

管道网络算法在涡轮内冷叶片换热计算中的应用

史亮, 谢鸣, 韩万金, 颜培刚

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 基于管道网络算法的概念, 开发了适用于内冷通道换热计算的程序, 耦合外流场求解程序 HIT3D, 以 Mark II 叶片实验工况 5411 的结果做验证, 传热系数和温度的计算值与实验值有着较好的吻合。在此基础上, 对某型高压涡轮动叶内冷通道的复杂流路, 建立流体网络计算模型。对原型结构吸力面一侧叶顶新增一排气膜孔, 并对前部和后部蛇形通道的两组相邻通道间新增连接起平衡作用的贯通孔各 3 个。改型设计和原型都用开发的管道网络程序计算流动和换热参数。结果显示: 在入口冷气边界条件相同条件下, 相对原型, 改型设计最高温度和平均温度都有 10 K 以上的降低, 叶片吸力面局部高温区集中的状况改有所善。改型设计效果在 CFX 全三维模拟中亦得到证实。

关 键 词: 管道网络算法; Mark II 叶片实验验证; 内冷通道; 贯通孔; 换热计算

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Application of pipeline network algorithm in turbine inner cooling blade heat transfer calculation

SHI Liang, XIE Ming, HAN Wan-jin, YAN Pei-gang

(School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Based on the concept of pipeline network algorithm, the calculation procedure applicable to inner cooling channel heat exchange has been developed. Coupled with external flow field solver HIT3D, the Mark II blades condition 5411 test results were used to verify the validity of pipeline network procedure, showing that heat transfer coefficient and temperature had good agreement with the test values. On this basis, for the complex inner cooling channel flow paths of a certain type of high-pressure turbine rotor blade, a fluid network computing model was established. An exhaust film hole was added to the suction side of blade tip, and the two groups of adjacent passages of the front and rear serpentine channels were connected with three through tubes separately to balance the pressure. Retrofit design and prototype employed pipeline network procedure to calculate flow and heat transfer parameters. Results show that, under the same inlet boundary conditions of cooling air, the maximum temperature and the average temperature have decreased more than 10 K as compared with prototype, and adverse conditions such as concentration of local high temperature on suction side have been improved. The improvement effect has been confirmed through full three-dimensional CFX simulation.

Key words: pipeline network algorithm; Mark II blade test verification;
inner cooling channel; perforation hole; heat transfer calculation

随着高性能燃气涡轮进口温度的不断提高,已经超过当前材料的温度极限^[1],所以对叶片冷却的要求也越来越高。

采用单一冷却方式已经无法满足需要,目前主要研究多种冷却方式的组合。Han 等^[2]的著作综合论述了各种先进的燃气涡轮导热和冷却技术,尤其对复合冷却方法,诸如带肋壁面冲击射流冷却、翅片、槽等综合扰流冷却效用作了介绍。Chiyuki 等^[3]论述了集成半发汗冷却配置在涡轮叶片以及转子冷却上的应用,并以 CFD 方法做高准确度的性能预测。西北工业大学李广超等^[4]研究了旋转状态对带肋和气膜孔内冷通道的影响,为冷气量的计算提供了参考依据。

以典型高压涡轮动叶内冷结构为例,前中后部分别采用气膜、冲击冷却,扰流肋冷却,叉排扰流柱冷却。哈尔滨工业大学许宏博^[5],迟重然^[6]所做的气冷结构设计均为这种形式。该复合结构不仅要求合理分配冷气,有效降低叶片表面温度,而且在减轻质量同时保证叶片运行强度。但其中冷却部件的复杂给设计和计算带来了难度,如果用全三维商用软件做换热分析,为较好描述孔、肋、柱等结构周围的流场,需要布置较多的网格点,致使总的网格数目巨大,计算非常耗时不利于研发工作的开展。

如何用较短时间判断冷却结构设计的好坏,对需要保护的区域采取的措施是否有效,这是研究人员所关心的。管道网络算法是一种抽提复杂流路要素归纳成节点和节流单元构成的网络系统的简化算法,以压力平衡与热平衡为基本算法,结合网络关系确定沿程压力、温度、流量等参数,并可耦合外部黏性流场计算,得到外壁面温度。由于有目的地简化和省略,用该方法计算一个实际叶片的内流场用时以分钟计。General Electric(GE)公司的 Peschiulli 等^[7]集成多学科理论形成一套设计方法,在管道网络算法建模空气冷却系统的基础上耦合多物理场,包括热平衡模型、结构强度模型和气动子模型,计算转子区域温度、压力以及形变,并与实验做对比。北京航空航天大学陶智等^[8]对管道网络算法应用压力修正和热耦合计算,开发程序用于发动机冷却空气流路方案的初步设计,有效地指导参数调整。

