

DOI: 10.7652/xjtuxb201311001

蒸汽冷却带肋矩形通道传热和压降实验关联式

史晓军, 税琳棋, 高建民, 徐亮, 刘加增

(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: 针对燃气透平叶片蒸汽冷却问题,建立了透平叶片内冷通道实验系统。该系统主要包括蒸汽的发生器和调节器、整流段、带测量仪器的实验段、实验段加热装置、排气段、数据采集系统和控制系统。对 10 种不锈钢带肋实验段中的蒸汽传热和摩擦特性进行了实验研究,其中实验段的宽高比分别为 0.25、0.5、1、2、4,肋角度分别为 30° 、 45° 、 60° 、 90° ,雷诺数为 10 000~80 000,由此建立了反映雷诺数、肋角度和通道宽高比影响的传热和摩擦特性实验关联式。结果表明:带肋面宽度的增加使得蒸汽的传热和摩擦阻力增大;雷诺数的增加使得蒸汽的传热显著增强,但是对流动摩擦因子的影响不大;肋角度为 60° 时蒸汽传热和摩擦系数最大。该结果可为先进的高温燃气透平蒸汽冷却叶片的设计研究提供参考。

关键词: 燃气轮机;带肋矩形通道;蒸汽冷却;换热特性;摩擦特性

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)11-0001-06

Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Rectangular Channels with Ribs

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

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

Abstract: To study the steam cooling technology for gas turbine blades, an experiment system was established including a steam generation and conditioning subsystem, a pre-plenum, a test section with instrumentation, a heating device for the test channel, an after-plenum and a data acquisition and control system. The heat transfer and friction loss characteristics of fully developed turbulent steam flow in 10 different ribbed rectangular channels were experimentally examined. The combined effect of the aspect ratio ($W/H=0.25, 0.5, 1, 2$ and 4), the rib angle-of-attack ($\alpha=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ and 90°) and Reynolds number (10,000 to 80,000) was analyzed. Semi-empirical correlations of heat transfer and friction were developed considering the influences of the channel aspect ratio, rib angle, and Reynolds number. The results show that an increase in the ribbed surface width increased both the heat transfer and friction loss of steam flow. The increase in Reynolds number enhanced the heat transfer significantly but had slight effect on the friction loss. The maximum heat transfer coefficient and friction factor were obtained at the channel with 60° ribs. These conclusions may provide reference to the advanced steam-cooled blade design for gas turbines.

Keywords: gas turbine; ribbed rectangular channel; steam cooling; heat transfer characteristic; friction characteristic

收稿日期: 2013-01-13。 作者简介: 史晓军(1974—),男,讲师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51276136);教育部高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(2012201120039)。

网络出版时间: 2013-09-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130923.1048.001.html>

开发高效的叶片冷却技术对于提高燃气轮机的热效率、输出功率,保证安全和寿命非常重要。对于燃气透平进口温度超过 1 500 ℃的情况,采用以空气为介质的叶片冷却技术已不能满足高性能燃气轮机的要求。Facchin 等分析了蒸汽冷却技术的优势及对循环效率的贡献^[1-2],Bohn 等对蒸汽冷却燃机叶片进行了叶栅风洞实验^[3],结果表明,在相同的燃烧温度下,与空气冷却技术相比,采用闭式循环蒸汽冷却技术可以提高冷却效率,联合循环电站的效率提高了 1.5%。

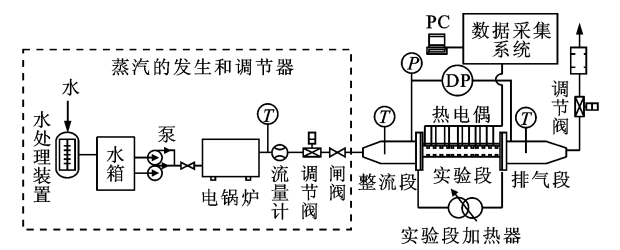
为了强化传热,通常在燃机叶片内冷通道与压力面和吸力面对应的内壁上浇铸肋片,这样实验研究中可将燃机叶片的内冷通道模化为相对壁面上带肋的矩形通道^[4]。Han 等研究了带肋矩形通道中空气的流动和换热过程,分析了通道的宽高比和各种肋片几何参数对换热效果的影响^[5-7],结果显示,倾斜肋片的强化换热效果优于垂直肋片,带肋面传热系数比光滑通道提高了 2 到 3 倍,同时压降是光滑通道的 3~18 倍。陶文铨等研究了空气在渐扩和渐缩方形通道中的传热和压降特性^[8]。Liu 等实验研究了蒸汽在带肋通道中沿通道轴向和径向的换热系数分布^[9-11]。

