

不同冷却工况下 90°带肋通道中蒸汽的 强化换热特性研究

税琳棋, 高建民, 刘加增, 徐亮, 史晓军

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 在蒸汽强化换热试验研究的基础上, 采用 SSG 雷诺应力模型, 通过数值方法求解了三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程, 同时系统地分析了雷诺数、温度和压力对蒸汽在 90°矩形带肋通道中流动和换热的影响. 结果表明: 温度和压力的变化强烈地影响着带肋通道中蒸汽的强化换热特性, 蒸汽的摩擦因子和换热系数随着温度的升高而减小, 随着压力的升高而增大, 在适中的 Re 、较低的蒸汽温度和中等压力下, 蒸汽流动可以获得最佳的强化换热性能; 蒸汽和空气的换热系数比与温度和压力有关, 但与 Re 无关.

关键词: 试验研究; 数值方法; 强化换热; 蒸汽; 带肋通道

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)09-0006-06

Heat Transfer Intensification of Steam for the Cooling Process in 90° Rib Rectangular Channels

SHUI Linqi, GAO Jianmin, LIU Jiazeng, XU Liang, SHI Xiaojun

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: On the basis of the experimental study on the steam forced heat transfer, the SSG turbulence model was adopted to solve the three-dimensional steady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The numerical investigation was performed on the influence of Reynolds numbers (Re), temperature and pressure on the steam flow and heat transfer process in a 90° ribbed rectangular channel. The results show that the variations of temperature and pressure significantly affect the steam forced heat transfer characteristics. The steam heat transfer coefficient and friction factor will increase with an increase in pressure and decrease with an increase in temperature. Generally, the optimum steam thermal enhancement performance can be achieved for the steam flow at the suitable Re number, relative low temperature and medium pressure. The change in Re number has little effect on the performance of steam cooling.

Keywords: experimental study; numerical method; forced heat transfer; steam; ribbed channel

燃气轮机的功率输出和热效率均随着透平燃气进口温度的升高而增大, 因此提高进口温度是改善燃气轮机发动机特性的关键技术之一^[1].

蒸汽拥有更为良好的载热性质, 可以显著提高透平叶片的冷却效率, 因此使用蒸汽来冷却高温燃

气轮机叶片, 已经成为近年来燃气轮机叶片冷却技术的一个发展方向^[2]. 虽然蒸汽冷却技术在燃气轮机中的应用已有报道^[3-6], 但是针对以叶片蒸汽冷却结构设计的蒸汽在内冷通道中的流动和换热特性的研究却比较少. 本文课题组曾对进口温度范围为

100~230 ℃、压力范围为0.1~0.8 MPa的蒸汽和空气在叶片内冷通道中的强化对流换热进行了研究^[7-8],发现蒸汽的换热系数比空气的高约15%,而且二者在通道肋片侧壁面的换热特性是相似的。

由于蒸汽不是理想气体,它的物性变化受温度和压力的影响很大,在相对低温、低压下得出的蒸汽换热特性并不适宜外推到高温、高压的情况,因此有必要使用可靠的数值计算方法来研究蒸汽在真实工况下的强化对流换热机理。

本文在试验研究的基础上,采用共轭换热的方法计算了工况大范围变化时蒸汽的换热系数、摩擦系数和强化换热因子,并与空气的强化换热特性进行了比较。

1 试验装置与数据处理

试验装置如图1所示,其主要由蒸汽发生器、试验段、试验段加热装置、排气装置以及控制和数据采集系统等组成。试验中将电极直接固定在试验段的两端,采用低电压、大电流的方式对通道壁面进行加热,并用绝缘、绝热材料(硅酸铝纤维纸)包裹试验段和相邻管道,以减少试验段与周围环境的热交换。

试验段结构如图2所示。带肋通道采用厚度为3 mm、长度为1 016 mm的耐热不锈钢1Cr18Ni9Ti焊接而成,横截面为80 mm×40 mm。试验段通道的上下壁面顺排布置了与流向垂直的不锈钢肋片,尺寸为2.5 mm×2.5 mm×80 mm,肋片间距为25 mm。试验段外壁面沿中心线上共焊接了74个精度为1%的E型热电偶,测量的关键位置(0.5<z/D<4.3和8.0<z/D<10.0)热电偶布置较为密集,2个肋片之间布置了5个测点。

