

射流冲击冷却过程的数值研究

王玉艳^{1,2}, 王 鹏³, 白敏丽¹, 胡成志¹

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024 ; 2. 大连交通大学 交通运输工程学院, 辽宁 大连 116028 ;

3. 大连理工大学 土木工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘 要 : 由于冲击射流流场较为复杂, 为准确描述其流动和换热过程, 需要选择合适的湍流模型和壁面函数. 分别采用 $\kappa-\varepsilon$ 模型(Standard, RNG 和 Realizable), $\kappa-\omega$ 模型(Standard 和 SST)和低雷诺数模型(AB, AKN, CHC, YS, LB, LS 和 YS)进行对比计算. 对于壁面区域, 考察了标准壁面函数、尺度化壁面函数、非平衡壁面函数和增强型壁面函数的影响. 探讨了速度场和湍动能场的分布规律, 获得了与实验一致的结果, 为今后活塞底部喷油冷却的数值模拟提供基础.

关 键 词 : 震荡冷却油腔; 冲击射流; 多相流; 湍流模型; 壁面函数

中图分类号: U 464. 13 文献标志码: A 文章编号: 1005 - 3026(2016)05 - 0692 - 05

Numerical Study of Jet Impingement Cooling Process

WANG Yu-yan^{1,2}, WANG Peng³, BAI Mi-li¹, HU Cheng-zhi¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China ; 2. Traffic & Transportation School, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China ; 3. School of Civil Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China. Corresponding author: WANG Peng, E-mail: ibewp@dlut.edu.cn)

Abstract : In the process of engine working, bottom injecting cooling can effectively reduce the piston temperature. Due to the complex flow field of jet impinging, an appropriate turbulence model and wall function must be utilized to describe the flow and heat transfer process. The $\kappa-\varepsilon$ model (Standard, RNG and Realizable), $\kappa-\omega$ model (Standard and SST) and low Reynolds number model (AB, AKN, CHC, YS, LB, LS and YS) were calculated and compared. The effects of the standard, scalable, non equilibrium and enhanced wall functions were analyzed for the wall region. Distribution law of the velocity and turbulent kinetic energy field were discussed, which are in accordance with the experiments. These results provide a basis for future numerical simulation of ejecting oil cooling at piston bottom.

Key words : oscillating-oil-cooling channel ; jet impingement ; multiphase flow ; turbulence model ; wall function

随着发动机向着高强化方向发展, 内部传热量显著增加. 在各种高温零件中, 活塞同时承受着变化的机械负荷和热负荷, 其冷却效果直接决定着内燃机的可靠性. 目前普遍采用在活塞底部设置冷却喷嘴的方法, 通过机油的高速碰撞形成冲击射流效应, 从而强化了传热效果^[1]. 由机油带走的热量可以占到传给活塞总热量的 40% ~ 50%, 冷却效果十分明显, 显著降低了活塞的整体温度^[2].

在活塞的往复震荡过程中, 冷却机油以高速射流的形式持续冲击活塞底部. 由于冲击作用的存在, 驻点及其附近区域的边界层明显变薄. 同时活塞的往复运动也进一步促进了机油湍流度的提高, 因此可以有效强化活塞的换热过程. 可见冲击射流冷却在发动机的换热过程起到了关键作用, 有必要对活塞底部机油冲击射流的流动和换热特性进行研究. 然而活塞位于缸套内部, 空间狭小, 一般

情况下很难准确获得内部机油可视化流动状态以及换热特性随曲轴转角的变化规律,因而目前对活塞底部冲击冷却的实验研究和数值模拟都较少^[3]。

为了方便研究油腔内部的实际流动状态,可以将活塞从缸套中取出,采用高速摄影方法对往复震荡条件下的冲击射流流动进行可视化观察,从而深入探讨冲击射流的流动和换热过程。在实验的基础上,选择一套合适的湍流模型、壁面函数和两相流模型与可视化图像进行对比分析,以期找出一种有效的数值研究方法。但是目前高速摄影还无法捕捉到高速往复运动(1 000 r/min)条件下的具体流场信息,比如不同时刻速度场和湍动能分布规律。一般情况下,恒速静止冲击射流的运动信息则较容易获取,活塞的往复震荡冲击射流可以看成多个冲击距离不同的恒速静止冲击射流的连续叠加,可以在恒速射流定量验证的基础上进一步探讨震荡冲击射流。所以本文首先采用 Ashforth 等^[4]的实验,采用数值模拟方法对静止条件下的恒速冲击射流过程进行定量研究,深入探讨了不同湍流模型和壁面函数对速度场和湍动能场的影响,为今后进一步讨论机油射流冲击冷却活塞提供一定的基础。

