

DOI: 10.7652/xjtuxb201711007

燃气透平叶片树状分形内冷微通道的 换热特性实验研究

税琳棋¹, 黄博¹, 董坤坤¹, 史晓军², 李法敬²

(1. 西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 710048, 西安;

2. 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: 针对燃气透平叶片内部对流冷却特点, 基于能量输运原理和分形几何理论生成了适用于叶片内部流体输运的分形网络, 并设计了 4 级 T 型树状分形分叉微通道内冷结构。在建立的透平叶片内冷微通道对流冷却实验平台上, 研究了通道进口雷诺数和加热功率对空气的努塞尔数、摩擦系数和强化换热因子的影响。结果表明: 当雷诺数从 194 增大到 19 400 时, 空气的平均努塞尔数增大 148.5%, 摩擦系数从 0.78 减小到 0.009, 最大强化换热因子在通道进口雷诺数为 17 300 时获得; 加热功率从 10 W 增大到 110 W 时, 平均努塞尔数降低 35.9%, 而摩擦系数几乎不变, 加热功率为 10 W 时具有最佳的强化换热特性; 分叉结构耦合共轭传热效应显著提高了第 2、第 3 级微通道的当地努塞尔数; 相比于前 3 级通道, 末级通道的换热性能受雷诺数和加热功率的影响更为突出。

关键词: 燃气透平; 叶片内冷; 树状分形微通道; 强化换热特性; 实验研究

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)11-0043-08

Experimental Research on Heat Transfer Characteristics of Fractal Tree-Like Microchannel for Cooling Gas Turbine Blade

SHUI Linqi¹, HUANG Bo¹, DONG Kunkun¹, SHI Xiaojun², LI Fajing²

(1. Faculty of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;

2. State Key Laboratory for Manufacturing System Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Following energy transport principle and fractal geometry theory, the fractal network fitted for the fluid flow transport in the blade internal passages was generated, and the fractal tree-like branching microchannel was designed as an internal cooling structure for turbine blade. In the experiment system of convection cooling for gas turbine internal microchannel, the effects of inlet Reynolds number and heating power on the Nusselt number, friction factor and enhancement heat transfer factor of air flow were investigated. The results reveal that as Reynolds number ranges from 194 to 19 400, the average Nusselt number of air increases by 148.5%, the friction factor decreases from 0.78 to 0.009 and the maximum value of enhancement heat transfer is obtained at inlet Reynolds number=17 300. When the heating power ranges from 10 W to 110 W, the average Nusselt number reduces by about 35.9%, the friction factor changes slightly and the best enhancement heat transfer factor is observed at $P=10$ W. The local Nusselt numbers of the first and second level microchannel are greatly promoted by the branching

structure in combination with the conjugation heat transfer effects. In comparison of the first three levels microchannels, the heat transfer performance of the last level microchannel is more obviously affected by Reynolds number and heating power.

Keywords: gas turbine; blade internal cooling; fractal tree-like microchannel; heat transfer enhancement; experimental study

蛇形带肋通道强化对流换热冷却技术是燃气轮机透平叶片内部冷却(内冷)最常用的方式之一^[1-2]。在蜿蜒的叶片内部通道中,冷却工质在不断吸收并带走叶片外部高温壁面热量的同时,工质自身的温度也在不断升高,这将使工质沿流向的换热能力不断减弱,从而导致叶片壁面出现温度分布不均匀以及温度梯度过大、热应力集中的问题^[3-4]。此外,在通道相对两侧浇铸的扰流肋片虽然能够强化对流换热过程,但也显著增大了流动的摩擦阻力。针对上述问题,许多学者致力于叶片传统内部冷却方案的优化设计以及更加高效的先进叶片内冷技术的基础研究,以推动未来高性能燃气轮机的发展^[5-7]。

自然界普遍存在的树状分叉网络系统,例如动物的呼吸系统、循环系统,植物的输运导管系统等,它们经历了长期自然选择和进化,是一种经过时间检验的优化结构,具有能量消耗小、流动阻力低、质能交换效率高等特点^[8]。将树状分叉网络结构用于叶片的内部冷却,可以降低叶片内冷通道的流动阻力损失,有效改善叶片金属温度场分布不均匀的现象。

树状分叉微通道具有独特的流动和换热优势,已经在生物技术和医学工程、微机电以及微电子工程等领域广泛应用,是当前传热学研究的热点之一^[9-10]。Bejan 等采用构造理论设计的冷却网络,在减小压降的同时提高了冷却的均匀性^[11-12]。Pence 提出了一种类分形树状分叉微通道模型,来提高散热器的热效率,改善温度场分布^[13-14]。陈永平等发现,分支结构带来的二次流效应能有效强化换热,得出 T 型树状分叉微通道具有更好的冷却均匀性和更低的流动压降^[15-16]。王梦等发现,在相同的通道直径和对流换热面积下, Y 形树状分叉微通道具有换热效率高和压力损失低的优势^[17]。

