对 $\overline{w' w'}/\overline{u' u'}$ 进行准确的描述。 $\overline{w' w'}$ 代表流动方向的湍流脉动, $\overline{u' u'}$ 代表垂直壁面方向的湍流脉动。目前 DNS 数据以及湍流实验测量均表明, 由于壁面的限制, 在边界层内始终有 $\overline{w' w'} \geq \overline{u' u'}$, 本文中 $\overline{w' w'}/\overline{u' u'}$ 的表达式为式(9)。其中 $\overline{w' w'}/\overline{u' u'}$ 的数值采用的是旋转通道的 DNS 数据^[14] 进行拟合, 湍流脉动比值的变化曲线如图 2 所示, 拟合公式为式(10)。在对 $\overline{w' w'}/\overline{u' u'}$ 的拟合中之所以采用 Re_d 作为自变量, 而不是传统的 y^+ 作为自变量的原因是, Re_d 包含湍动能的信息, 更能够体现旋转时各向异性的湍流特点。

$$\frac{\overline{w' w'}}{\overline{u' u'}} = \max(1, \gamma) \quad (9)$$

$$\gamma = a_0 + a_1 Re_d + a_2 Re_d^2 + a_3 Re_d^3 + a_4 Re_d^4 + a_5 Re_d^5 \quad (10)$$

其中 $a_0 = 367.4, a_1 = -52.56, a_2 = 3.794, a_3 =$

$-0.138, a_4 = 0.002, a_5 = -2e-5, Re_d =$

$\frac{\rho\sqrt{k}d}{\mu}, d$ 为离开壁面的距离。

γ 与 Re_d 的关系如图 2 所示。

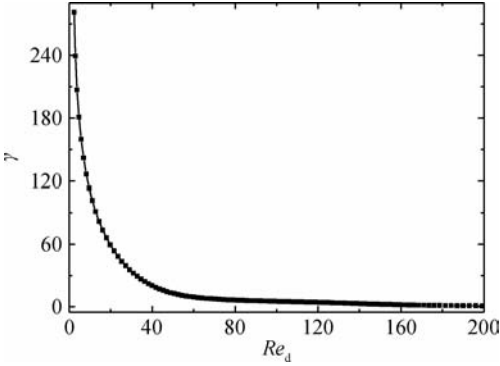


图 2 湍流脉动比随 Re_d 变化图

Fig. 2 Turbulence pulsation ratio varies with Re_d

本文采用的 $k-\omega$ 模型为 Wilcox $k-\omega$ 模型, k 和 ω 的控制方程分别如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \beta' \rho k \omega \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \beta \rho \omega^2 \quad (12)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (13)$$

以上模型的经验系数 $\alpha = 5/9, \beta' = 0.09, \beta = 0.075, \sigma_k = 2, \sigma_\omega = 2$ 。

对于固体壁面边界, $k = 0, \omega = 10 \frac{6\nu}{\beta y_1^2}$, 其中 y_1 为第 1 层网格中心到壁面的距离, ν 为层流运动黏度。

对于各向异性湍流模型

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_{t,ij} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (14)$$

其中各向异性湍流黏度 $\mu_{t,ij}$ 变为

$$\mu_{t,ij} = \begin{bmatrix} \mu_t & \mu_t & f_{13}\mu_t \\ \mu_t & \mu_t & \mu_t \\ f_{13}\mu_t & \mu_t & f_{33}\mu_t \end{bmatrix}$$

雷诺热流表达式为

$$-\overline{u'T} = f_{13}\mu_t \frac{\partial T}{\partial x} \quad (15)$$

$$-\overline{v'T} = \mu_t \frac{\partial T}{\partial y} \quad (16)$$

$$-\overline{w'T} = \mu_t \frac{\partial T}{\partial z} \quad (17)$$

1.4 相关参数定义

1) 冷气进口雷诺数的定义为

$$Re = \frac{\rho \cdot \omega_0 \cdot D}{\mu} \quad (18)$$

其中 ρ 为进口冷气密度, μ 为气体动力黏度, 特征速度 ω_0 为冷气进口速度。

2) 旋转数 R_o 的定义为

$$R_o = \frac{\Omega \cdot D}{\omega_0} \quad (19)$$

其中 Ω 为弧度值, 它与转速 n 的关系是为

$$\Omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (20)$$

3) 壁面局部传热系数 h

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_b} \quad (21)$$

式中 q_w 为壁面热流密度, T_w 为通道的壁面温度, T_b 为通道内气体温度。参考现有文献[12]的常规做法, T_b 的值取局部主流平均温度, 其计算公式为