1 物理和数学模型

1.1 物理模型及边界条件

活塞底喷冷却系统的整个过程如图 1 所示。Ashforth 等的实验装置如图 2a 所示,空气从直径为 d 的喷嘴中高速进入下部空间区域,垂直冲击作用在底部冲击壁面上。喷嘴出口处有一块与冲击壁面平行且尺寸完全相同的封闭板,空气冲击下壁面后从四周流出。图 2b 为实际物理模型的纵剖面图,封闭板和冲击壁面之间的距离为 $2d$,冲击壁面的长度和宽度均为 $30d$,空气的入口速度根据实验提供的雷诺数($Re = 20\,000$)进行计算。在数值模拟过程中,喷嘴采用速度边界条件,封闭板和冲击壁面设置为无滑移壁面,四周出口设置为压力出口。

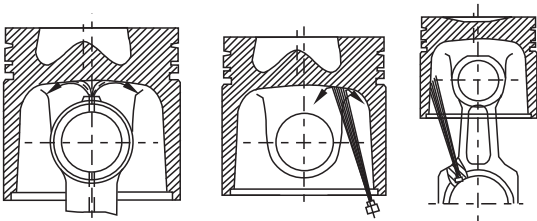


图 1 不同结构活塞底喷冷却系统

Fig. 1 Bottom ejecting cooling system of different piston structure

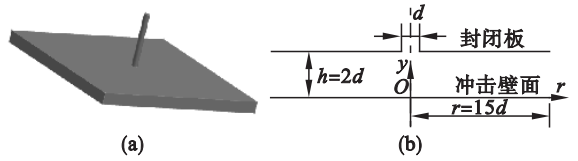


图 2 几何模型

Fig. 2 Geometric model

(a)—三维全局图;(b)—剖面图。

1.2 湍流模型和壁面函数

由于冲击射流的流场较为复杂,涉及到流体撞击、分离、再附着等过程,为了准确描述其流动规律,需要选择合适的湍流模型和壁面函数。本文分别采用 $\kappa - \varepsilon$ 系列(Standard, RNG 和 Realizable)模型、 $\kappa - \omega$ 系列(Standard 和 SST)模型和低雷诺数系列模型($AB^{[5]}$, $AKN^{[6]}$, $CHC^{[7]}$, $LB^{[8]}$, $LS^{[9]}$ 和 $YS^{[10]}$)进行对比计算。对于壁面模型,分别考察标准壁面函数(standard wall functions)、尺度化壁面函数(scalable wall functions)、非平衡壁面函数(non-equilibrium wall functions)和增强型壁面函数(enhanced wall treatment)的影响。

1.3 数值计算方法

对于采用 $\kappa - \omega$ 系列模型、低雷诺数模型和增强型壁面函数的 $\kappa - \varepsilon$ 系列模型,需要对近壁区网格进行局部细化,从而保证无量纲数 $y^+ < 1$ 。对于采用标准壁面函数、尺度化壁面函数和非平衡壁面函数的 $\kappa - \varepsilon$ 系列湍流模型,需要保证 $y^+ > 11.5$,使得第一层网格位于湍流充分发展区域。计算过程中的速度压力场采用 Coupled 耦合算法,对于速度、湍动能、湍动耗散率和比耗散率采用具有三阶精度的 MUSCL 格式。当所有物理量的残差小于 10^{-6} 时,认为计算达到了收敛状态。