本文基于管道网络(下文简称管网)算法,针对蛇形内冷通道建立管网分析模型,结合各种换热结构的经验关联式,快速地计算出内冷通道的温度分布情况,为方案拟定提供设计依据。

1 管网计算的原理和建模方法

管网计算(pipeline network calculation)即管道网络算法,又称为流体网络计算,是由管道内流体一元流动理论出发建立起来的一种计算手段。一些涉及水和气体流动的生产领域,常用该手段解决工程问题,如天然气管道输运和动态流控技术分析^[9],航空发动机滑油系统的建模设计^[10]等。主要原理是将复杂流路简化成节点和节流单元构成的网络系统,依托控制方程,从处理节点和节流单元的流动问题入手扩展到整个网络系统,建立起非线性方程组以确定沿程各截面的流量、压力、温度等平均参数。

美国国家航空航天局(NASA)的 Majumdar 等^[11]基于管网计算开发的 generalized fluid system simulation program(GFSSP)提供了多达 15 种流体的阻力损失数据,可对 11 种以上不同流体的系统做流热分析。Schallhorn 等^[12]用非线性算法求解分支的通流面积,改善流体系统模拟程序 GFSSP 以更精确地模拟压力调节器流路, Papalexandris^[13]将反馈控制算法应用于管网热力计算以提高大规模运算的可行性。北京航空航天大学的侯升平等^[14]把流路系统和固体系统用统一能量方程联系起来形成同一管网,开发程序研究涡轮轮盘的冷却模型。西安交通大学的王松等^[15]在管网算法中应用修正和改进的高斯消去法处理大型稀疏矩阵,计算了某燃气轮机第 2 级静叶和动叶内的冷却空气流通与换热。

本文用该方法计算涡轮叶片冷却结构的换热,是把内冷通道复杂流路简化抽象成一维模型,避开全三维的复杂气热分析,不依赖商用软件便可迅速获得冷气流量、压力、叶片外壁面温度等设计者关心的物理量,缩短了设计周期。

1.1 管网计算的控制方程

对于内冷叶片,考虑工质可压缩性、摩擦、旋转等因素,由力平衡方程、连续性方程 $\sum_j q_{ij} = 0$ 和状态方程联立推导出节流单元动量方程一维形式

$$\left[1 - \left(\frac{q}{A}\right)^2 \frac{RT}{p^2}\right] \frac{dp}{dr} = \frac{p}{RT} r \omega^2 - \frac{RT}{p} \frac{q^2}{A} \frac{d(1/A)}{dr} - \left(\frac{q}{A}\right)^2 \frac{R}{p} \left[\frac{c_f T}{2D_h} + \frac{dT}{dr}\right] \quad (1)$$

式(1)中 D_h 是当量直径, c_f 是摩擦阻力系数。略

4) 普朗特数由 $Pr = c_p \frac{\mu}{\lambda}$ 确定, 式中 μ 为气体动力黏度, λ 为气体导热系数, c_p 为比定压热容。

1.3 不同冷却结构的流阻和换热计算

内冷通道中流阻和换热特性对管网计算至关重要, 能否依托经验公式准确给出摩擦阻力系数和传热系数对于流量和温度的计算精度有较大影响。对于复合冷却结构的出流孔、肋片通道、绕流柱等, 给出相应的摩擦阻力系数和传热系数经验公式。大部分传热系数经验公式为无量纲量努塞尔数 Nu 的表达式, 传热系数 h 根据 $Nu = hl/k$ 推出, 式中 l 为换热面几何特征长度, k 是流体的导热率。

1) 光滑通道流阻按布拉休斯公式计算

$$c_f = \frac{64}{Re} (Re < 2000) \quad (10)$$

$$c_f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} (2000 \leq Re \leq 4000) \quad (11)$$

$$c_f = \frac{1}{(1.8 \lg Re - 1.64)^2} (Re > 4000) \quad (12)$$

光滑通道冷气侧传热系数采用格尼林斯基 Gnielinski 公式, 该关联式综合考虑了温差及长径比, 不仅适用于水力光滑通道, 还可初步估算粗糙通道的换热, 准确度较高。

$$Nu = \left[\frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l_s} \right)^{2/3} \right] c_f \quad (13)$$

式中 $f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}$, $c_f = (T_i/T_w)^{0.45}$, $T_i/T_w = 0.5 \sim 1.5$, l_s 为管长, d 为管径。