$$T_b = T_{in} + \frac{\sum q_w A}{\dot{m} c_p} \quad (22)$$

式中 $\sum q_w A$ 表示从进口到计算点之间的这段距离内, 通道壁面与冷气之间的热流总合, T_{in} 为冷气进口温度。

4) 壁面局部努塞尔数 Nu 的计算公式为

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (23)$$

其中 λ 为气体导热系数, h 为壁面与气流的局部平均传热系数。

气体导热系数的计算公式为

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \left(\frac{T_f}{273} \right)^n \quad (24)$$

式中 λ_0 为 101325 Pa 情况下空气的导热系数, 其值为 0.02569, 指数 n 取 0.82, T_f 为定性温度, 其值由壁温 T_w 与主流温度 T_b 做算数平均而得。

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2} \quad (25)$$

1.5 边界条件和计算网格

1.5.1 边界条件

冷气的进口温度 T_{in} 为 303 K, 通道的四个壁面为等热流边界条件, 热流密度 q_w 为 1800 W/m², 进口湍动能进口平均动能的 5%, 壁面为无滑移边界条件, 出口压力为 101352 Pa。冷气进口雷诺数 Re_{in} 为 6000, 转速分别为 300, 600, 900, 1200 r/min。进口雷诺数为 6000, 其对应的旋转数 R_o 分别为 0.065, 0.13, 0.195, 0.26。

1.5.2 计算网格

为能获得最精确的数值解,需要对计算网格进行网格无关解验算。本文分别采用不同的网格对静止和旋转的情况进行计算,计算进口雷诺数为 6000,旋转数 $R_o=0$ 和 0.26。本文总共选取了 4 套网格对模型划分,如表 1 所示,表中 $x_{\min}$ 和分别表示 x 方向靠近壁面的第 1 层网格尺度和 x 方向相邻两层网格之间的厚度比。由于通道截面为正方形,因此 y 方向的参数与 x 方向的参数完全相同。通道流向为等距网格,因此只给定 $z_{\max}$ 。 n_x , n_y 和 n_z 分别代表,3 个方向的网格数。

表 1 网格无关解方案							
Table 1 Grid independent solution schemes							
方案 编号	$x_{\min}/$ mm	r_x	$z_{\max}/$ mm	n_x	n_y	n_z	网络 总数
1	0.2	1.245	0.63	20	20	200	80 000
2	0.08	1.214	0.63	25	25	200	125 000
3	0.03	1.204	0.63	32	32	200	204 800
4	0.005	1.192	0.63	38	38	200	288 800

具体的通道截面网格示意图如图 3 所示。

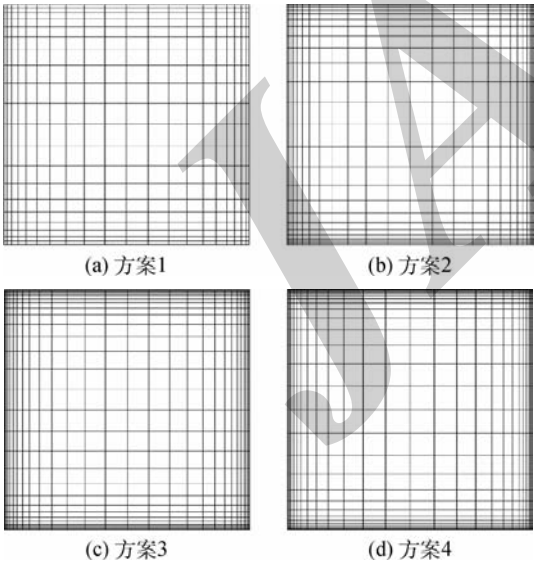


图 3 各方案的 x - y 截面网格示意图
Fig. 3 Sketch of x - y cross section grid of schemes

图 4 给出了在静止(图 4(a))和旋转状态下(图 4(b)和图 4(c))不同网格尺寸计算得到的无量纲努塞尔特数沿流向的分布, z 表示流向距离, Nu 为采用修正模型计算得到的平均努塞尔特数, Nu_0 为静态光滑圆管充分发展湍流的平均努塞尔特数, $Nu_0=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$ 。从图中可以看出,当网格数从 80 000 (方案 1) 增加到网格数为