上述研究大部分是以空气为冷却介质的,以蒸汽为冷却介质的叶片内冷通道结构,尤其是处于充分发展段的蒸汽流在叶片内冷通道中的传热和压降特性还有待于进一步研究。本文针对燃气透平叶片的蒸汽冷却问题建立了透平叶片内冷通道实验系统,以及蒸汽冷却带肋矩形通道中传热和压降实验关联式。

1 实验系统

透平叶片内冷通道实验系统主要由蒸汽的发生器和调节器、整流段、带测量仪器的实验段、实验通道加热装置、排气段、数据采集系统和控制系统组成,如图 1 所示。蒸汽由功率为 460 kW 的电锅炉提供,流量由量程为 60~600 kg/h 的涡街流量计测量,流量计的不确定度为 1%。为了模拟透平叶片内冷通道的实际进口流动状态,将整流段与实验通道进口进行连接。实验中加热采用低电压高电流的交流电源加热装置直接进行,加热装置由控制器和变压器组成,最大电流为 4 500 A,最高电压为 7.5 V,最大功率为 25 kW。实验段进、出口安装了气动调节阀,以控制蒸汽的流量和压力。实验段进、出口蒸汽温度采用校核过的直径为 3 mm 的 E 型铠装热电

偶测量,热电偶分别布置在实验段的上游和下游的蒸汽流通截面中心处,不确定度为 0.2 ℃。蒸汽流过实验通道后排入大气。

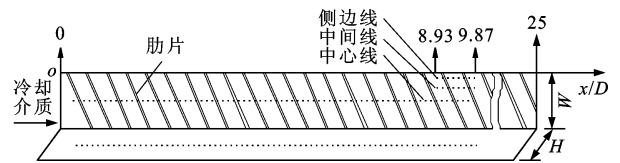


T:温度测点;P:压力测点;DP:差压变送器
图 1 透平叶片内冷通道实验系统

重型燃机设计中叶片内冷通道几何结构常模化为 10 个具有不同肋角度和宽高比(W/H)的矩形实验通道,详细几何尺寸见表 1。实验通道的材料为 3 mm 厚的不锈钢(1Cr18Ni9Ti),在顶面和底面(通道的宽边)这 2 个相对内壁面上分别加工了肋角度 α 为 90°、60°、45°、30° 周期排列的肋片。肋间距 p 和肋高 e 之比为 10,通道长度 L 为 1 000 mm。在通道表面关键位置布置了 90 个直径为 0.3 mm 的 E 型热电偶,以测量带肋面和光滑面的局部平均温度。热电偶的位置如图 2 所示,详情请参见文献[9]。每个实验通道均布置 2 个压力测点,分别位于 $x/D=5.41$ 和 $x/D=18.07$ 处, $D=2WH/(W+H)$ 为通道水力直径,测点压力采用精度等级为 0.075% 的 NCS-PT105II 型差压变送器测量,量程为 0~1.5 kPa。

表 1 实验通道几何尺寸

通道编号	$W \cdot H^{-1}$	$W \times H$ /mm×mm	e /mm	D /mm	$\alpha/(^{\circ})$
I, II	1	40×40	1.9	40.00	60, 45
III, IV	2	80×40	2.5	53.33	60, 90
V, VI	1/2	40×80	2.5	53.33	60, 45
VII, VIII	4	80×20	2.5	32.00	30, 45
IX, X	1/4	20×80	2.5	32.00	60, 45



图中点为热电偶位置
图 2 热电偶布置

所有温度、压力和流量信号均由横河公司的 MX100 系统采集,转换后送入计算机进一步处理。实验工况参数由控制系统控制。为了减小环境对系

统换热的影响,所有设备及管路均敷设 50 mm 厚的硅酸铝保温层。

实验工况如下: $Re=10\ 000\sim 80\ 000$,壁面的热流密度 q 为 5 kW/m^2 ,蒸汽在实验段进口的压力和温度分别为 0.3 MPa 和 $164\text{ }^\circ\text{C}$ 。