2) 带肋通道

以文献[15]中 Han 研究的流阻和换热计算 (Han 方法) 说明。一般倾斜肋矩形通道 (双面肋) 平均摩擦阻力系数 f_r 按下面方法计算:

光滑矩形通道断面摩擦阻力系数

$$f_s = 0.046 Re^{-0.2} \quad (14)$$

四壁肋面通道的断面摩擦阻力系数

$$f = f_r + \frac{H}{W} (f_r - f_s) \quad (15)$$

式(15)中 W 为通道宽, H 为通道高, $2WH/(W+H)$ 为矩形通道当量直径, e 为肋高, P 是肋节距。

定义表面粗糙度雷诺数 $e^+ = \frac{e}{D_h} Re \sqrt{\frac{f}{2}}$, 通用表

面粗糙度函数

$$R(e^+) = \left[\frac{2e}{f} \right]^{0.5} + 2.5 \ln \left[\frac{2e}{D_h} \cdot \frac{2W}{W+H} \right] + 2.5 \quad (16)$$

为进行换热计算, 建立传热表面粗糙度函数与流动表面粗糙度函数的关联式

$$G(e^+, Pr) = R(e^+) + \frac{f/2 St_r - 1}{(f/2)^{0.5}} \quad (17)$$

式中 $St_r = h/\rho v c_p$ 。

倾斜肋矩形通道流动表面粗糙度函数为

$$R(e^+) = [12.3 - 27.07(2\alpha/\pi) + 17.86(2\alpha/\pi)^2] \cdot [(P/10e)^{0.35} (W/H)^m] \quad (18)$$

使用条件

$$0.047 \leq e/D_h \leq 0.078, 10 \leq P/e \leq 20, \\ 1 \leq W/H \leq 4, 1 \times 10^3 \leq Re \leq 6 \times 10^4$$

式中 α 是 $\frac{\pi}{6} \sim \frac{\pi}{2}$ 的肋倾角, $\alpha < \frac{\pi}{2}$ 时 $m = 0.35$,

$W/H > 2$ 时, W/H 设为 2。

此时传热表面粗糙度函数

$$G(e^+, Pr) = 2.24 (W/H)^{0.1} (2\alpha/\pi)^m \cdot (P/10e)^n (e^+)^{0.35} \quad (19)$$

联立式(14)~式(16)和式(18)即可解得 f_r , 再联立式(17), 式(19)解得 h 。

3) 冲击冷却

冲击孔属于光滑通道, 所以可以参照前面式(10)~式(12)计算其流阻损失, 以 Chupp 等^[16]推荐的单排圆形冲击孔为例说明其换热计算经验式。

前缘驻点的努塞尔数

$$Nu_{st} = 0.44 Re^{0.7} \left[\frac{d_c}{p_c} \right]^{0.8} \cdot \exp \left[-0.85 \frac{L_c}{d_c} \cdot \frac{d_c}{p_c} \cdot \left[\frac{d_c}{D} \right]^{0.4} \right] \quad (20)$$

前缘区域 $\left[0 \leq \frac{X}{D} \leq \frac{\pi}{2} \right]$ 的平均努塞尔数

$$Nu_{av} = \left[0.63 Re^{0.7} \left[\frac{d_c}{p_c} \right]^{0.5} \left[\frac{d_c}{D} \right]^{0.6} \right] \cdot \exp \left[\left[-1.27 \frac{L_c}{d_c} \left[\frac{d_c}{p_c} \right]^{0.5} \left[\frac{d_c}{D} \right]^{1.2} \right] \right] \quad (21)$$

使用条件

$$4 \leq p_c/d_c \leq 16, 1 \leq L_c/d_c \leq 10, \\ 1 \leq D/d_c \leq 16, 3000 < Re < 15000$$

式(20)和式(21)中 d_c 是冲击孔径, L_c 是冲击孔到靶面的距离, p_c 是沿叶片径向的孔间距, D 是靶面直径。

4) 尾缘部位的扰流柱结构

流阻按照 Jacob 经验公式计算

$$f_p = \left\{ 0.25 + \frac{0.118}{[(S - d_s)/d_s]^{1.08}} \right\} Re_d^{-0.16} \quad (22)$$

换热按照文献[17]中的 Metzger 公式

$$Nu = 0.135 Re_d^{0.69} \left(\frac{x}{d_s} \right)^{-0.34} \quad (23)$$

式中 x/d_s 为扰流柱流向间距与直径的比. 上面两式的使用条件: $10^3 < Re_d < 10^5$, $1.5 \leq x/d_s \leq 5.0$, $S/d_s = 2.5$, 且扰流柱高度与直径相当.