随着精密铸造成形技术和机械加工手段的不断发展 and 成熟,设计加工非常复杂的叶片内部冷却结构已成为可能^[18]。Devore 等将连通叶片内腔的插件和叶片外壁面的气膜孔的气流通路设计为树枝状分叉网络结构,并发现这种通路结构能够减少进气口的数量、有效控制通过叶片的压降、增加空气气膜的有效覆盖面积,从而优化冷却效果^[19]。孙纪宁等

分析发现,微小通道分支结构对提高叶片的综合冷却效率和降低压力损失效果较好。但是,树状分叉通道在透平叶片中的应用几乎未公开报道^[20]。

本文针对叶片内部对流冷却特点,以综合换热因子为优化目标,基于能量输运原理和分形几何理论,建立了树状分形通道的强化对流换热标度准则,设计得到新型树状分形分叉微通道的叶片内冷结构。同时,在高温透平叶片内冷通道对流冷却实验平台上,对一 T 型树状分形分叉微通道中的空气流动和换热机理进行了实验研究,揭示了通道进口雷诺数 Re_{in} 和加热功率 P 对通道换热性能的影响。

1 分形分叉网络理论设计

树状分叉网络具有相似分形的特征,可以根据简单的分叉规则不断生长产生,从而获得叶片内冷通道的网络单元结构。本文研究的对称树状分形单分叉网络的生成方法如下。

(1)如图 1 所示,由上一级通道(母通道)根据分叉角度 θ 分叉出 n 个下一级通道(子通道),然后每个子通道按照相同的规则继续分叉出更多的分叉通道,不断重复这个过程就可以生成一个树状分形分叉网络。在本文研究范围内,令 $\theta = 90^\circ, n = 2$ 。

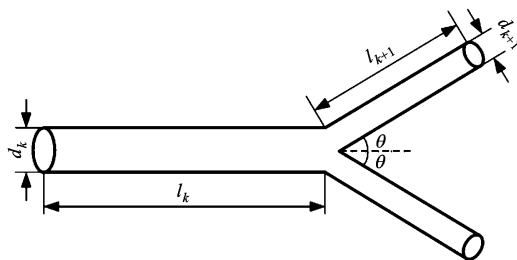


图1 树状分形分叉结构示意图

(2)由于该分叉网络具有分形特征,因此对于任意第 k 级通道而言,有

$$l_k = l_0 \alpha^k \quad (1)$$

$$d_k = d_0 \beta^k \quad (2)$$

式中: l_k 和 d_k 分别表示第 k 级通道的长度和水力直径; l_0 和 d_0 分别表示第 0 级通道的长度和水力直径。 d_k 的计算式为

$$d_k = \frac{2H_k W_k}{H_k + W_k} \quad (3)$$

式中: H_k 和 W_k 分别为第 k 级通道进口处的高度和宽度。

用 α 和 β 分别表示相邻两级通道的长度比和水力直径比,由于在树状分形分叉网络的研究中,对相邻通道长度关系的讨论远不如对直径关系的深入,所以计算中往往近似认为通道长度比与直径比是一致的,即 $\alpha=\beta$ 。

对于单分叉网络,Mandelbrot 指出,上一级通道水力直径 d_k 和下一级水力直径 d_{k+1} 与 d'_{k+1} 之间存在如下关系^[21]

$$d_k = d_{k+1}^\Delta + d'_{k+1}^\Delta \tag{4}$$

式中: Δ 表示通道的直径指数,即直径分布的分形维数。若单分叉网络是对称生长的,则有 $d_{k+1}=d'_{k+1}$, 因此可得

$$d_k = 2d_{k+1}^\Delta \tag{5}$$

(3)树状分形分叉网络的输运特性依赖于它的构造方法。在不同的限定条件下对通道结构参数采取不同的优化原则,可计算得到不同的通道直径指数,从而获得具有不同物理特性的分叉网络结构。在叶片内部冷却结构设计中,通常以强化换热因子 η 兼顾换热效率和压力损失,来全面评价几何结构对流体冷却性能的影响,即

$$\eta = \frac{Nu_a/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{6}$$

式中: Nu_0 为等热流边界下的光滑圆管处于充分发展流动时的努塞尔数,通常 $Nu_0=4.366$; Nu_a 为平均努塞尔数; f 为通道内空气流动的平均摩擦系数