2 计算结果及分析

为了较为方便地讨论计算区域内部的速度场和湍动能的分布规律,首先将其进行无量纲化。其中,无量纲轴向速度 $\bar{u} = u/u_b$;无量纲湍动能 $\bar{k} = k/u_b^2$;无量纲径向速度 $\bar{v} = v/u_b$; μ_b 为圆管喷嘴内部的平均速度。在此基础上分别验证不同湍流模型和壁面函数的准确性。

2.1 湍流模型验证

首先验证 $\kappa - \omega$ 系列模型(Standard 和 SST)和采用增强型壁面函数的 $\kappa - \varepsilon$ 系列模型(Standard, RNG 和 Realizable),不同位置(根据 r/d 的值来确定)无量纲速度场分布如图 3 所示。

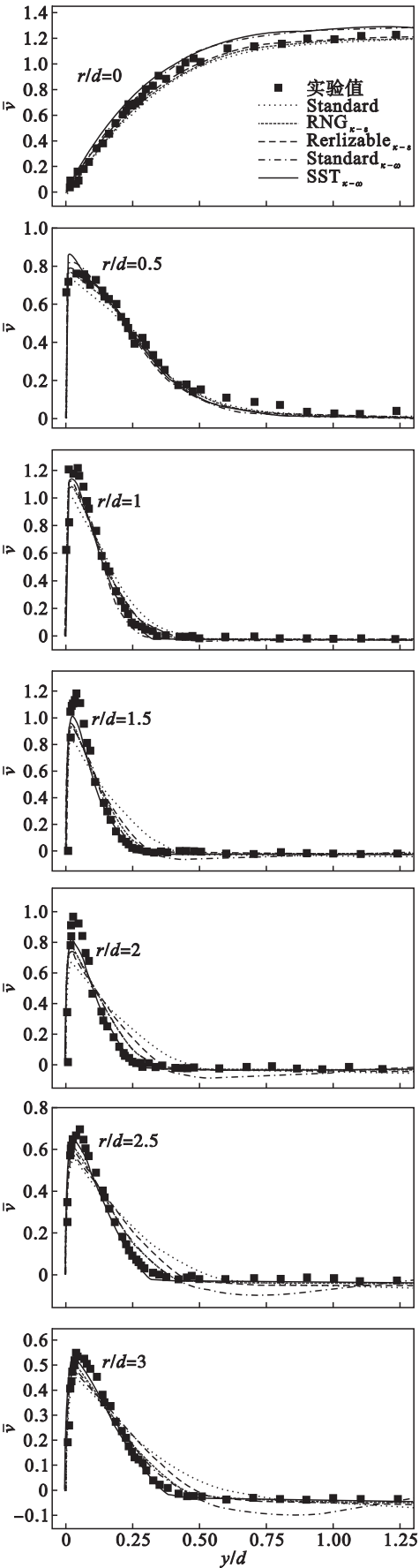


图 3 不同湍流模型的速度分布

Fig. 3 Velocity distribution of different turbulence models

5 种湍流模型的计算结果相差不多 , 对不同位置速度场的预测都较为准确 , 沿着径向和轴向的分布趋势基本上与实验相吻合 , 但是靠近冲击壁面的速度计算结果普遍偏低 , 而上部封闭板附近的速度场误差相对较小 . 其中 SST $\kappa - \omega$ 模型和采用增强型壁面函数的 RNG $\kappa - \epsilon$ 模型对于整个计算区域内的速度场预测更为精确一些 , 尤其是在流动的下游区域 . 相比较而言 , Standard $\kappa - \omega$ 模型和 Standard $\kappa - \epsilon$ 模型的计算结果较差 . 图 3 中 $r/d=0$ 位置处的速度分布和其他位置的速度分布相差很大 , 所以以后选取有代表性的位置进行图示 .

图 4 表示 $r/d=0$ 和 $r/d=1$ 位置处 , 湍流模型的无量纲湍动能分布 . 5 种湍流模型的计算结果差异性非常明显 , 与前面速度场分布的一致性形成了鲜明的对比 . 可见在湍流模型的选择过程中 , 湍动能也是极其重要的参考量 , 速度场准确并不意味着湍动能也与实际相符合 . 对于 Standard $\kappa - \epsilon$ 模型和 Standard $\kappa - \omega$ 模型 , 在冲击点附近的湍动能计算值大大高于实验值 , 极大值甚至达到了 8 倍左右差距 . 远离冲击点后 , 随着距离的增大 , 两者与实验的差距逐渐减小 , 但仍然表现出整体偏大的趋势 . 5 种湍流模型中 , 只有 SST $\kappa - \omega$ 模型和 RNG $\kappa - \epsilon$ 模型与实验吻合得较好 , 在不同位置条件下与实际结果相差不大 .