通道带肋侧壁面的换热系数用努塞尔数 Nu 表示,即

$$Nu = [q/(A(T_w - T_b))](D_h/\lambda) \quad (1)$$

式中: q/A 为试验通道壁面上单位面积的热流量,在忽略试验段外壁面热损失的情况下,等于壁面单位面积的电加热功率; T_w 为通道内壁面温度,在稳态试验条件下,忽略金属壁面的导热热阻后,近似等于热电偶的测量值; T_b 为蒸汽的局部体积平均温度,假定流动通道内蒸汽的温度线性升高,通过测量通道进、出口的蒸汽温度即可计算出测点位置的 T_b ; D_h 是通道的水力直径,为53.33 mm; λ 是流体在进、出口平均温度下的导热系数。

定义流体的摩擦因子

$$f = \Delta P D_h / (2 \rho L u_m^2) \quad (2)$$

式中: ΔP 为试验段进、出口压差; ρ 为流体在平均温度下的密度; L 为2个压力测点间的距离,近似等于试验段的长度; u_m 为通道进口处流体的平均速度。

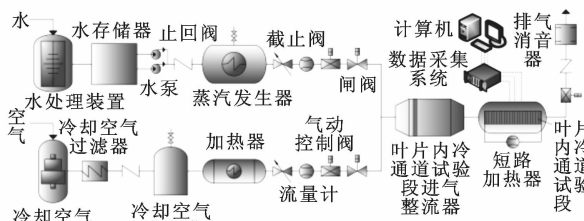


图1 试验装置

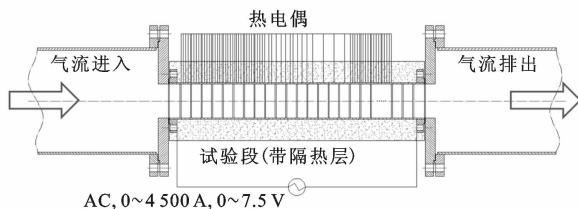


图2 试验段结构

2 计算方法和边界条件

研究带肋通道中流体的真实流动和换热时需要考虑两个因素,一个是通道壁面的热传导效应,另一个是通道内壁面与内部流体的对流换热。因此,采用共轭换热方法对流体的对流换热和固体的热传导同时进行计算,可以获得更加真实、准确的带肋通道换热的预测结果。在本文的数值模拟中,通道内流体的温度分布用标准 $k-\epsilon$ 、 $RNG k-\epsilon$ 以及SSG雷诺应力湍流模型来计算,管壁的温度分布用热传导方程来描述。

带肋通道计算区域如图3所示。进口条件是给定流体的平均速度、流动方向、静温和湍流度;出口条件是给定流体静压和均匀的定常热流密度,壁面为无滑移壁面。

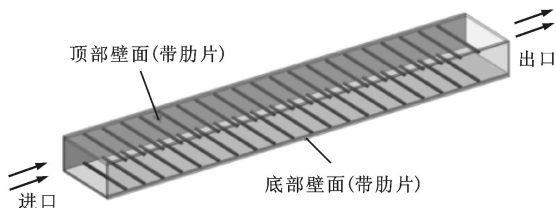
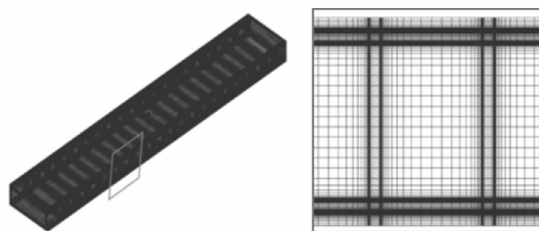


图3 带肋通道计算域

在对试验数据进行数值验证时,流体的进口静温设置为174 ℃,出口压力为0.3 MPa,来流方向与进口垂直,湍流度为5%,最后通过改变进口流体速度来获得不同 $Re(8\ 623\sim55\ 433)$ 下的流动和换热

特性.