$$f = \frac{\Delta p}{2\rho u^2 \frac{d}{L}} \tag{7}$$

其中 Δp 为通道的进出口压差, L 为通道沿流程的长度, ρ 为空气的密度, u 为流体的平均流动速度; f_0 为光滑圆管内空气层流流动的平均摩擦系数

$$f_0 = \frac{64}{Re} \tag{8}$$

其中 $Re = \frac{\rho u d}{\mu}$ (9)
 μ 为空气的动力黏性系数。努塞尔数 Nu 的表达式为

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} \tag{10}$$

式中: λ 为空气的导热系数; h 为空气的对流换热系数。

对于对称的单分叉树状分形网络,在光滑矩形通道截面以及流体处于不可压缩充分发展层流假设下,任意一个单独分叉的总体积

$$V = \frac{\pi}{4}(l_k d_k^2 + 2l_{k+1} d_{k+1}^2) \tag{11}$$

在保持 V 不变的条件下使 η 最大化,根据 Lagrangian 数乘法得到的优化结果为

$$d_k^2 = 2d_{k+1}^2 \tag{12}$$

即 $\Delta=2$ 。在自然界中,经历漫长时间演化的植物分叉树生长和河流流道分布,它们的直径指数同样为 2。这从侧面印证了本文优化得到的分叉网络具有较好的能量输运特性。根据式(12)得到的直径比例关系设计了实验段的结构,具体的几何尺寸如表 1 所示,其中 S_k 表示第 k 级通道的分叉处横向通道长度。

表 1 树状分形分叉通道几何参数

k	l_k/mm	d_k/mm	H_k/mm	W_k/mm	S_k/mm
0	51.29	2.91	3	2.83	
1	40.72	2.06	3	1.57	18.0
2	32.32	1.46	3	0.96	9.4
3	25.65	1.03	3	0.62	5.0

2 实验系统及装置

如图 2 所示,透平叶片内冷微通道对流冷却实验系统主要由空气气源系统、实验段及其加热系统、数据测量及其采集系统、信号控制系统等组成。由空气气源系统提供的压缩空气经进气整流装置(流动状态稳定)后进入实验段,然后开启实验段加热装置加热流经实验段的空气,待系统稳定后采集所需要的流量、温度和压力数据,由此得到空气流经树状分形分叉微通道的对流换热系数和摩擦系数。实验中使用铝制加热器对实验段的底面进行均匀加热,接触表面涂满高导热硅脂以减小接触热阻。为减少实验过程的热损失,整个实验段及相邻管道均使用厚度为 40 mm 的橡塑保温棉进行包裹。

树状分形分叉微通道实验段分为上盖板和下基板两部分,厚度分别为 1 mm 和 5 mm,均采用 T2 紫铜制作。如图 3 所示,在基板上采用微铣雕刻的方法加工出高度为 3 mm 的分叉通道。盖板和基板采用挂锡焊的方式进行密封,并用 4 个定位螺栓固定在实验台上。

本实验测量系统如图 4 所示。通道进出口处空气气流的温度采用精度为 $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$ 的 OMEGA T 型铠装热电偶进行测量,通道进口处的压力与通道进出口处的压力差采用精度等级为 0.0751 的 ROSE-MOUNT3051 型绝压变送器和差压变送器分别进行测量。盖板上的热电偶详细测点位置如图 5 所

示。沿通道流向一共布置了29个精度为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 的T型热电偶,其中0、2、3级通道分别布置8、5、4个测点,测点间距为5.5~8.3 mm,同时在通道分叉处布置2~3个测点。