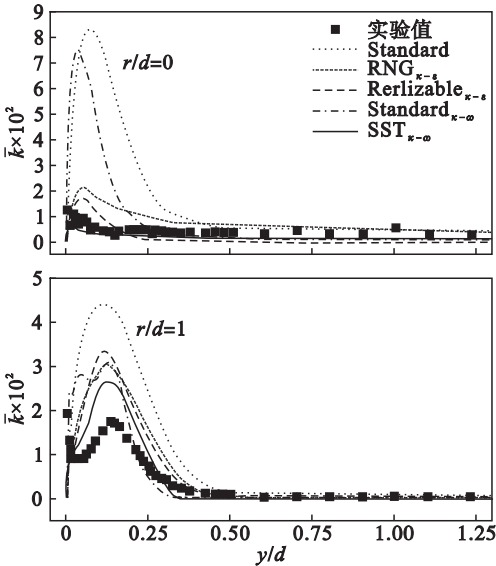


图 4 不同湍流模型的湍动能分布

Fig. 4 Turbulent kinetic energy distribution of different turbulence models

图 5 表示的是不同低雷诺数模型对冲击射流速度场的预测趋势 , 可以发现 6 种低雷诺数模型对于冲击壁面附近的速度场分布的计算结果都较差 , 只有冲击点附近的速度分布较为准确 , 气流的

分离、再附着过程预测较差。随着距离冲击点位置的增加,与实验结果相差开始变大,速度的极大值呈现普遍偏低趋势。只有上方封闭板附近的速度场分布预测得相对准确,在下游区域也没有明显恶化。在所有低雷诺数模型中,只有 YS 模型的预测结果还可以勉强接受,但是离开冲击点后,速度预测值仍然没有达到实际的峰值,比实验值低出 30% 左右。

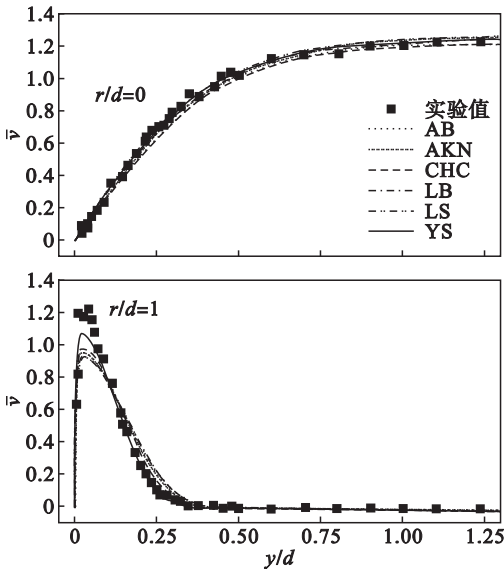


图 5 不同低雷诺数模型的速度分布

Fig. 5 Velocity distribution of different low Reynolds number models

图 6 表示的是不同低雷诺数模型计算的无量纲湍动能分布。与速度分布趋势完全相反,6 种低雷诺数湍流模型在下游区域对湍动能的预测结果较为准确,而在上游冲击区域附近则明显偏大,这说明低雷诺数模型并不能准确反应冲击射流的真实流动状态,无法准确给出所有流动参数的分布特征。在冲击点附近,除 YS 湍流模型,其他的低雷诺数模型对湍动能的计算结果可以达到实验的 10 倍左右。在速度场预测中较为准确的 YS 湍流模型,在整个计算区域内对湍动能的预测也明显偏高,尤其是在冲击点附近。

综上所述,直接求解黏性底层的低雷诺数模型并不适用于冲击射流的数值模拟过程,而 SST $\kappa-\omega$ 模型和 RNG $\kappa-\varepsilon$ 模型则是较为理想的选择。