气膜修正计算: 每次温度平衡的迭代计算完成后都要进行气膜修正计算. 根据气膜孔的压力和温度, 结合实验关联式, 给出每个气膜孔作用的下游范围. 程序中对每个节流单元叶型表面的离散点做修正, 得到掺混了冷气之后的传热系数和燃气温度.

1.4 参数化建模原理

本文几何建模采用了参数化设计, 而且同一套几何参数的控制文件贯穿整个设计流程, 如图2所示. 关键的特征参数变量如扰流肋的肋高、肋间距、肋倾角, 气膜孔的径向、展向位置、出气角等.

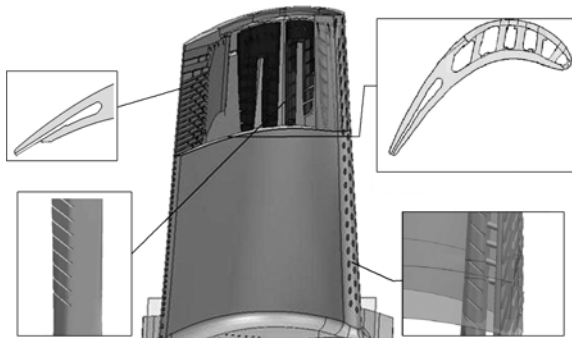


图2 叶片内冷结构参数化建模示意

Fig. 2 Parametric modeling schematic diagram of blade inner cooling structure

前处理部分几何特征参数的改变, 引起划分的节流单元的换热面积和当量直径等的改变. 在运行前处理程序及管网计算程序时读入控制文件, 以改变流动与换热计算关联式的特征参数. 这样使得求解过程模块化, 便于以后调整和修改.

2 管网计算的验证

在计算建模时, 为使求解容易进行做以下假设:

1) 热流量守恒, 即冷气侧壁面热流量都被冷

气带走, 仅有高温区向低温区传导的热流量, 且节流单元背弧和内弧之间、相邻单元间固体的导热都被忽略.

2) 贯通孔、气膜孔和冲击孔按绝热壁面处理, 且每一个孔结构对应一个节流单元^[18].

3) 管网计算所得冷气的压力、流量、温度基于质量平均, 而叶片壁面温度等基于面积平均.

4) 尾缘区域按扰流柱冷却结构近似处理, 主要考虑其中横向流动.

计算验证采用 Mark II 叶片实验数据与管网程序所得结果作对比实现.

2.1 Mark II 叶片计算模型建立

Mark II 叶片是一种典型的高负荷涡轮静叶, 关于其气热特性已有文献[16]公开的实验结果, 其内冷结构只有 10 根冷却管道 (见图3、图4), 建模简单, 较适合作管网计算的验证.

利用自编的几何信息提取程序对叶片内部流体和壁面划分出节流单元, 如图5所示.

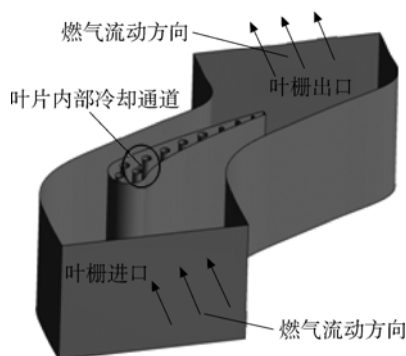


图3 Mark II 叶片叶栅几何模型

Fig. 3 Cascade geometric model of Mark II blade

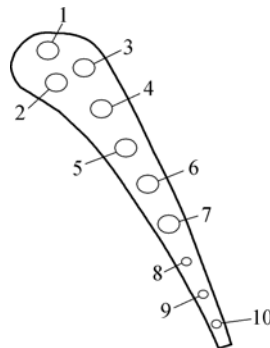


图4 Mark II 叶片内冷通道

Fig. 4 Inner cooling passages of Mark II blade

2.2 边界条件的设置

选取 Mark II 叶片实验工况 5411, 设置叶栅

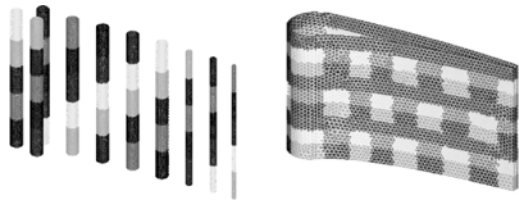


图 5 Mark II 叶片内冷通道和单元划分

Fig. 5 Unit division and inner cooling channel of Mark II blade

主通道进出口工况和内冷通道的直径边界条件 (见表 1 和表 2, 表中 T_{in} 为冷却入口静温, p_{out} 为出口静压, T_w 为壁面温度)。

表 1 叶栅主流通道进出口工况

Table 1 Cascade main flow passage inlet and outlet working conditions

通道位置	参数	数值
进口	总压/Pa	337 097
	总温/K	788
	湍流强度/%	6.5
	黏性比	10
	马赫数	0.19
	雷诺数	5.6×10^6
出口	静压/Pa	175 713
	马赫数	1.04
	雷诺数	2.0×10^6