288800(方案 4)时,计算结果最大相对误差为 35%,而当网格数量从 204 800 (方案 3) 增加到 288800 时,两种方案的计算结果已经基本相差不大。因此,综合考虑计算精度和计算时间,方案 3 的网格作为本文计算所采取的最终网格。

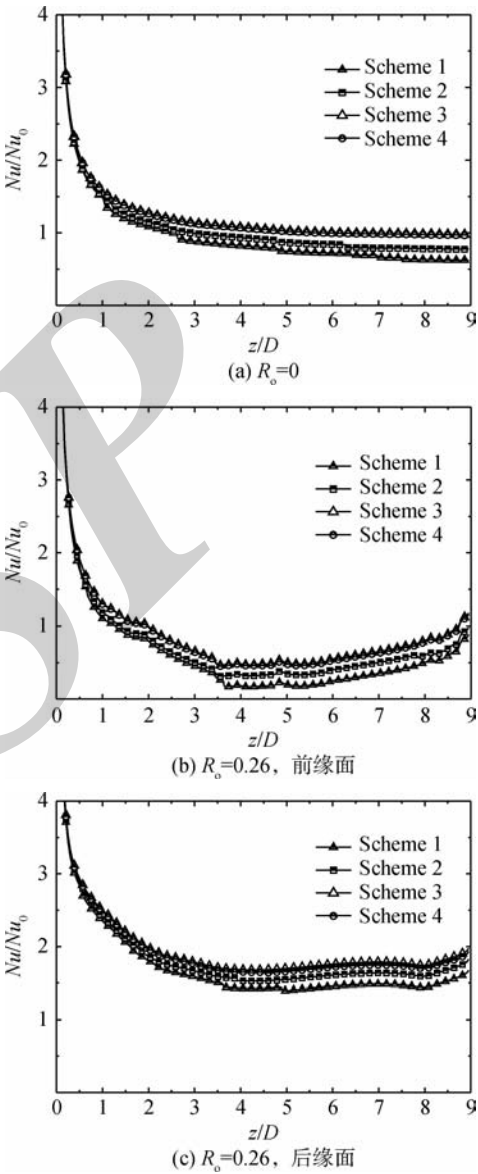


图 4 网格无关解结果($Re_{in}=6000$)
Fig. 4 Results of grid independent solution ($Re_{in}=6000$)

2 计算结果校验与分析

图 5 是运用修正的各向异性湍流模型(简称修正模型)的计算的换热结果与实验^[13]和朱剑琴^[10]的各向异性湍流模型($\beta=1$)(简称旧模型)的计算结果的对比。修正模型和旧模型的主要差异在于:修正模型中对 2 个雷诺应力进行旋转修正,而旧模型只对一个雷诺应力进行旋转修正;除此之外修正模型中旋转修正系数拟合公式中的

$\overline{w'w'}/\overline{u'u'}$ 的数值采用的是旋转通道的 DNS 数据,而旧模型采用的是静止通道的实验数据。修正模型与旧模型在对换热情况的描述上的差异主要集中在后缘面上,旧模型对后缘面的换热结果存在高估的情况。修正模型的计算结果能够准确地来描述实验的结果,特别是对后缘面的模拟几乎和实验的数据重合,而对前缘面换热效果的模拟与实验数据略有差异,但趋势完全相同。以上充分说明修正模型中对两个雷诺应力进行修正的做法更为合理,而且对于 $\overline{w'w'}/\overline{u'u'}$ 的拟合采用旋转通道的数据也更为合理,这对各向异性湍流模