2.2 壁面函数验证

在湍流的计算过程中,采用增强型壁面函数或者直接求解黏性底层,对近壁区附近的网格要求较高,需要对其进行局部细化,从而达到 $y^+ < 1$ 的要求。这样就使得整体的网格数目非常巨大,对计算机的资源消耗过多。而采用标准壁面函数、尺

度化壁面函数和非平衡壁面函数时,对近壁区网格的要求则相对较低,只需要 $y^+ > 11.5$ 即可,极大地减少了运算负荷。

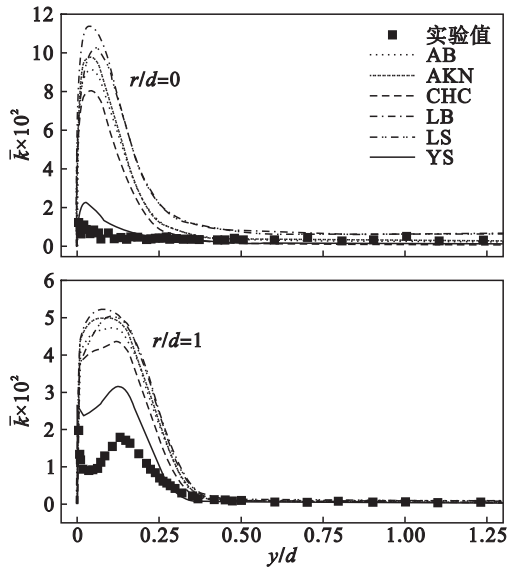


图 6 不同低雷诺数模型的湍动能分布

Fig. 6 Turbulent kinetic energy distribution of different low Reynolds number models

图 7 表示的是采用 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型时,不同壁面函数对速度场分布的影响。可以发现,采用增强型壁面函数的 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型的计算结果最为准确,同时由于网格数目较多,导致计算量过大。采用非平衡壁面函数的 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型的网格数目大幅度减少,却也达到了较高的精度。而标准壁面函数和尺度化壁面函数由于在第一层网格内部强制使用对数律,导致计算结果非常差,尤其是在下游的分离再附着区域,基本上

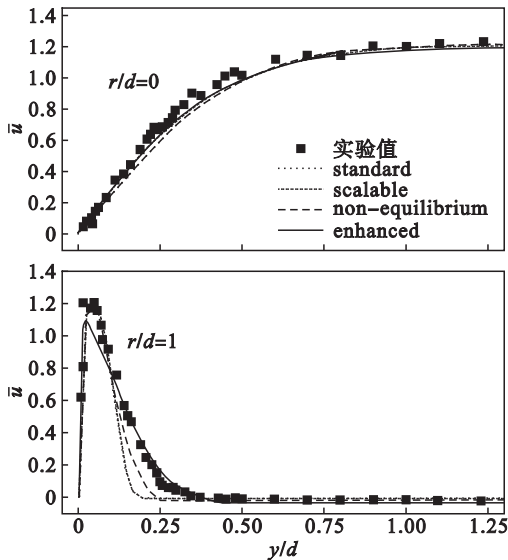


图 7 RNG 模型中不同壁面函数的速度分布

Fig. 7 Velocity distribution of different wall functions in the RNG model

完全偏离了实验数据. 相对于标准壁面函数和尺度化壁面函数,非平衡壁面函数考虑了近壁区附近的压力梯度效应,因而对涉及到分离和冲击流动的计算结果较为准确.

图 8 表示的是采用 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型时不同壁面函数对无量纲湍动能分布的影响. 与上文速度的预测值一样,采用标准壁面函数和尺度化壁面函数的 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型的湍动能预测结果完全偏离了实验值,连定性的趋势也没有反应出来. 而采用非平衡壁面函数的 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型的预测结果则要好得多,尽管精度没有增强型壁面函数那么高,但也可以较为精确地反应湍动能的发展过程,网格数量明显下降,使得计算效率得到大幅度提高.