表 2 10 根内冷通道的直径和边界条件

Table 2 Diameters and boundary conditions of ten inner cooling channels

通道编号	直径/mm	流量/(kg/s)	T_{in}/K	p_{out}/MPa	T_w/K
1	6.3	0.0246	326	0.3533	452.909
2	6.3	0.0237	316	0.3497	423.372
3	6.3	0.0238	322	0.3571	423.798
4	6.3	0.0247	328	0.3647	460.018
5	6.3	0.0233	308	0.3200	473.432
6	6.3	0.0228	305	0.3428	479.608
7	6.3	0.0238	313	0.3587	484.386
8	3.1	0.00775	335	0.7030	500.505
9	3.1	0.00511	330	0.5370	528.908
10	1.98	0.00334	354	1.0199	537.384

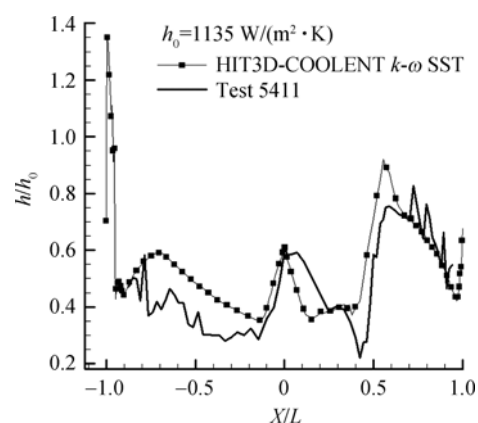
2.3 验证结果

验证主要评估管网计算的涡轮叶片内冷流体的换热特性是否与实验相符合。本部分将三维 HIT3D 程序算得的叶片传热系数作为管网计算程序中叶片外壁的换热边界条件, 即 HIT3D 耦合管网计算程序 COOLNET, 依托 $k-\omega$ shear stress transport(SST) 双方程湍流模型处理近壁附近流体的转捩和分离流动, 实现叶片的换热计算。HIT3D 全三维程序是由哈尔滨工业大学基于有限差分法开发, 适用于结构化叶栅主流通道网格快速计算的软件 CFX 的 SST 模型为软件自带, 而 HIT3D 程序中 $k-\omega$ SST 模型根据软件 CFX 的 SST 模型的说明内容编写。

图 6 中令 L 为叶片轴向弦长, 无量纲参数 X/L 为横坐标, 正值表示压力面(PS), 负值为吸力面(SS), h_0 为参考传热系数, T_0 为参考温度。

图 6(a) 为传热系数曲线, 除吸力面尾缘附近耦合计算结果与实验值相差悬殊外, 其余部分都能与实验数据有较好吻合, 表现在变化趋势相一致, 大部分位置处计算值与实验值的差别在误差范围内。而叶片壁面温度对比显示, 虽然有的地方计算值有比较离散, 耦合计算的结果依然可以描述大体趋势。对于尾缘处所达到的最高温度和变化幅度, 耦合计算值与实验值基本相同。前缘驻点处的温度值也是基本一致。计算值反应出压力面从中间低温处分阶段增长的温度分布, 与实验相符。

所不同的是吸力面前缘附近温度急剧降低, 而计算结果则保持一段恒定后出现局部高温才开始下跌, 在温度云图上显示为 0.4 倍轴向弦长位置处温度偏高的斑块。由于流动转捩在吸力面前缘附近就已经开始, 湍流换热效果好于前面的层流区, 所以降温显著。外流场网格没有在此位置足



(a) 传热系数

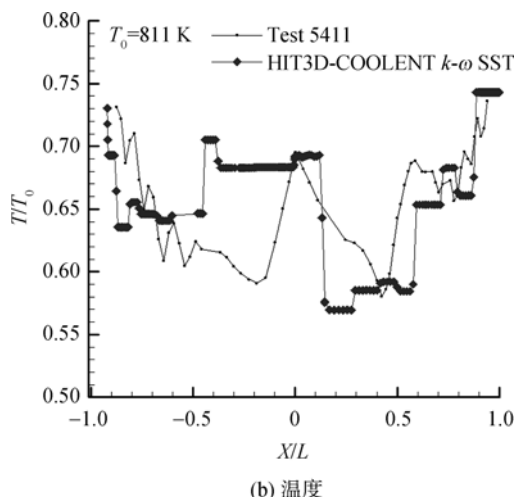


图6 HIT3D-COOLNET 耦合计算的传热系数和温度与 5411 工况实验结果的对比(叶片外壁中径位置处)