2 数据处理

假定从通道传递给蒸汽的热流密度是均匀分布的,则

$$q = (Q_{\text{el}} - Q_{\text{loss}})/A \quad (1)$$

式中: Q_{el} 为对实验通道加热的电功率; Q_{loss} 为散热损失; A 为通道换热面积。散热实验结果表明,本文中最大的热损失小于总输入热量的 5%。

局部换热系数

$$h_x = q/(T_{w,x} - T_{b,x}) \quad (2)$$

式中: $T_{w,x}$ 、 $T_{b,x}$ 分别为距离实验通道进口 x 处的局部壁面温度和局部蒸汽主流温度。假定蒸汽温度沿流动方向线性变化,则

$$T_{b,x} = T_{\text{in},c} + \frac{(Q_{\text{el}} - Q_{\text{loss}})s}{Lmc_p} \quad (3)$$

式中: $T_{\text{in},c}$ 为实验通道进口的蒸汽温度; c_p 为蒸汽比热容; m 为蒸汽质量流率。

根据蒸汽在通道充分发展段的压降和流速可计算平均摩擦因子,即

$$f_a = \frac{\Delta P D}{2\rho V^2 \Delta l} \quad (4)$$

式中: ΔP 为充分发展区域 $5.41 < x/D < 18.07$ 的压降; Δl 为 2 个压力测点间的轴向距离。

平均斯坦顿数 St 由平均努塞尔特数 Nu_a 确定,即

$$St = \frac{Nu_a}{RePr} \quad (5)$$

式中: $Re = mD/(\mu WH)$;普朗特数 $Pr = (\mu c_p)/\lambda$, λ 为蒸汽的导热系数。

基于换热和摩擦类比定律,Han 提出了如下摩擦粗糙度函数 $R^{[5]}$ 及关联肋肋矩形通道内斯坦顿数的换热粗糙度函数 $G^{[6]}$

$$R = \left(\frac{2}{f_a}\right)^{1/2} + 2.5 \ln\left(\frac{2e}{D} \frac{2W}{W+H}\right) + 2.5 \quad (6)$$

$$G = R(e^+) + \frac{(f_a/2St) - 1}{(f_a/2)^{1/2}} \quad (7)$$

式中:粗糙度雷诺数 $e^+ = (e/Dh)Re(f_a/2)^{1/2}$ 。

上述公式中,所有流体的定性温度均为稳态下蒸汽进、出口温度的平均值。采用 Kline 和 Mc-Clintock 方法^[12]分析实验结果的误差,得出 Nu_a 和

f_a 的最大不确定度分别为 6.4% 和 6.0%。

3 实验结果分析

在对 10 个带肋矩形通道进行实验之前,先对一光滑通道进行了测试,并将实验获得的传热系数和摩擦系数与 Dittus-Boelter 及 Blasius 的经典传热和摩擦关联式进行了对比。

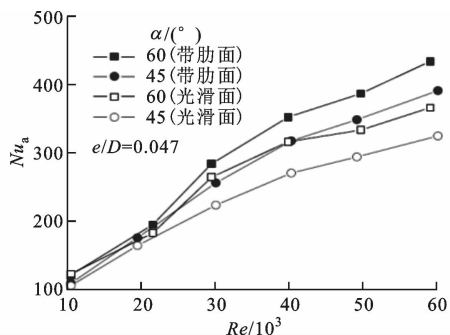
3.1 雷诺数、宽高比和肋角度对传热特性的影响

本文的主要目标是建立充分发展段蒸汽在带肋矩形通道中的传热和摩擦关联式,因此充分发展区 ($x/D > 4.4$) 带肋面和光滑面上的局部努塞尔数 Nu 取其算术平均值,可获得平均努塞尔数 Nu_a 。为了定量确定通道传热强度,采用蒸汽的 Nu_a 与 Dittus-Boelter 光滑通道内充分发展段努塞尔数之比进行,即

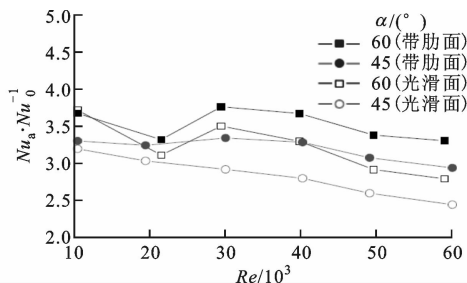
$$\frac{Nu_a}{Nu_0} = \frac{hD/\lambda}{0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}} \quad (8)$$