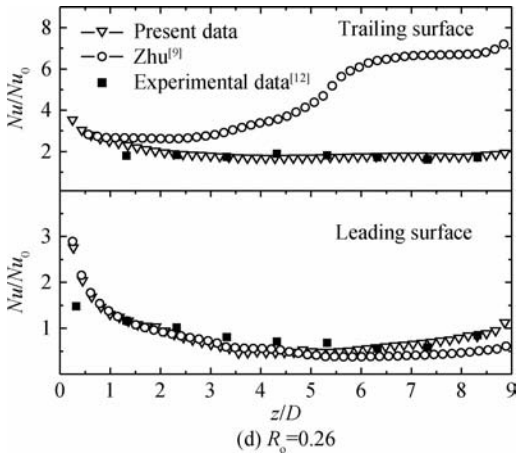


图 5 计算结果与实验结果对比($Re_m=6000$)
Fig. 5 Contrast between calculation results and experimental results($Re_m=6000$)

型修正方法发展提供了重要的参考。
图 6 是通道沿程无量纲位置处转静努塞尔数比 Nu/Nu_0 随旋转数 R_o 的变化趋势。从图中可以看出,通道的换热效果受旋转数的影响较为明显,后缘面的换热随旋转数的增加而增大,前缘面的换热随旋转数的增加而减小。除此之外,通道的换热效果与沿程无量纲位置也存在一定的关系,对于旋转数 $R_o=0.26$ 的工况,当流向沿程无量纲位置从 $z/D=2$ 增加到 $z/D=8$ 时,后缘面的换热效果比静止时的换热增强效果由 57% 增加到 108%,而对于前缘面的换热较弱的效果由 22% 增加到 54%,这与实验^[15-17]中的结论几乎吻合。

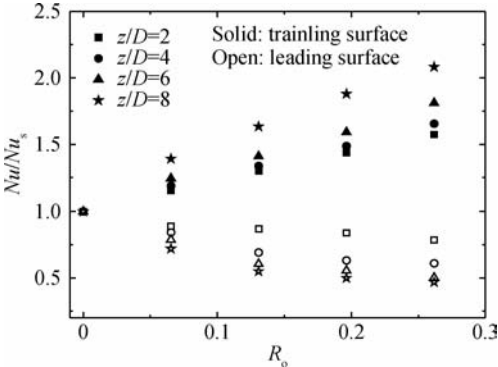
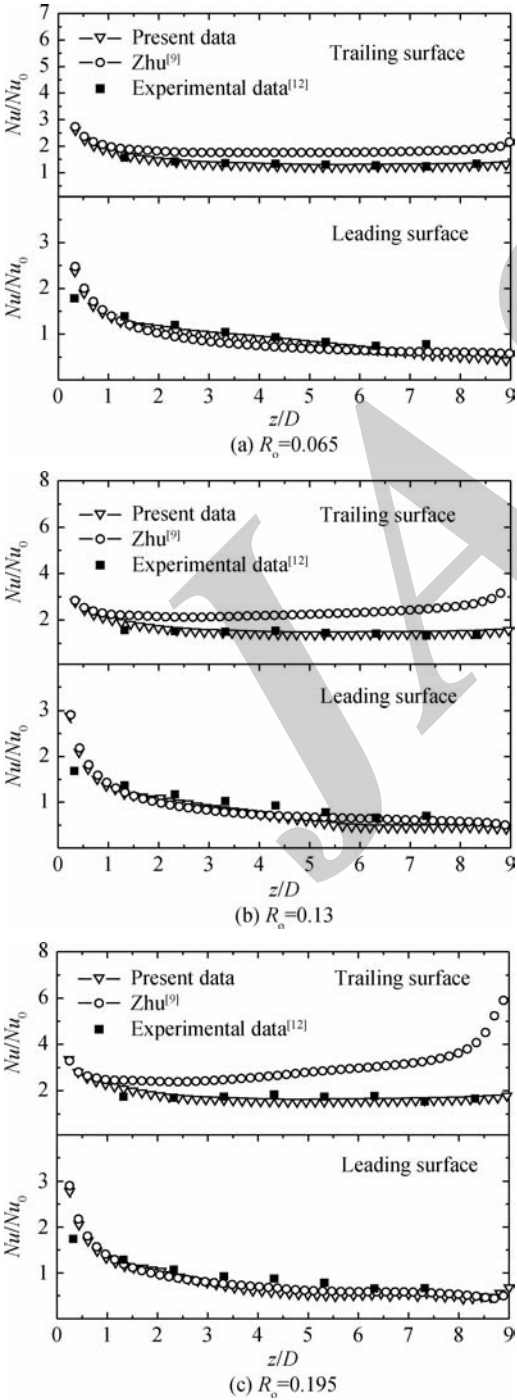