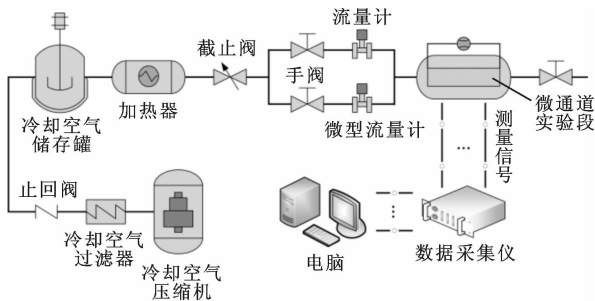


图2 透平叶片内冷通道对流冷却实验系统

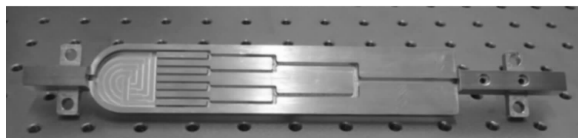


图3 实验段下基板

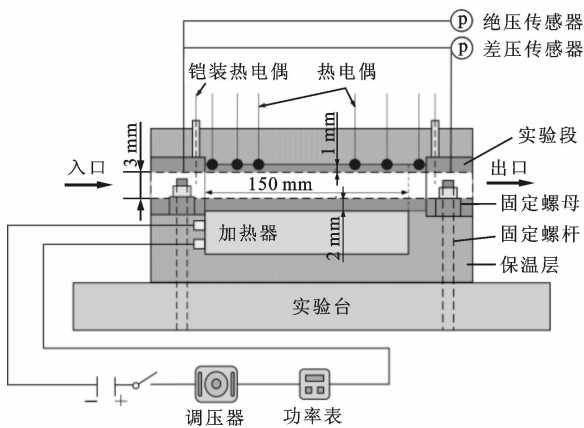


图4 实验测量系统

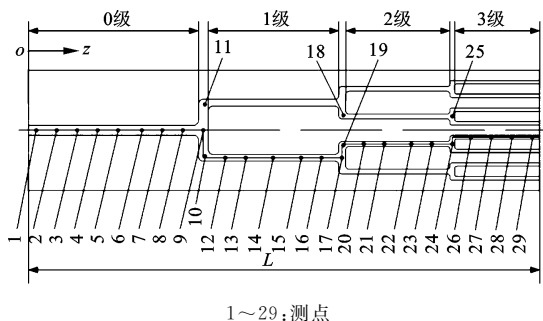


图5 热电偶测点的详细布置图

3 数据处理

处理测量数据时分别取实验段进口截面处的水力直径 d_{in} 和空气的平均流动速度 u_{in} 作为计算的特

征长度和特征流速,因此平均摩擦系数

$$f = \frac{\Delta p}{2\rho u_{in}^2 \frac{d_{in}}{L}} \quad (13)$$

空气的对流换热系数的计算式为

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_b)} \quad (14)$$

式中: A 是通道参与对流换热的接触表面积; Q 是空气流动从通道中带走的热量

$$Q = mc_p(T_{out} - T_{in}) \quad (15)$$

其中 m 为单位时间内测得的通道进口处空气的质量流量, c_p 为空气的比定压热容, T_{in} 、 T_{out} 分别为通道进、出口处空气的平均温度。

壁面温度 T_w 通过热电偶测得, T_b 为热电偶测点处对应的通道内空气的平均温度

$$T_b = T_{in} + \frac{z}{L}(T_{out} - T_{in}) \quad (16)$$

式中: z 为通道中空气流过的距离。

使用Kline和McClintock介绍的方法^[22]来分析实验结果的误差,发现摩擦系数的不确定度为8.5%, Nu 的不确定度为13.5%。

4 结果分析与讨论

4.1 雷诺数对树状分叉微通道换热特性的影响

在树状分叉微通道的换热实验中,根据每级分叉通道的水力直径 d_k 和进口处的速度 u_k ,可计算出空气流动的 Nu 和 Re_k 。0级通道进口处的 Re_0 等于整个实验段进口处的 Re_{in} 。当 P 为20 W,实验段进口处 Re_{in} 分别为548、1 523、5 399、12 792时, Nu 沿流向的变化规律如图6所示。由图可见,不同 Re_{in} 下的换热系数分布较为相似,均呈现出沿流向不断升高的变化趋势。这是由于随着通道级数的增加,通道的对流换热表面积亦随之增大,同时分叉结构使空气在流经每一级接口时将产生流动的分离和回旋现象^[15]。二次流旋涡加强了近壁面气体对高温壁面的冲刷,并与中心区域主流的相互掺混,从而使得空气与高温壁面的换热过程得到强化。

必须注意,当通道尺寸较小、壁面厚度较大,且紫铜壁面的导热系数与空气的相比很大时,壁面的热传导对通道中空气对流换热特性的影响不能忽视。流、固交界面处的共轭效应产生的影响可以从两个方面进行分析:一方面,沿流向的空气截面平均温度和壁面热流密度呈现非线性变化,这将使通道进口段区域的温度差 $(T_w - T_b)$ 增大,出口段区域的温度差减小,从而导致在进口段区域由进口效应而引起的换热增强效果被抑制,通道末端的换热系数

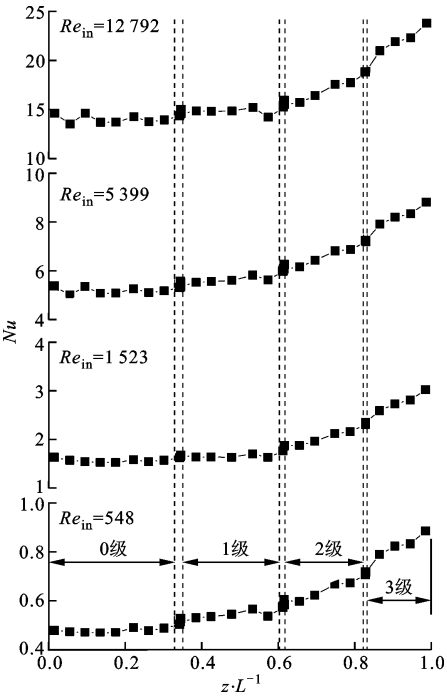


图 6 雷诺数对通道壁面中心线上努塞尔数分布的影响

得到进一步提高^[23];另一方面,高导热率固体具有较为强烈的三维温度匀化作用,这不仅削弱了当地换热系数的高低起伏,使沿流向的换热系数变化趋于平缓,还降低了整体换热系数的平均值。