式中: $Nu_a = hD/\lambda$ 。

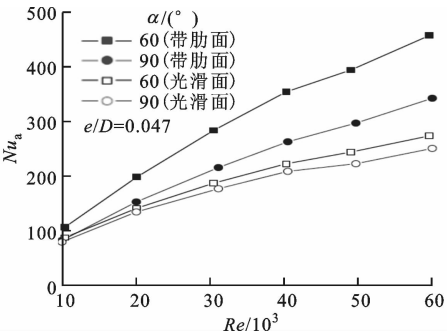
在 10 个带肋通道中蒸汽的 Nu_a 和 Nu_a/Nu_0 随雷诺数、宽高比和肋角度的变化如图 3 所示。由图 3 可见,带肋通道中蒸汽的 Nu_a 随 Re 的增加快速增大,这是热边界层的扰动随 Re 增强的缘故。此外,传热系数的提高也归功于斜置肋片引起的流体分离、再附着及横向二次流现象。在相同的带肋通道中,带肋面的 Nu_a 始终大于光滑面, Nu_a/Nu_0 随 Re 的增大而下降,与文献[13]结果一致,这是随着 Re 的增大,流体分离和再附着的距离增大的缘故。



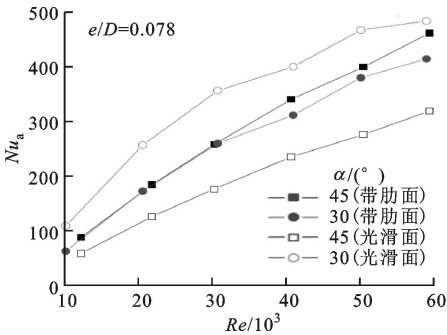
(a) $W \cdot H^{-1} = 1$ 时 45° 、 60° 通道的 Nu_a



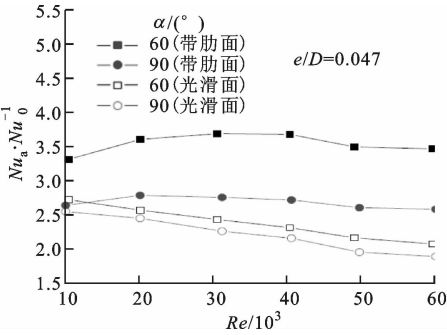
(b) $W \cdot H^{-1} = 1$ 时 45° 、 60° 通道的 Nu_a/Nu_0



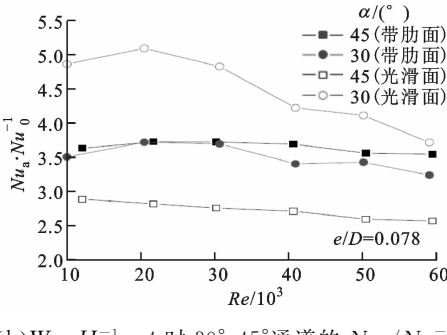
(c) $W \cdot H^{-1}=2$ 时 60° 、 90° 通道的 Nu_a



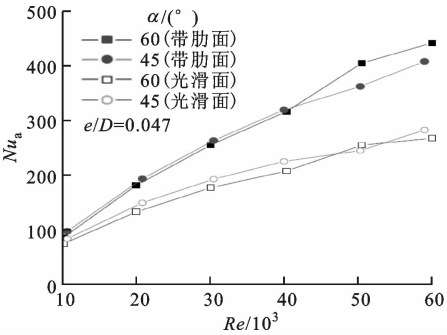
(g) $W \cdot H^{-1}=4$ 时 30° 、 45° 通道的 Nu_a



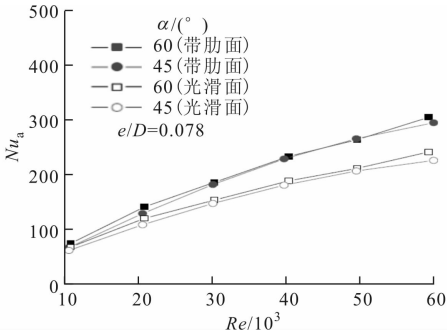
(d) $W \cdot H^{-1}=2$ 时 60° 、 90° 通道的 Nu_a/Nu_0^{-1}