采用基于有限元的有限差分法来离散控制方程,通过全隐式耦合多重网格求解器来求解三维不可压缩的雷诺时均 N-S 方程. 方程中的扩散项和源项的离散使用二阶中心差分格式,对流项的离散使用高精度离散格式,整体残差收敛到 10^{-5} . 带肋通道计算网格如图 4 所示. 计算网格是分块结构化网格,大小为 $125 \times 124 \times 970$,近壁面区域局部网格需加密处理,主要换热壁面的 $y^+ < 1$. 整个计算在商用 CFD 软件 ANSYS CFX 中完成.



(a)流固耦合通道网格 (b)肋片区域网格

图 4 带肋通道计算网格

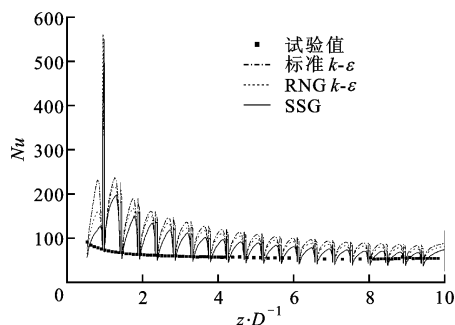
3 试验结果与数值验证

3.1 试验结果

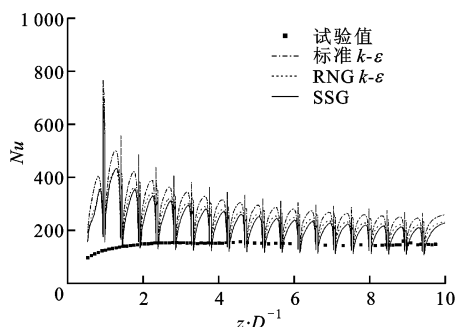
图 5 为带肋壁面中心线上换热系数的试验结果. 因为肋片的肋高较小,金属的导热系数相对较大,薄壁热传导迅速,所以假定肋片的肋效率为 1,并认为肋片扰流下带肋的强化换热效应被匀化,热电偶测量的温度仅为壁面肋间的局部平均值. 受试验条件的局限,通过方程(1)计算出的换热系数仅为肋间的局部平均值,其沿流向的变化趋势较为平缓,没有体现出肋片上的换热峰值.

由图 5 可以发现:当 $Re=8\ 623$ 时,由于进口处的热边界层较薄,所以蒸汽的换热系数较大,且随着蒸汽流动向前发展,换热系数逐渐减小,直到保持不变为止;当 $Re=26\ 131$ 和 $Re=55\ 433$ 时,在进口段的换热系数较小,且随着蒸汽流动继续发展逐渐增大,直至保持不变为止. 这是因为:整流段与试验段的连接形成了一个突然收缩的进口状况(如图 6 所示),使得蒸汽进入试验段时流线连续收缩,从而压强降低,速度提高;蒸汽流动继续向前发展,由于流体的扩张,流速随着压强的增加而有所降低,所以蒸汽流动逐渐恢复正常. 在图 6 的区域 A,高速的蒸汽射流还未能与壁面进行充分的热交换时便已离开,而围绕着收缩了的主流蒸汽是前进速度很低的少量蒸汽. 由于肋片的存在,部分流体的回流受到了阻

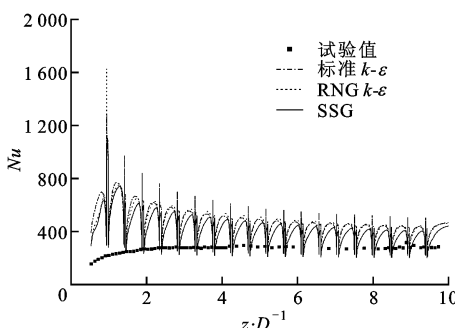
碍,因此当蒸汽流速达到一定程度时,试验段进口处由热边界较薄带来的增强的换热特性受交换不充分的影响而被削弱,使得图 5b 和图 5c 中蒸汽流动在进口处换热系数的变化呈现出与图 5a 相反的情况.