各级分叉通道和整个通道的 Nu_a 随 Re_{in} 的变化规律如图 7 所示。从图中可以发现:0、1、2、3 级通道的 Nu_a 在 $Re_{in}=194$ 时分别为 0.13、0.15、0.17、0.21,在 $Re_{in}=19\,400$ 时增大为 20.9、20.1、24.8、23.6,即随着 Re_{in} 的增大,各级通道的换热水平分别提高了 156.7%、134.9%、147.6%、161.6%;整个通道的 Nu_a 从 0.16 增大到 23.4 时,换热水平提高了 148.5%。可见, Re_{in} 的变化对末级通道换热性能的影响最为显著。

用实验得到的 Nu_a 与文献[24-25]的微通道换热经验关系式进行比较发现:当 $Re_{in} \leq 11\,000$ 时,实

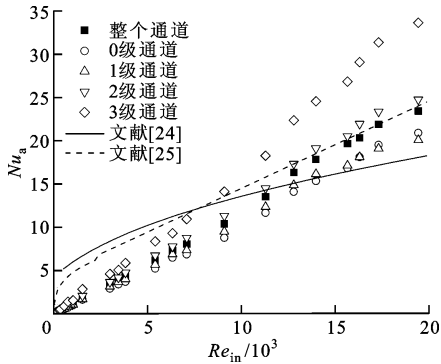


图 7 雷诺数对平均努塞尔数分布的影响

验值低于两个经验关系式的预测值。这是由于在低 Re_{in} 下,固体壁面的三维导热对空气对流换热的影响更加突出,随着 Re_{in} 的增加,这种影响将逐渐被削弱; $Re_{in} \geq 14\,000$ 后,实验值高于文献[24]的预测值,而与文献[25]的预测值吻合较好。

通道内空气流动的 f 随 Re_{in} 的变化规律如图 8 所示。从图中可以看出:随着 Re_{in} 的增大,在层流区域内的 f 下降;当 Re_{in} 从 194 增大到 1 523 时, f 从 0.78 减小到 0.076;当 Re_{in} 增加到 2 988 时, f 升高到 0.093。这是空气的流动状态从层流转变为湍流所致。随着 Re_{in} 的继续增大, f 在湍流区域内呈现出缓慢减小的趋势,当 Re_{in} 从 3 439 增大 19 400 时, f 从 0.071 减小到 0.009。

将本实验得到的 f 与经典关联式 $f_1 = 64/Re$ (层流)和 $f_2 = 0.316Re^{-0.25}$ (湍流)进行比较,发现层流区域的实验数据大于经典关联式的计算值,而旺盛湍流区域的则比经典关联式的计算值小。这说明,在湍流流动阶段,树状分叉通道的流动优化作用愈加显著。

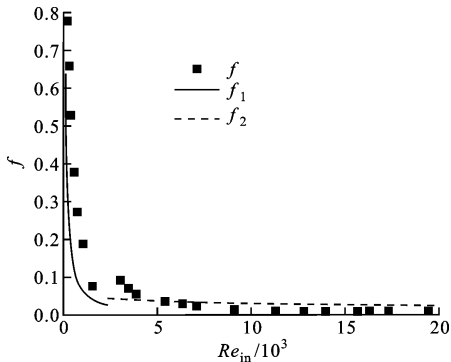


图 8 雷诺数对平均摩擦系数的影响

Re_{in} 对通道内空气流动的强化换热因子的影响规律如图 9 所示。从图中可以看出:随着 Re_{in} 的增加, η 亦随之增大;当 Re_{in} 从 194 增大到 12 800 时, η 从 0.026 迅速增大到 1.28;当 $Re_{in} > 12\,800$ 时, η 的