Fig. 6 Comparisons on heat transfer coefficient and temperature of HIT3D-COOLNET coupling calculation with 5411 working condition test results (in the middle radical position of blade outer wall)

够加密以描述复杂的转捩和随后的分离流动.而在管网程序中为更准确地描述前缘处流动,更多的横向单元集中于此,而转捩处之后横向单元则变得稀疏,造成相当一段曲率温度变化不大,未能有效反映复杂分离流动对换热产生的影响,准确描述吸力面中间部分的温度降低状况.可见还需进一步合理调整横向单元的分布以及加密网格.

虽然管网耦合结果有些点的数据不能紧密连系,没能反映真实情况的连续过渡,在吸力面前部与实验差别较大,但是总体误差不是很大,已能预测出实际叶片上最高壁温出现的位置和壁温的分布趋势.

图7和图8是同样使用 $k-\omega$ SST 模型的耦合计算以及 CFX 计算处理得到的叶片壁面温度分布云图.

图7上温度分布区块化现象明显,不像实际叶片壁面或是图8中云图自然均匀过渡,可见管

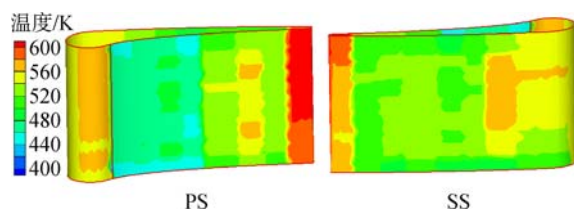


图7 HIT3D-COOLNET $k-\omega$ SST 耦合计算叶片壁面温度云图

Fig. 7 Blade wall temperature contour obtained by HIT3D-COOLNET $k-\omega$ SST coupling calculation

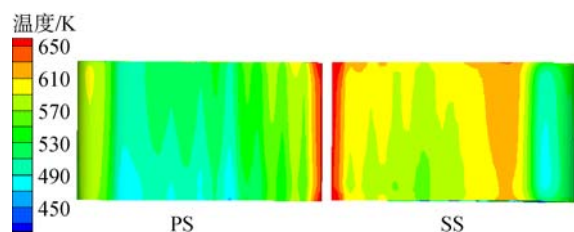


图8 CFX $k-\omega$ SST 计算的叶片壁面温度云图

Fig. 8 Blade wall temperature contour calculated by CFX $k-\omega$ SST calculation

网方法的连续性不好,但是从前缘到尾缘叶片壁温的分布趋势是一致的,在吸力面靠近前缘 0.4 倍轴向弦长都有局部高温带.软件 CFX 所得自叶顶纵贯至叶根,管网耦合程序所得只在中间部分.再由表3定量对比.

从上面数据可知,由于耦合计算的粗糙性,叶片外壁面的最低温度($T_{\min}$)计算值与实际相差 25 K 左右,但程序计算得到的平均温度(T_{ave})和最高温度($T_{\max}$)与实验值相差都在 20 K 以内,可以说较为接近.耦合计算的叶片外壁面传热系数最高值($h_{\max}$)与最低值($h_{\min}$)与实验结果相差悬殊,分别对应吸力面尾缘和压力面中间位置,而传热系数平均值(h_{ave})与实验值的误差(6.07%)相对较小.

验证结果显示 HIT3D 程序与管网程序的气热耦合计算思路是可行的. Mark II 叶片壁面温度与实验值吻合得较好.作为冷却结构的初始预估方法,管网计算具有一定的可靠度.

表3 叶片表面温度与传热系数最高值、最低值及平均值对比

Table 3 Contrasts of the highest value, the lowest value and the average of blade surface temperature and heat transfer coefficient

方法	温度/K			传热系数/(W/(m ² · K))		
	T_{ave}	$T_{\max}$	$T_{\min}$	h_{ave}	$h_{\max}$	$h_{\min}$
HIT3D-COOLNET	544.78	613.24	445.35	600.18	1890.25	64.12
Test 5411	531.64	597.14	470.62	565.82	940.23	249.24