(a) $Re=8\ 623$



(b) $Re=26\ 131$



(c) $Re=55\ 433$

图 5 努塞尔数分布

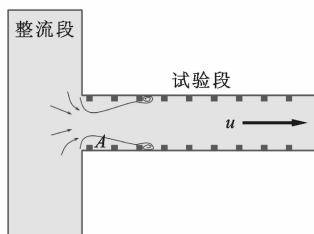


图 6 试验段进口处流动状况

3.2 数值验证

图 5 列出了标准 $k-\epsilon$ 、RNG $k-\epsilon$ 以及 SSG 雷诺

应力湍流模型的换热系数预测值. 从图 5 还发现,3 种湍流模型计算结果均随进口位置而变,同时存在脉动变化,当 $z/D>4.0$ 时形成周期性变化,此时流动进入充分发展的阶段. 由于计算域简化了试验段的结构,也没有考虑突然收缩的进口条件,所以在通道的进口处数值计算与试验的结果相差较大,但是随着通道中流动的发展,二者的偏差逐渐缩小.

在流动充分发展阶段($z/D>4.0$),蒸汽的平均换热系数随 Re 的变化如图 7 所示. 由图 7 显示,3 种湍流模型预测的换热系数平均值的变化趋势与试验值基本一致,均随着 Re 的增加而增大,但是计算值较试验值大,这是计算中未考虑通道与环境的热交换造成的. SSG 湍流模型的预测值与试验值吻合最好,误差最大值为 7.3%.

图 8 为带肋通道中蒸汽流动摩擦因子随 Re 的变化. 从图 8 看出,随着 Re 的增加,蒸汽的摩擦因子逐渐减小,同时还发现,由 RNG $k-\epsilon$ 和 SSG 湍流模型获得的计算值吻合良好,标准 $k-\epsilon$ 模型的计算值偏大,SSG 湍流模型计算值与试验值的最大误差在 7.6%以内. 综合图 5、图 7 和图 8 发现,SSG 湍流模型可以较为准确地模拟带肋通道中蒸汽的流动与换热特性,因此下文均采用 SSG 湍流模型进行研究.

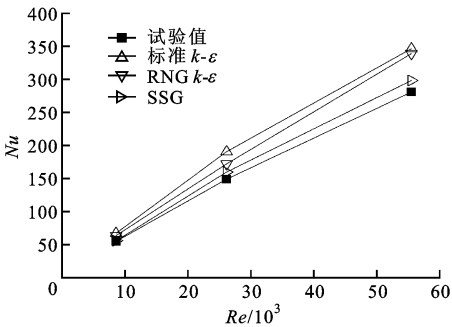


图 7 蒸汽平均努塞尔数分布

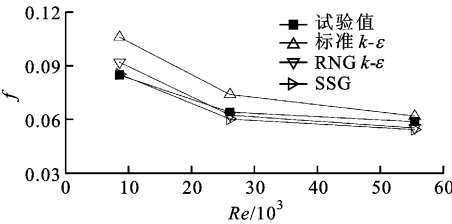


图 8 蒸汽流动摩擦因子分布

4 数值结果及分析

本文中 Re 定义为

$$Re = \rho u D_h / \mu \tag{3}$$

式中: μ 为蒸汽的动力黏度.

从 Dittus-Boelter 关系式中可以获得光滑通道的努塞尔数

$$Nu_s = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{4}$$

从 Filonenko 经验式可以获得光滑通道的摩擦系数

$$f_s = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \tag{5}$$

因此,强化换热因子

$$F = (Nu/Nu_s)/(f/f_s)^{1/3} \tag{6}$$

另外,蒸汽相比于空气的换热优势定义为

$$\eta = (Nu_{\text{steam}} - Nu_{\text{air}})/Nu_{\text{air}} \tag{7}$$

4.1 Re 对蒸汽强化换热的影响

图 9 为 Re 从 10 000 增加到 190 000 时带肋通道中蒸汽的强化对流换热特性. 计算中蒸汽的进口静温为 300 ℃,出口静压为 0.5 MPa,壁面的均匀热流密度为 25 kW/m². 从图 9 可以看出:随着 Re 的增加,蒸汽的平均换热系数几乎呈线性增长,这是因为 Re 的改变对蒸汽的物理性质没有影响;蒸汽流动摩擦因子随着 Re 的增加有所减小,这是由于蒸汽流速的增加抑制了边界层中湍流黏性支层的发展;随着 Re 的增加,蒸汽的强化换热因子 F 快速上升后再度缓慢下降,在 Re 为 30 000 时获得峰值.