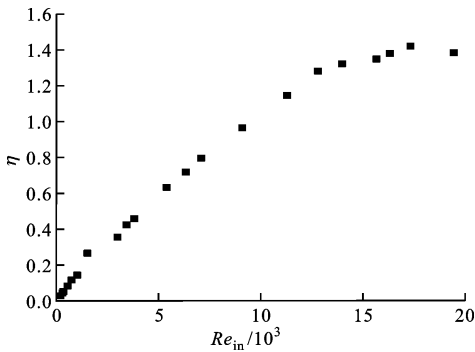


图 9 雷诺数对强化换热因子的影响

增加速率逐渐放缓,其数值在 1.32 到 1.42 之间变化;当 $Re_{in}=17\ 300$ 时, η 获得最大值。

4.2 加热功率对树状分叉微通道换热特性的影响

当 $Re_{in}=13\ 000$, P 分别为 10、40、70、100 W 时,空气的 Nu 沿流向的变化规律如图 10 所示。由图可见,不同 P 下的 Nu 沿流向的变化趋势非常相似。但是,当 P 从 10 W 增大到 100 W 时, $z/L=0.61$ 处空气的 Nu 分别为 18.5、13.9、13.8、13.1, $z/L=0.99$ 处的 Nu 分别增大到 34.8、1.0、19.7、18.6。对这 2 个位置处的 Nu 进行比较,发现从 2 级通道进口到 3 级通道出口,空气的换热水平分别提高了 88.1%、51.1%、43.0%、41.8%。

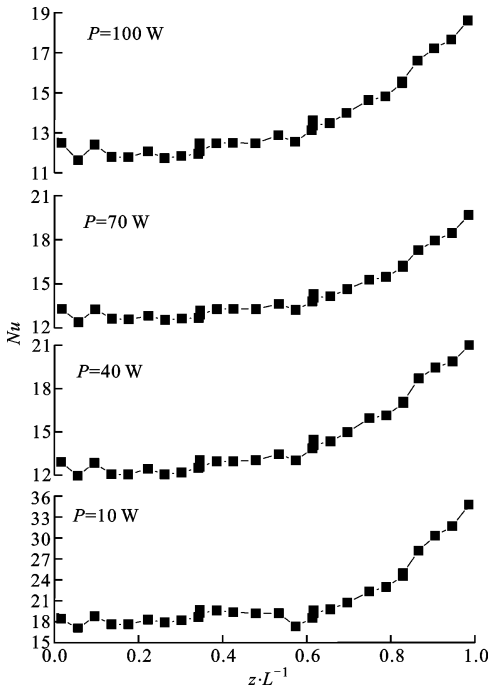


图 10 加热功率对通道壁面中心线上努塞尔数分布的影响

各级分叉通道和整个通道的 Nu_a 随 P 的变化规律如图 11 所示。从图中可以发现:0~3 级通道的 Nu_a 在 $P=10\text{ W}$ 时分别为 18.0、19.3、22.1、31.3,在 $P=110\text{ W}$ 时分别减小到 12.0、12.7、14.5、17.5,即随着 P 的增大,各级通道的换热水平分别降低了 33.3%、34.1%、34.4%、44.1%;整个通道的 Nu_a 从 21.2 减小到 13.6,换热水平降低了 35.7%。可见, P 的变化对末级通道换热性能的影响最为显著。这是由于随着 P 的增大,通道中空气的温度不断升高,使其普朗特数减小、密度减小、动力黏度增大,从而导致自身的对流换热能力不断减弱^[26]。当通道存在分叉结构时,随着分叉级数的增加,每级子通道的个数增多,单个子通道的横截面积减小。在实验段进口质量流量一定的条件下,子通

道的级数越高,流经其中空气的质量流量越小,温度也更容易受到 P 的影响,即 P 越大,高级数通道中的空气温度越高,对流换热能力愈加被削弱。因此,虽然通道分叉的结构能够有效增强空气在高级数通道中的换热能力,但增大 P 将使这种换热强化能力受到抑制。

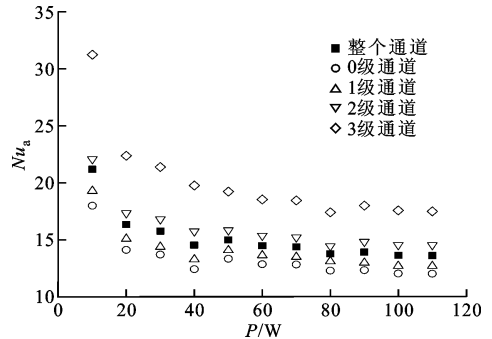


图 11 加热功率对平均努塞尔数分布的影响

2 种 Re_{in} 下 P 对通道内空气流动的平均摩擦系数的影响如图 12 所示。从图中可以看出:当 $Re_{in}=1\ 300$, P 从 20 W 增大到 80 W 时, f 降低了 3.6%;当 $Re_{in}=13\ 000$, P 从 10 W 增大到 110 W 时, f 几乎不变。这意味着,虽然在低 Re_{in} 下 P 的增大会使 f 有所减小,但总体而言, P 的变化对 f 的影响很小。