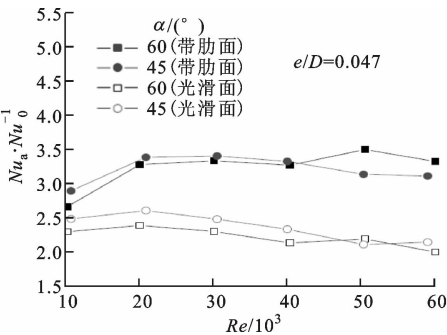
(h) $W \cdot H^{-1}=4$ 时 30° 、 45° 通道的 Nu_a/Nu_0^{-1}



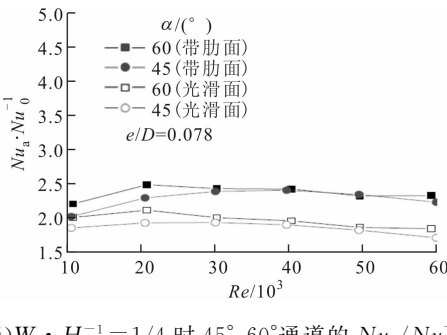
(e) $W \cdot H^{-1}=1/2$ 时 45° 、 60° 通道的 Nu_a



(i) $W \cdot H^{-1}=1/4$ 时 45° 、 60° 通道的 Nu_a



(f) $W \cdot H^{-1}=1/2$ 时 45° 、 60° 通道的 Nu_a/Nu_0^{-1}



(j) $W \cdot H^{-1}=1/4$ 时 45° 、 60° 通道的 Nu_a/Nu_0^{-1}

图 3 不同宽高比和肋角度下 10 个通道的 Nu_a 和 Nu_a/Nu_0 随 Re 的变化

在通道宽高比一定的条件下, Nu_a 的变化与肋角度直接相关。当 $Re=10\ 000\sim80\ 000$ 时, $\alpha=60^\circ$ 的带肋通道中 Nu_a/Nu_0 最大, $\alpha=45^\circ, 30^\circ$ 的 Nu_a/Nu_0 为其次, $\alpha=90^\circ$ 的 Nu_a/Nu_0 最小。这是因为当 $\alpha=60^\circ$ 时, 肋片引起的二次流强化了传热, 而 $\alpha=90^\circ$ 时不会产生二次流。

通道宽高比为 4 时 Nu_a 最大, 宽高比为 1、1/2 时 Nu_a 为其次, 宽高比为 1/4 时 Nu_a 最小; 宽高比从 1/2 增加到 4 时, 矩形通道的 Nu_a 增加了 35%。这是因为随宽高比的增大, 带肋壁面的长度增加, 带肋壁面占总内壁面的比例提高, 流体分离、再附着及二次流对蒸汽的扰动增强, 传热随之增强。

3.2 雷诺数、宽高比和肋角度对摩擦特性的影响

带肋通道传热增强总是伴随着压降增大。为了控制冷却通道中蒸汽的压降, 应该进行摩擦特性研究。式(4)与 Blasius 充分发展的湍流在光滑圆管内摩擦因子之比为平均摩擦系数, 即

$$\frac{f_a}{f_0} = \frac{f_a}{0.046Re^{-0.2}} \tag{9}$$

10 个矩形通道的平均摩擦因子 f_a 随 Re 、宽高比和肋角度的变化如图 4 所示。由图 4 可见, f_a 几乎不受 Re 的影响, 这与文献[6]结果一致。平均摩擦系数比 f_a/f_0 的变化如图 5 所示。由图 5 可见, 带肋通道中蒸汽的 f_a/f_0 均随 Re 的增加而增大, 这是因为 f_0 随 Re 减小的缘故。由图 5 还可见, Re 对 f_a/f_0 的影响逐渐减小。