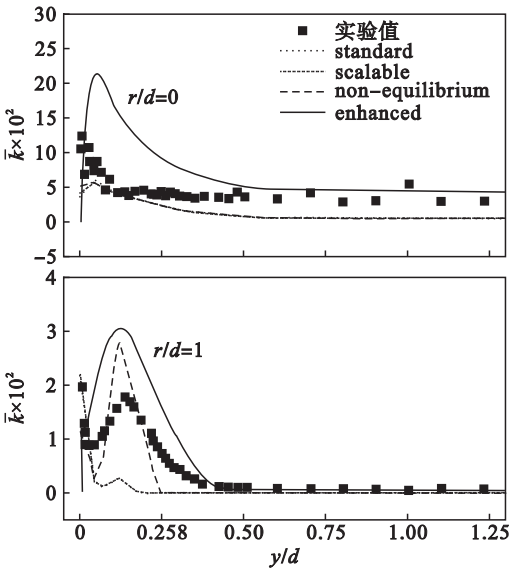


图 8 RNG 模型中不同壁面函数的湍动能分布
Fig. 8 Turbulent kinetic energy distribution of different wall functions in the RNG model

综合看来,SST $\kappa-\omega$ 湍流模型和采用非平衡壁面函数的 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型均可以获得与实验较为一致的结果. 前者由于充分计算了壁面附近区域,精度较高,但运算量较大. 而后者则因为引入了壁面处的压力梯度效应,虽然计算结果略差,但计算效率得到提高. 所以在计算冲击射流过程中,可以根据不同精度和计算资源的情况选择不同的模型.

3 结 论

1) Standard $\kappa-\varepsilon$ 模型、Standard $\kappa-\omega$ 模型

和低雷诺数模型(AB ,AKN ,CHC ,LB ,LS 和 YS) 并不适用于冲击射流计算.

2) 标准壁面函数和尺度化壁面函数对冲击射流的预测能力较差.

3) 在冲击射流的计算过程中,SST $\kappa-\omega$ 湍流模型或非平衡壁面函数的 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型是较为理想的选择.

参考文献 :

[1] 杨波,宋希庚. 6110 型柴油机活塞温度场及底喷冷却研究 [J]. 大连海事大学学报, 2008(sup1): 68 - 70.
(Yang Bo ,Song Xi-geng. Temperature field and bottom ejecting cooling of 6110 diesel engine piston[J]. Journal of Dalian Maritime University 2008(sup1): 68 - 70.)
[2] Kajiwar H ,Fujioka Y ,Negishi H. Prediction of temperatures on pistons with cooling gallery in diesel engines using CFD too[C]//SAE Paper Detroit. Michigan 2003 986 - 994.
[3] Pimenta M M ,Roberto F. Cooling of automotive pistons study of liquid-cooling jet[C]//SAE Technical Paper. Michigan ,1993 1 - 7.
[4] Ashforth F S ,Jambunathan K. Numerical prediction of semi-confined jet impingement and comparison with experimental data[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids ,1996 23(3) 295 - 306.
[5] Abid R. Evaluation of 2-equation turbulence models for predicting transitional flows[J]. International Journal of Engineering Science ,1993 31(6) 831 - 840.
[6] Abe K ,Kondoh T ,Nagano Y. A new turbulence model for predicting fluid-flow and heat-transfer in separating and reattaching flows[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer ,1994 37(37) 139 - 151.
[7] Chang K C ,Hsieh W D ,Chen C S. A modified low-reynolds-number turbulence model applicable to recirculating flow in pipe expansion[J]. Journal of Fluids Engineering , 1995 ,117(3) 417 - 423.
[8] Lam C K G ,Bremhorst K. A modified form of the k-epsilon model for predicting wall turbulence[J]. ASME Transactions Journal of Fluids Engineering ,1981 ,103(3) 456 - 460.
[9] Koosinli M L ,Launder B E ,Sharma B I. Prediction of momentum ,heat and mass-transfer in swirling ,turbulent boundary-layers[J]. Journal of Heat Transfer ,1974 96(2) : 204 - 209.
[10] Yang Z ,Shih T H. New time-scale based kappa-epsilon-model for near-wall turbulence[J]. AIAA Journal ,1993 31(7) 1191 - 1198.