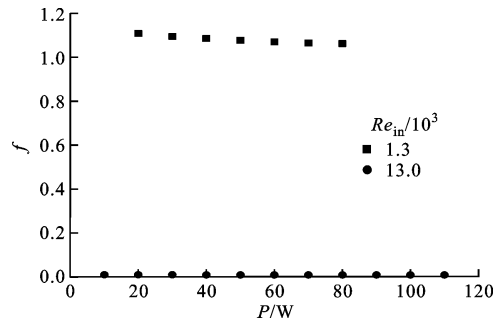


图 12 加热功率对平均摩擦系数的影响

P 对通道内空气流动的强化换热因子的影响如图 13 所示。从图中可以发现,随着 P 的增大, η 逐渐降低,当 P 分别为 10、110 W 时获得最大和最小值,分别为 1.66 和 1.09。

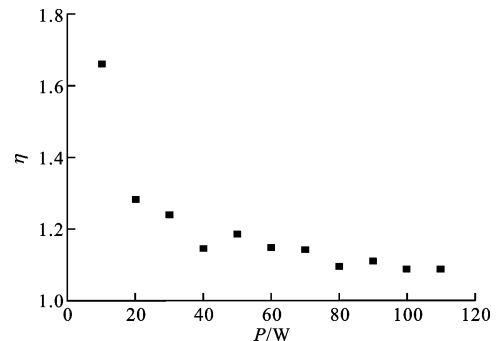


图 13 加热功率对强化换热因子的影响

5 结 论

本文基于能量输运原理和分形几何理论,生成了适用于叶片内部对流冷却的分形网络,从而构建出树状分形分叉微通道的几何模型。在构建的叶片内冷微通道对流冷却实验平台上,对空气的流动和换热特性进行了实验研究,得到的主要结论如下。

(1)各级分叉微通道和整个微通道的 Nu_a 均随着 Re_{in} 的增大而增大,随 P 的增大而减小,其中末级通道的换热性能受工况影响最为强烈。

(2)在分叉结构与共轭传热效应的共同作用下,2~3 级微通道的当地 Nu 沿流线呈现出迅速上升的趋势,同时固体的热传导效应使得低 Re_{in} 下的实验值低于换热经典关系式的数值。

(3)分叉微通道的 f 随 Re_{in} 的增加而减小,在层流区域的实验值大于经典关系式的数值,在湍流区域低于经典关系式的数值,而 P 对 f 的影响很小。

(4) η 随 Re_{in} 的增加而逐渐增大,随 P 的增加而逐渐减小, $Re_{in}=17\ 300$ 和 $P=10\ W$ 时取得极值。

参考文献:

- [1] 韩介勤,杜达,艾卡德. 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,2005:196-246.
- [2] FORSYTH P, McGILVRAY M, GILLESPIE D R H. Secondary flow and heat transfer coefficient distributions in the developing flow region of ribbed turbine blade cooling passages [J]. Experiments in Fluids, 2017, 58(1): 5.
- [3] AMAGASA S, OTOMO F, FUKUYAMA Y. Testing for a steam cooling gas turbine nozzle [C]//JSME Annual Conference. Tokyo, Japan: JSME, 1991: 408-410.
- [4] WANG W, GAO J M, SHI X J, et al. Cooling performance analysis of steam cooled gas turbine nozzle guide vane [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 62(1): 668-679.
- [5] 史晓军,税琳棋,陶小兵,等. 叶片内冷通道中采用汽雾换热或蒸汽换热的实验研究 [J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(12): 3061-3067.
SHI Xiaojun, SHUI Linqi, TAO Xiaobin, et al. Heat transfer experimental investigation of mist/stream or steam within gas turbine blade internal cooling passage [J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2015, 35(12): 3061-3067.
- [6] XU G Q, LIU Y P, LUO X, et al. Experimental in-

vestigation of transpiration cooling for sintered woven wire mesh structures [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 91: 898-907.

- [7] FAN X J, DU C H, LI L, et al. Numerical simulation on effects of film hole geometry and mass flow on vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 112: 472-483.
- [8] SHERMAN T F. On connecting large vessels to small: the meaning of Murray's law [J]. The Journal of General Physiology, 1981, 78(4): 431-453.
- [9] WEST G B, BROWN J H, ENQUIST B J. A general model for the structure and allometry of plant vascular systems [J]. Nature, 1999, 400(6745): 664-667.
- [10] BEJAN A. Constructal law: optimization as design evolution [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2015, 137(6): 061003.
- [11] BEJAN A, ERRERA M R. Deterministic tree networks for fluid flow: geometry for minimal flow resistance between a volume and one point [J]. Fractals, 1997, 5(4): 685-695.
- [12] BEJAN A. Shape and structure, from engineering to nature [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000: 219-223.
- [13] PENCE D V. Improved thermal efficiency and temperature uniformity using fractal-like branching channel networks [C] // International Conference on Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale. New York, USA: Begell House, 2000: 142-148.
- [14] PENCE D V. Reduced pumping power and wall temperature in microchannel heat sinks with fractal-like branching channel networks [J]. Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering, 2002, 6(4): 319-330.
- [15] CHEN Y P, CHENG P. Heat transfer and pressure drop in fractal tree-like microchannel nets [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(13): 2643-2648.
- [16] 陈永平,郑平. 新型分形树状微通道散热器的实验研究 [J]. 工程热物理论, 2007, 27(5): 853-855.
CHEN Yongping, ZHENG Ping. The new fractal tree-like microchannel heat sink experimental study [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 27(5): 853-855.
- [17] WU H H, LI D C, GUO N N. Fabrication of integral ceramic mold for investment casting of hollow turbine blade based on stereolithography [J]. Rapid Prototyping Journal, 2009, 15(4): 232-237.