3 管网算法在高压涡轮动叶内冷结构改型设计中的应用

3.1 高压涡轮动叶内冷结构的原型分析

图9所示的高压涡轮动叶内部采用的冷却措施主要有:前缘与叶顶的气膜冷却,前部通道间的冲击冷却,中部带肋通道的强化换热,以及尾缘处类似扰流柱结构的井字型冷却腔。整个结构主要由一前一后两组蛇形通道构建。冷气入口在通道1、通道5下部,到叶顶处连通2个开有气膜孔的弯头 Turn 1 和 Turn 2。Turn 2 连接下行通道6, Turn 1 连接下行通道2。在叶根处,通道2与弯头 Turn 3 相连,通道6与弯头 Turn 4 相连。冷气经 Turn 3 折转流入上行通道3,通道3与通道4间不仅有等间距的冲击孔相连,在叶顶处也相通。通道7与尾缘井字型冷却腔8相连,通道4朝外导出三排前缘气膜孔。冷气主要从前缘气膜孔、叶顶

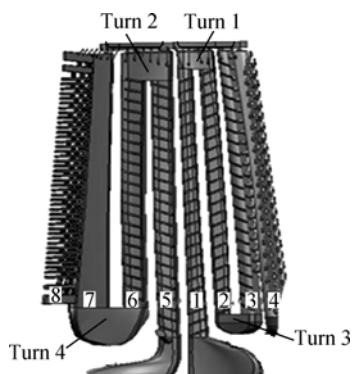


图9 高压涡轮动叶内部冷却结构的原型示意图

Fig. 9 Prototype schematic diagram of high pressure turbine rotor blade inner cooling structure

除尘孔、吸力面气膜孔、结构8后面的尾缝流出,汇入主流燃气。通道1~通道3、通道5、通道6内壁都有30°倾角的倾斜肋。

3.2 改型设计方案及管网建模

图10、图11所示的改型在叶顶吸力侧增设了18个气膜孔,在通道2、通道3之间中上部连通3个贯通孔(GT1),在通道6、通道7之间中上部开设3个贯通孔(GT2)。节点数由207个增至225个,管道网络变得更加复杂。其中GT1直径为4.4 mm, GT2直径为3.1 mm。

3.3 边界条件与计算条件设定

1) 叶栅流道进出口:改型前后叶栅进口保持绝对总温 T_{abs} , 绝对总压 p_{abs} 不变。 T_{abs} 和 p_{abs} 分别为与径向位置相关的总温、总压函数表达式。叶栅出口依旧给定总压 0.6088 MPa。

2) 冷气进出口:进口通道1、通道5的总温总压条件,符合压气机供气工况。原型从商用软件

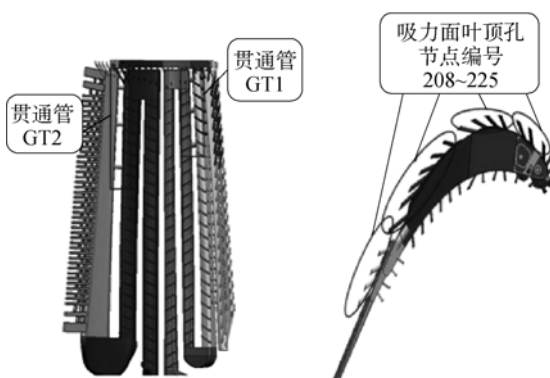


图10 内冷通道改型示意图

Fig. 10 Modified schematic diagram of inner cooling channels

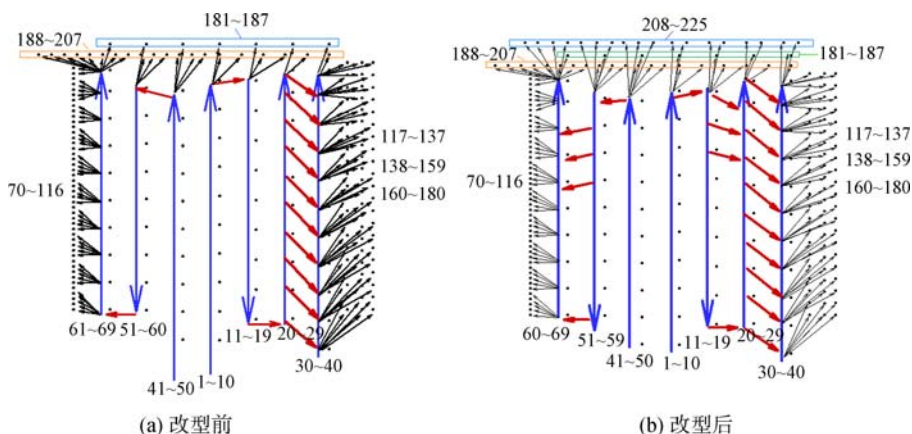


图11 改型前后内冷通道的网络节点示意图

Fig. 11 Network nodes schematic diagram of inner cooling channels before and after modification

CFX 计算所得压力分布云图上提取各出口的平均压力,而改型前,吸力面未开气膜孔时对应位置的压力在 0.78~0.55 MPa 之间,改型时以此为出流压力.为使管网计算有较好初场,部分相同类型的冷气出流设定相同边界,即取平均参数(具体数值见表 4 和表 5).