图 6 努塞尔数比随旋转数的变化趋势
Fig. 6 Variations of Nusselt number ratio with rotation number

下文着重从流动方面对旋转状态下通道的换热情况进行分析。图 7 为不同旋转数时计算得到的二次流矢量和流向速度的等值线图,图中 $x/D=-0.5$ 代表后缘面, $x/D=0.5$ 代表前缘面。哥氏力作用在垂直流体的流动方向,其大小取决于流体的流向速度。由于流体的黏性作用,在主流横截面上的流速分布不均匀,这使得截面哥氏力不

平衡,从而导致二次流动。对于本文的流动结构,哥氏力导致的二次流表现为由前缘面流向后缘面的对涡,如图 7(b)~图 7(e)所示。而在静止工况,没有哥氏力的作用,因此流动比较均匀,不存在二次流对涡,如图 7(a)所示。

从图 7 中还能看出,随着旋转数的变化,流向速度等值线也发生了变形。由于旋转引起的哥氏力由前缘面指向后缘面,随着旋转数的增大,哥氏力的压制作用导致后缘面的边界层越来越薄,而前缘面的边界层越来越厚。在较大旋转数时($R_o=0.26$),在前缘面附近流向速度出现了负值,并且出现回流,如图 7(e)所示,这是由于离心力引起的浮升力造成流体分离现象。

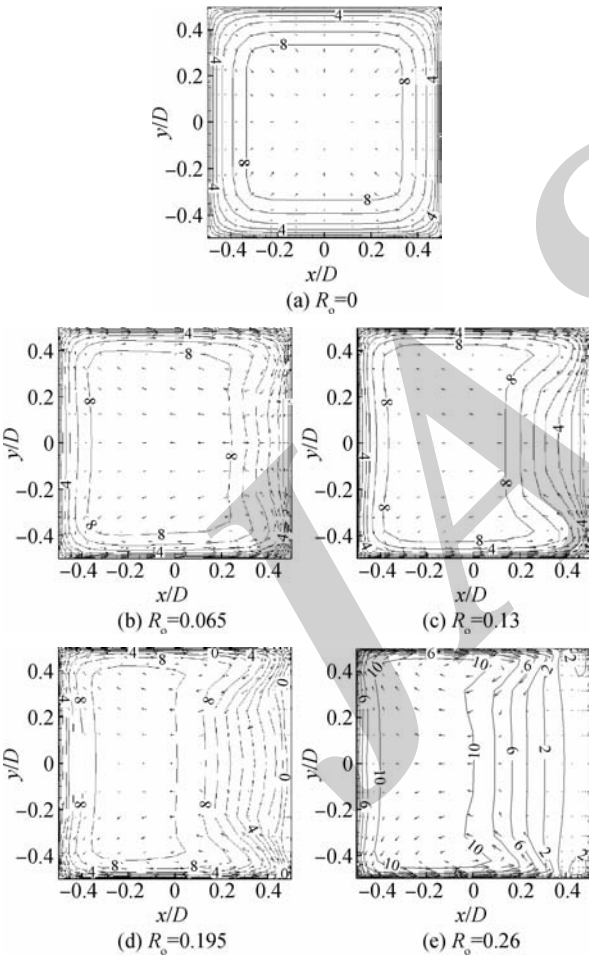


图 7 不同旋转数时二次流矢量和流向速度的等值线图
Fig. 7 Secondary flow vectors and streamwise velocity contours at different rotation numbers