- [18] 王梦, 吴宏, 徐国强, 等. 微小通道流动换热特性分析及其结构优化 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(5): 994-999.
WANG Meng, WU Hong, XU Guoqiang, et al. Investigation on flow and heat transfer characteristics and optimum structural design in the rectangular microchannels [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5): 994-999.
- [19] DEVORE M A, KAUFMAN E D. Branched airfoil core cooling arrangement; US8449254 [P]. 2013-05-28.
- [20] 孙纪宁, 邓晶, 邓宏武. 涡轮叶片微小通道气膜新型复合冷却结构设计 [J]. 北京航空航天大学学报, 2012, 38(5): 702-706.
SUN Jining, DENG Jing, DENG Hongwu. Structure design of a new cooling system combined microchannel and film cooling in the turbine blade [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012, 38(5): 702-706.
- [21] MANDELBROT B B, PIGNONI R. The fractal geometry of nature [M]. San Francisco, CA: WH Freeman, 1983: 286-287.
- [22] KLINE S J, McCLINTOCK F A. Describing experimental uncertainties in single-sample experiments [J]. Mechanical Engineering, 1953, 75(1): 3-8.
- [23] NONINO C, SAVINO S, DEL GIUDICE S, et al. Conjugate forced convection and heat conduction in circular microchannels [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2009, 30(5): 823-830.
- [24] STEPHAN K, PREUSSER P. Wärmeübergang und maximale wärmestromdichte beim behältersieden binärer und ternärer flüssigkeitsgemische [J]. Chemie Ingenieur Technik, 1979, 51(1): 37-37.
- [25] SHAH R K, LONDON A L. Laminar flow forced convection in ducts [J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 102(2): 431-455.
- [26] 税琳棋, 高建民, 刘加增, 等. 不同冷却工况下 90°带肋通道中蒸汽的强化换热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(9): 6-11.
SHUI Linqi, GAO Jianmin, LIU Jiazeng, et al. Heat transfer intensification of steam for the cooling process in 90° rib rectangular channels [J]. Journal of Xi'an University, 2012, 46(9): 6-11.

(编辑 苗凌)

(上接第 6 页)

参考文献:

- [1] ZHAO J, WANG Z, XI G, et al. Investigation of performance and flow field of a centrifugal compressor under negative pre-swirl [C]// ASME Turbo Expo 2015. New York, USA: ASME, 2015: V02CT42A026.
- [2] COPPINGER M, SWAIN E. Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power & Energy, 2000, 214(2): 153-164.
- [3] MOHSENI A, BRAEMBUSSCHE R A V D, GOLDBAHN E, et al. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2012, 134(2): 2019-2029.
- [4] ZHANG Y, QI D, MAO Y. Experimental investigation and improvement of the inlet guide vane with plate vane in a centrifugal fan [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power & Energy, 2009, 223(4): 401-413.
- [5] 谭佳健, 毛义军, 祁大同, 等. 离心式压缩机可调进口导叶研究综述 [J]. 风机技术, 2006(3): 44-48.
TAN Jiajian, MAO Yijun, QI Datong, et al. Research overview on adjustable inlet guide vane for centrifugal compressor [J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2006(3): 44-47.
- [6] 刘天一, 祁大同, 谭佳健, 等. 导叶通道当量预旋半径对离心压缩机性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(3): 91-94.
LIU Tianyi, QI Datong, TAN Jiajian, et al. Influence of equivalent prewhirl radius of guide vane passage on performance of centrifugal compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(3): 91-94.
- [7] 范朝阳. 某离心式压缩机可调进口导叶叶型研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [8] ZHENG X, HUANG Q, LIU A. Loss mechanisms and flow control for improved efficiency of a centrifugal compressor at high inlet prewhirl [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2016, 138: 101011.
- [9] XI G, ZHAO H, WANG Z. Trailing edge filings and a modified Stodola's slip factor for centrifugal impeller [C]// ASME Turbo Expo 2015. New York, USA: ASME, 2015: V001T09A009.
- [10] SPALART P, ALLMARAS S. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows [J]. La Recherche Aéronautique, 2003, 439(1): 5-21.

(编辑 苗凌)