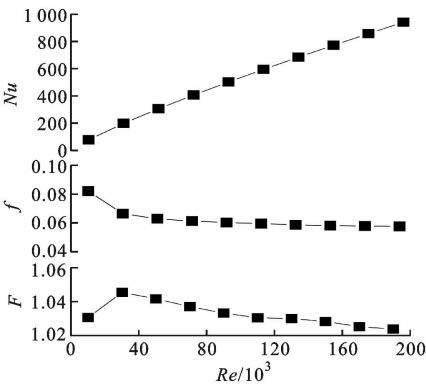


图 9 不同 Re 下蒸汽的流动和换热特性

4.2 温度对蒸汽强化换热的影响

图 10 为进口温度分别为 300、400、500 ℃时肋片附近蒸汽的流型. 计算中蒸汽的进口 Re 为 40 000,出口压力为 0.5 MPa,壁面均匀热流密度为 25 kW/m². 从图 10 发现,由于肋片的存在,逆压梯度拉伸流体边界层使得流体流向变化,气流在肋片下游形成了一个大的回流旋涡,这个旋涡与靠近壁面的肋片底端交界处还存在一个逆向的小旋涡(标记为 1). 当流体温度较低时,位于底层的逆向小旋涡较大,但是总体上蒸汽流线十分相似,说明温度的变化对流体流型的影响较小.

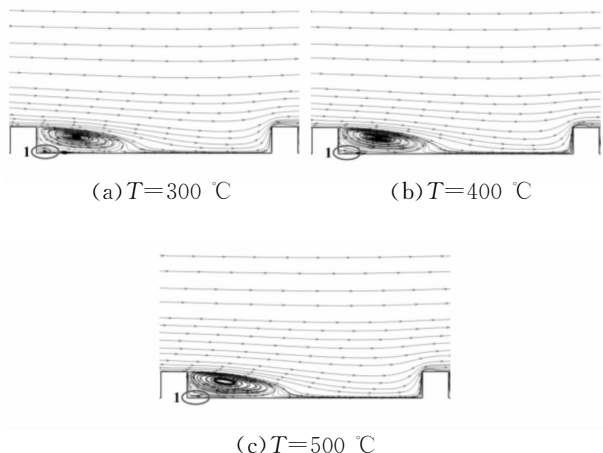


图10 不同温度下蒸汽流型

不同进口温度下蒸汽的流动和换热特性如图11所示.从图11可以发现,随着温度的升高,蒸汽的平均换热系数逐渐减小,最大降幅约为10%.这是由于,随着温度的升高,蒸汽的 Pr 减小, Pr 越小,表明流体的对流换热性能越差,温度升高使得蒸汽的密度减小,流动的速度和动力的黏度增加.根据质量守恒定律,当通道截面积相等时,流体密度与速度的乘积保持不变,因此当蒸汽温度升高时,从方程(3)计算得到的 Re 减小,蒸汽的换热强度削弱.

蒸汽的密度减小,流速提高,流动阻力减小;动力黏度增大,流动的摩擦阻力增大.综合各种因素来看,蒸汽在流动过程中的摩擦因子将随着温度的升高略有降低.

蒸汽强化换热因子随温度的升高略有下降,当 $T=300\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,蒸汽的强化换热性能最佳.