图 8 是不同旋转数下 $z/D=8$ 截面处, $y/D=0$ 线上的无量纲流向速度分布图,图中 w_0 为进口平均速度, w 为计算得到的流体速度。从图中可以看出,对于静止状态($R_o=0$),流向速度沿呈现对称分布,而在旋转状态下,由于哥氏力的作用速

度型不再对称,即在前缘面附近呈现减小的趋势,而在后缘面附近呈现增大的趋势,并且随着转速的不断增大,这种不对称性越来越明显。当旋转数为 $R_o=0.26$ 时,后缘面附近无量纲流向速度的峰值从静止状态时的 1.25 提高到 1.67,而在前缘面附近已经出现了回流。随着旋转数的不断增加,后缘面附近的速度梯度不断增大,边界层不断变薄,这说明了临近后缘面的流动湍流化更为强烈,这是后缘面的换热随旋转数的增加而不断增大的重要原因。而在前缘面附近,随着旋转数的不断增大速度梯度不断变小,边界层不断变厚,因此前缘面附近的换热随旋转数的不断增加而不断减小。

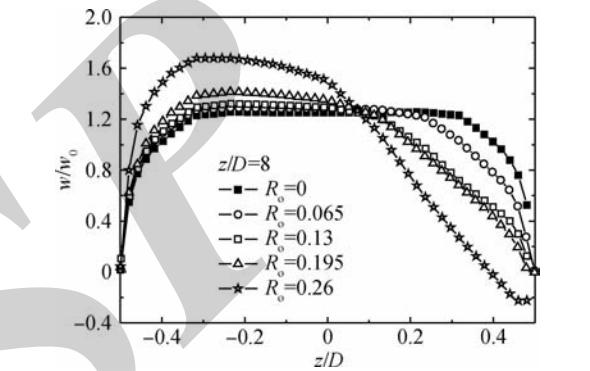


图 8 截面处中心线 $y/D=0$ 处的无量纲流向速度分布
Fig. 8 Dimensionless streamwise velocity at section center line $y/D=0$

图 9 是旋转数 $R_o=0.26$ 时,流向沿程不同无量纲位置处无量纲速度分布图。当在无量纲位置 $z/D=2$ 时,无量纲速度分布还基本呈现左右对称的情况,随着无量纲位置的增加,速度型变得越来越不对称,主要表现为后缘面附近速度边界层随无量纲距离的增加而逐渐变薄,速度梯度逐渐变大,而前缘面附近的无量纲速度变化与后缘面正好相反。因此,随着流向沿程无量纲距离的不断变化,前缘面和后缘面的换热呈现不同的变化趋势。

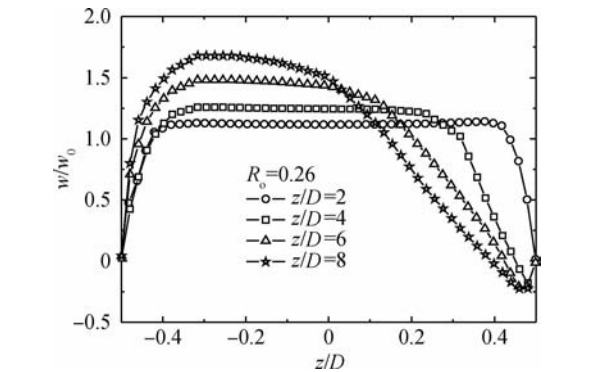


图 9 不同无量纲位置处无量纲流向速度分布
Fig. 9 Dimensionless streamwise velocity at different dimensionless locations

3 结 论

基于代数雷诺应力方程的简化模型并结合旋转通道的 DNS 的湍流脉动数据,发展了一种适用于旋转通道的各向异性 $k-\omega$ 模型,通过与实验数据的对比分析,得到以下结论:

1) 将旋转修正系数 f_{13} 和 f_{33} 乘以传统的湍流黏度发展的各向异性 $k-\omega$ 模型,能够准确地描述旋转状态下前缘面和后缘面的换热情况,说明这是一种有效的各向异性湍流模型修正方法。