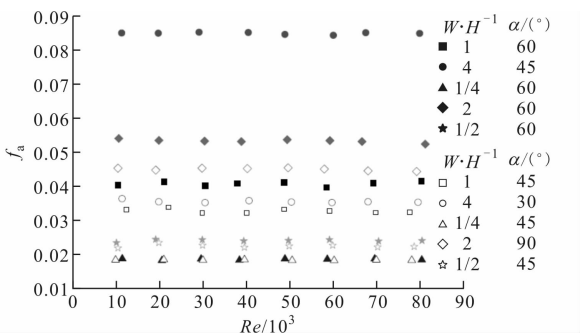


图 4 10 个矩形通道的平均摩擦因子 f_a 随 Re 、宽高比和肋角度的变化

对于宽高比分别为 1、1/2、1/4 的通道, $\alpha=60^\circ$ 时的 f_a 比 $\alpha=45^\circ$ 时分别提高了 24.7%、7.3%、1.1%。相同的 Re 下, f_a/f_0 最大值出现在 $\alpha=45^\circ$ 、宽高比为 4 时。 α 对 f_a/f_0 的影响随通道宽高比的增大而增大, 当宽高比为 1/4、 $\alpha=45^\circ, 60^\circ$ 时, f_a/f_0 最小。对于宽高比为 2 的矩形通道, $\alpha=60^\circ$ 时的 f_a/f_0 比 $\alpha=90^\circ$ 时提高 18.7%。对于宽高比为 4

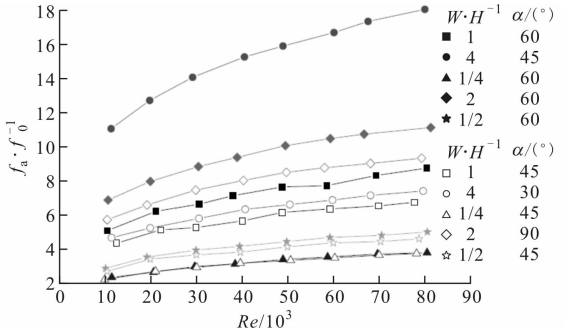


图 5 平均摩擦系数 f_a/f_0 随 Re 、宽高比和肋角度的变化

的矩形通道, $\alpha=45^\circ$ 时的 f_a/f_0 比 $\alpha=30^\circ$ 时提高 140%。对于 $\alpha=60^\circ, 45^\circ$ 的通道, 当宽高比从 0.25 增大到 4 时, f_a/f_0 提高 4.7 倍。这主要是随着宽高比增大, 带肋壁面占内壁面总面积的比例增大, 导致摩擦阻力增强。

3.3 传热与摩擦特性关联式

基于传热和摩擦相似定律, 通过对蒸汽在 10 个带肋通道中的 80 组实验数据运用多元线性回归方法, 拟合出反映 Re 和通道结构参数的变化对传热和摩擦特性影响的关联式。带肋面和光滑面的传热粗糙度函数分别为

$$G = 1.434\ 9(W/H)^{0.029\ 9}(\alpha/90^\circ)^{0.267}(e^+)^{0.418\ 7} \tag{10}$$

$$G_0 = 1.496\ 8(W/H)^{-0.046\ 6}(\alpha/90^\circ)^{0.723\ 9}(e^+)^{0.502} \tag{11}$$

从实验关联式(10)、(11)获得传热粗糙度后, 对于给定的 e/D 、 P/e 、 α 、 W/H 、 Re , 联合式(5)~式(7)计算得到 St 。 G 和 G_0 的预测与实验对比如图 6 和图 7 所示。结果显示: 带肋面传热关联式在 $\pm 15\%$ 的误差范围内能涵盖 92.5% 的实验数据, 平均误差为 7.35%; 光滑面传热关联式在 $\pm 15\%$ 的误差范围内能涵盖 92.5% 的实验数据, 平均误差为 6.59%。