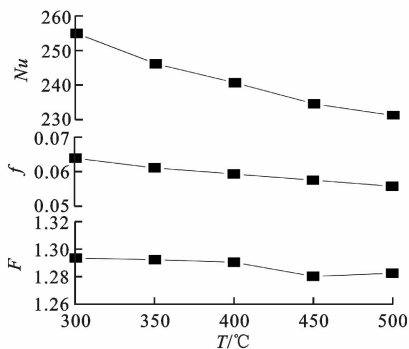


图11 不同温度下蒸汽的流动和换热特性

4.3 压力对蒸汽强化换热的影响

图12为压力分别为0.5、1、3、6 MPa时蒸汽的流型.计算中蒸汽的进口静温为 $300\text{ }^{\circ}\text{C}$,进口 Re 为40 000,壁面均匀热流密度为 25 kW/m^2 .从图12可以看出,压力显著影响着蒸汽的流型.随着压力的增

加,肋片诱发的环状旋涡的尺度和强度增大,速度的不稳定使得蒸汽流动呈现出紊乱的迹象.随着涡旋向下游的继续运动,图12中标记为2的流体流动经过重附后,在遇到下一个肋片之前变得相对平缓,因此通道中湍流扰动的影响区域主要在肋片附近,主流不会有过大的压降.由图12还可见,压力增加,标记为2处上层的流体向壁面运动(下扫过程),同时近壁面区(标记为3)的流体流线抬升,标记2和3的流体之间形成了一个局部高剪切层.随着流体流线的抬升和下扫,剪切层的不稳定将导致局部流动紊乱,这种紊乱会造成流体微团相互掺混、互相碰撞,在流体内部各个质点间产生动量传递,并不断地将湍动能转化成流体内能而被耗散掉,从而显著增加壁面的摩擦力.

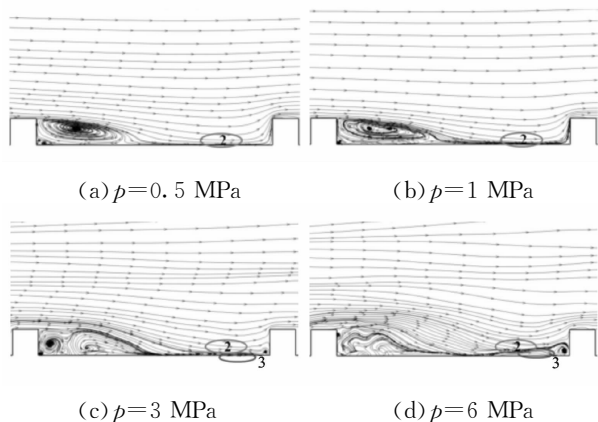


图12 不同压力下蒸汽流型

图13为不同压力下蒸汽在带肋通道中的强化换热特性.从图13可以看出,随着压力的增加,蒸汽的换热系数迅速增大.当压力从0.5 MPa增加到6 MPa时,蒸汽的 Nu 增幅达28%.这是由于,随着压力的增加,蒸汽的 Pr 迅速增大,蒸汽流动沿径向的剧烈扰动使得流体与壁面之间的传热增强,即随着压力的增加,蒸汽换热能力增强.但是,压力的增加也将引起蒸汽流动发生强烈变化,从而导致摩擦因子急剧增加.压力从0.5 MPa开始增加,蒸汽的强化换热因子随之迅速增大,当压力增加到3~4 MPa时,蒸汽的强化换热因子增至最大,之后随着压力的增加迅速减小.也就是说,在中等的压力情况下,蒸汽在带肋通道中的强化换热性能最佳.

4.4 蒸汽和空气换热性能比较

在前述蒸汽换热研究的基础上,对相同工况下的空气在带肋通道中的换热系数进行了计算.蒸汽的换热优势 η 如图14所示.从图14可以看出,随着 Re 的变化, η 几乎不变,约为16%.这是由于, Re 的