2) 旋转修正系数 f_{13} 和 f_{33} 是否合理的关键是对雷诺应力比值 $\overline{w'w'}/\overline{u'u'}$ 进行准确地描述。

3) 通道的换热效果与旋转数和沿程无量纲位置有关。前缘面的换热随旋转数流向沿程无量纲距离的增加而减小,而后缘面的换热随旋转数和流向沿程无量纲距离的增加而增大。

4) 由于离心力导致的浮升力的影响,在旋转数较大时($Ro=0.26$),前缘面附近的流体出现体分流现象。

参考文献:

- [1] PRAKASH C, ZERKLE R. Prediction of turbulent flow and heat transfer in a radially square duct[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(4): 835-846.
- [2] WAGNER J H, JOHNSON B V, HAJEK T J. Heat transfer in rotating passages with smooth walls and radial outward flow[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 42-51.
- [3] TEKRIWAL P. Heat transfer predictions with extended turbulence model in radial cooling channels rotate in orthogonal mode[J]. Journal of Heat Transfer, 1994, 116(2): 369-380.
- [4] TEKRIWAL P. Heat transfer prediction in rotating smooth channel: comparative study of model with wall function and low- Re model[A]. ASME Paper 94-GT-196, 1994.
- [5] DUTTA S, ANDREWS M J, HAN J C. Prediction of turbulent heat transfer in rotating smooth square ducts[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(12): 2505-2514.
- [6] HOWARD J H, PATANKAR S V, BORDYNUIK R M. Flow prediction in rotating ducts using coriolis-modified turbulence models[J]. Journal of Fluid Engineering, 1980, 102(4): 456-461.
- [7] AHMAD S, KAPAT J S. Effect of coriolis and centrifugal forces on turbulence and turbulence and transport at high rotation and buoyancy numbers in internal cooling U-channels with smooth walls[R]. AIAA-2004-1276, 2004.
- [8] 王顺斌, 张丽. 旋转状态下 S 型带肋通道流动特性数值研究[J]. 航空动力学报, 2015, 30(7): 1647-1653.
WANG Shunbin, ZHANG Li. Numerical study of flow characteristics in rotating S-shaped passage with ribs[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(7): 1647-1653. (in Chinese)
- [9] 朱剑琴. 旋转叶片冷却计算中各向异性湍流模型的研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
ZHU Jianqin. Study on anisotropic turbulence model applied in the numerical simulation of rotating cooling blade [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [10] ZHU Jianqin, TAO Zhi. Computational research on rotating channel by a modified anisotropic turbulence model [J]. Journal of Thermal Science, 2011, 20(5): 385-393.
- [11] XU Guoqiang, ZHU Jianqin, TAO Zhi. Application of the TLVA model for predicting film cooling under rotating frames[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(15): 3013-3022.
- [12] 刘传凯. 旋转蛇形通道内冷气流与换热机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006.
LIU Chuankai. Study on fluid flow and heat transfer in rotating serpentine cooling channels[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [13] REIDAR K, HELGE I. Direct simulations of low-Reynolds-number turbulent flow in a rotating channel[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1993, 256(1): 163-197.
- [14] WU H, KASAGI N. Turbulent heat transfer in a channel flow with arbitrary directional system rotation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(21): 4579-4591.
- [15] 刘传凯, 陶智. 旋转对光滑 U 型通道内换热的影响研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 512-517.
LIU Chuankai, TAO Zhi. Effect of rotation on heat transfer in a rotating U-Shaped passage[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 512-517. (in Chinese)
- [16] 刘传凯, 陶智. 旋转光滑及带肋 U 形通道的局部换热特性[J]. 航空学报, 2006, 27(5): 751-755.
LIU Chuankai, TAO Zhi. Local heat transfer in a rotating smooth and ribbed U-shaped channels[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(5): 751-755. (in Chinese)
- [17] 刘传凯, 陶智. 三种转角下旋转 U 型方形通道的局部换热[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(3): 284-287.
LIU Chuankai, TAO Zhi. Local heat transfer in a rotating U-shaped square channel with three channel orientations [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(3): 284-287. (in Chinese)