对于充分粗糙段($e^+=70\sim1\ 400$), f_a 与 e^+ 无关, 见图 8, 因此摩擦粗糙度函数 R 不包含 e^+ , 即

$$R = 1.672\ 9(W/H)^{0.476\ 4}(\alpha/90^\circ)^{-0.411\ 5} \tag{14}$$

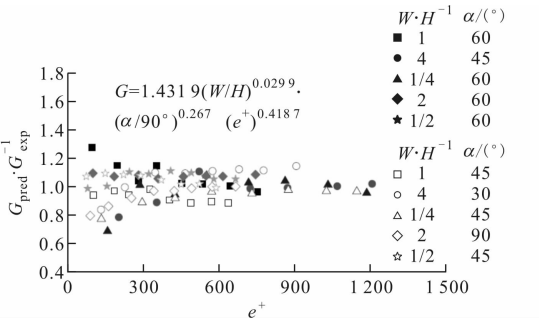


图 6 带肋面传热关联式误差

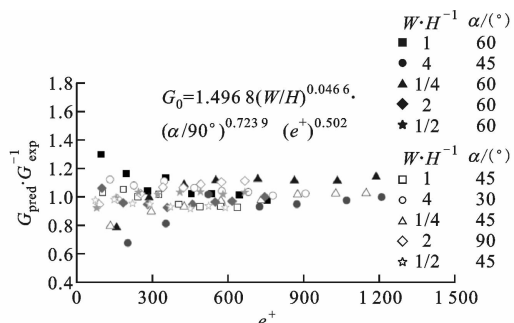


图7 光滑面传热关联式误差

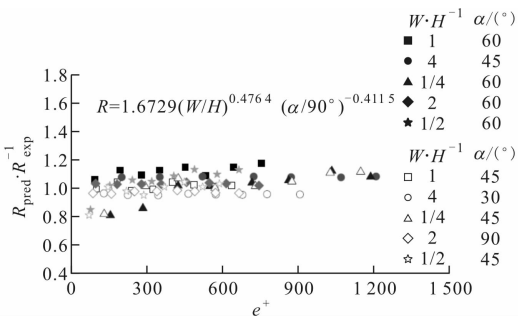


图8 摩擦特性关联式误差

4 结论

本文实验研究了肋角度、通道宽高比和 Re 对蒸汽冷却矩形带肋通道传热和摩擦特性的综合影响,得出以下结论。

(1)随着 Re 的增大,带肋通道中蒸汽的 Nu_a 迅速增大,但 Nu_a/Nu_0 呈缓慢下降趋势。 f_a 几乎与 Re 无关,为一定值。带肋通道中蒸汽的 f_a/f_0 随 Re 的增大而增大, Re 对 f_a/f_0 的影响逐渐减小。

(2)当 $\alpha=60^\circ$ 时,传热系数和摩擦因子均最大,这是因为斜置肋片在 $\alpha=60^\circ$ 时的二次流最强。肋角对 f_a/f_0 和 Nu_a/Nu_0 的影响随通道宽高比从 4 变化到 1/4 而逐渐减弱。

(3)蒸汽在矩形通道中的 Nu_a 和 f_a 均随通道宽高比的增加而增大。当宽高比从 1/4 增加到 4 时, Nu_a 约增大 35%, f_a/f_0 约增大 4.7 倍,这是因为带肋面的宽度增大对蒸汽的扰动增强的缘故。

(4)反映雷诺数、肋角度和通道宽高比影响的传热和摩擦特性关联式,可应用于燃机叶片蒸汽冷却通道设计。

参考文献:

[1] FACCHINI B, INNOCENTI L, CARNEVALE E. Evaluation and comparison of different blade cooling solutions to improve cooling efficiency and gas turbine performances, 2001-GT-0571 [R]. New York, USA: ASME, 2001.

[2] JORDAL K, TORISSON T. Comparison of gas turbine cooling with dry air, humidified air and steam, 2000-GT-0169 [R]. New York, USA: ASME, 2000.

[3] BOHN D, REN L, KUSTERER K. Investigation of the steam-cooled blade in a steam turbine cascade [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(5):673-682.

[4] 杜达·韩勤勤·桑地普,艾卡德·斯瑞纳斯. 燃气轮机传热和冷却技术 [M]. 程代京,等译. 西安:西安交通大学出版社,2005:1-15.

[5] HAN J C, PARK J S. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1988, 31(1):183-195.

[6] RALLABANDI A P, YANG H, HAN J C. Heat transfer and pressure drop correlations for square channels with 45 deg ribs at high Reynolds numbers [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2009, 131(7):071703.

[7] TANDA G. Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45° angled rib turbulators on one/two walls [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(5):1081-1090.

[8] WANG L B, TAO W Q, WANG Q W, et al. Experimental study of developing turbulent flow and heat transfer in ribbed convergent/divergent square ducts [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(6):603-613.

[9] LIU J, GAO J, GAO T, et al. Heat transfer characteristics in steam-cooled rectangular channels with two opposite rib-roughened walls [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1):104-111.

[10] LIU Jiazeng, GAO Jianmin, GAO Tieyu, et al. Heat transfer in narrow rectangular channels with rib turbulators [J]. Advanced Materials Research, 2011, 354/355:1245-1251.

[11] LIU Jiazeng, GAO Jianmin, GAO Tieyu. Forced convection heat transfer of steam in a square ribbed channel [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(4):1291-1298.

[12] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing experimental uncertainties in single-sample experiments [J]. Mech Eng, 1953, 75(1):3-8.

[13] ZHANG Y M, GU W Z, HAN J C. Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1994, 116(1):58-65.

(编辑 苗凌)