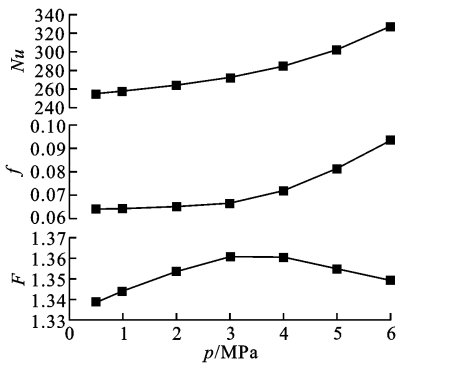


图 13 不同压力下蒸汽的流动和换热特性

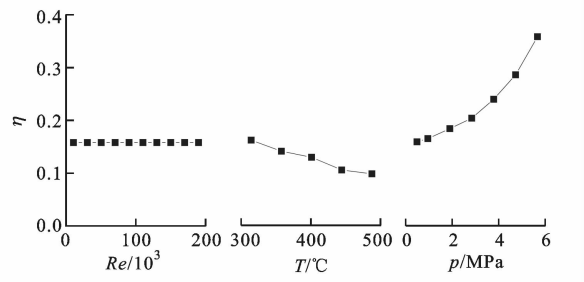


图 14 蒸汽和空气换热系数比较

变化不会影响工质的热物理性质, 温度和压力的变化显著影响着蒸汽的换热, 却对空气的换热性能影响较小. 这是因为, 温度从 300 ℃ 上升至 500 ℃ 时, 蒸汽的 Pr 从 0.948 下降到 0.906; 当压力从 0.5 MPa 上升到 6 MPa 时, 蒸汽的 Pr 从 0.948 迅速提高到 1.260, 而空气的 Pr 为 0.67 且保持不变. 相比于蒸汽, 空气的其他物性参数, 例如密度、动力黏度等, 受温度和压力的影响更小, 流动过程的变化对换热性能的影响也比较小. 所以, 随着温度的增加 η 从 16% 逐渐下降到 10%, 随着压力的增加 η 从 16% 升高到 36%, 这表明在较低温度及较高压力下, 蒸汽相对于空气的换热优势更加明显.

5 结 论

本文分别采用数值计算和试验的方法对蒸汽在 90° 矩形带肋通道中的强化换热进行了研究, 对使用 3 种湍流模型(标准 $k-\epsilon$ 、RNG $k-\epsilon$ 和 SSG 模型)的计算结果与试验值进行了比较, 从中发现: SSG 湍流模型能够很好地模拟带肋通道中蒸汽的流动和换热特性.

对蒸汽冷却工况进行参数化分析表明, 蒸汽冷却工况的变化显著影响着蒸汽在带肋通道中的强化

换热性能. 在适中的 Re 下, 适当降低蒸汽的进口温度, 选择中等压力, 可以使蒸汽获得较大的强化换热因子.

比较相同工况下蒸汽和空气的换热性能发现, η 随着温度的增加而减小, 随着压力的增加而增大, 而 Re 的变化对 η 影响不大.

参考文献:

[1] 翁史烈. 燃气轮机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.

[2] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. London, UK: Taylor & Francis, 2000.

[3] NOMOTO H, KONGA A, ITO S, et al. The advanced cooling technology for the 1 500 ℃ class gas turbine: steam-cooled vanes and air-cooled blades [J]. Trans of ASME: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(3): 624-632.

[4] SANJAY, SINGH O, PRASAD B N. Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(17/18): 2315-2326.

[5] 董齐宝, 王锁芳. 叶片内部蒸汽冷却的数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1364-1369.

TONG Qibao, WANG Suofang. Numerical simulation of a steam-cooled vane [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1364-1369.

[6] 霍文浩, 祁明旭, 李军, 等. 超临界汽轮机中压透平级流动传热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(7): 9-14.

HUO Wenhao, QI Mingxu, LI Jun, et al. Flow and heat transfer characteristics in middle pressure turbine stage in supercritical steam turbines [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(7): 9-14.

[7] SHUI Lingqi, GAO Jianmin, XU Liang. Numerical investigation of heat transfer and flow characteristics in a steam-cooled square ribbed duct, 2010-GT-22407 [R]. New York: USA: ASME, 2010.

[8] LIU Jiazeng, GAO Jianmin, GAO Tieyu. An experimental investigation of heat transfer characteristics in steam-cooled square channel with rib turbulators, 2011-GT-46134 [R]. New York, USA: ASME, 2011.

(编辑 苗凌)