表 4 冷气进口边界条件

Table 4 Cooling air inlet boundary conditions

参数	进口位置	
	通道 1	通道 5
总压/MPa	1.2	1.3
总温/K	707.51	689

表 5 冷气出口边界条件

Table 5 Cooling air outlet boundary conditions

参数	出口位置				
	前缘 气膜孔	尾缘 孔	顶部 孔	压力 面孔	吸力 面孔
平均静压/ MPa	0.875	0.725	0.725	0.895	0.67

3) 冷气侧壁面:采用同样的方法,从软件 CFX 计算所得提取原型的冷气侧壁面边界条件.各通道壁面平均温度取中径截面的线性平均(见表 6).

4) 叶片外壁面:为计算出叶片外壁面的温度,需给管网程序提供第三类边界条件.为使计算方便,这里的第三类边界条件为主流入口总温 1481 K,叶片外表面传热系数为 $1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

表 6 叶片中径截面内部通道壁面平均温度

Table 6 Average temperature of inner channel wall of blade middle radial section

通道编号	T_{ave}/K	通道编号	T_{ave}/K
1	885.67	5	893.00
2	937.00	6	948.00
3	955.33	7	1076.33
4	933.33	8	1036.00

3.4 计算结果分析

改型前后转速都是 3 000 r/min. 先用管网计算程序的结果对比改型前后冷气的流动和换热特性,再用软件 CFX 全三维的气热计算验证改型的

效果.值得注意的是,无论改型与否,计算一次管网程序所用时间都在 2 min 左右,而软件 CFX 用时超过 2 天.

1) 内冷通道流动特性分析

图 12 中的上、下箭头分别表示上行的通道和下行的通道.当叶片旋转时冷却腔内气体受到离心力和科利奥力,图中表现为经过上行的通道 1、通道 3、通道 4、通道 5、通道 7 时,冷气压力沿流动方向增大.旋转的叶片内部冷气在流向同时受到离心力和摩擦阻力,在上行通道中两者方向相反,因而压力梯度较小,而在下行通道,二者方向相同,压力梯度较大.

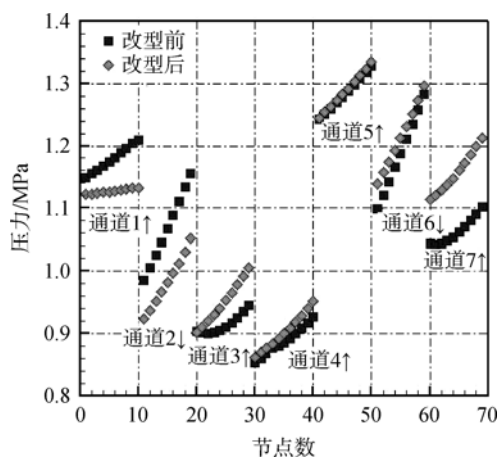


图 12 改型前后节点压力对比

Fig. 12 Node pressure comparison before and after modification

改型前后各通道压力的分布趋势是相同的.而由于新增了叶顶吸力面的气膜孔,各通道越接近叶顶位置,与改型前的压力差别越大.贯通孔的引入使得主通道的冷气重新分配,作用类似于平衡孔,其两侧的通道压力梯度变化明显.进入通道 3 的冷气量增加,压力升高,相比改型前压力梯度在进入端增大明显.同样地,进入通道 7 的冷气量也有了相当程度的增加,压力升高幅度较大.而通道 1、通道 2 的压力低于改型前,压力梯度也整段降低.改型后通道 7 的平均压力增幅最大.

从图 13 可知相对其他通道改型后通道 8 的流阻系数大幅升高.由于通道 8 是流路分叉非常多的复杂“井”字形冷却结构,冷气由此通道排出从径向流变为弦向流,方向发生大的变化,故流阻系数较大.通道 6、通道 7 之间贯通孔的引入使得通道 7 中掺入了弦向的冷气流,增加了旋流.通道 7、通道 8 之间由一排当量直径为 2 mm 的贯通孔

连接,通道 7 内流动状况的微小变化将会引起通道 8 内流动的较大变化,相比改型前通道 8 的流阻系数增大了许多.

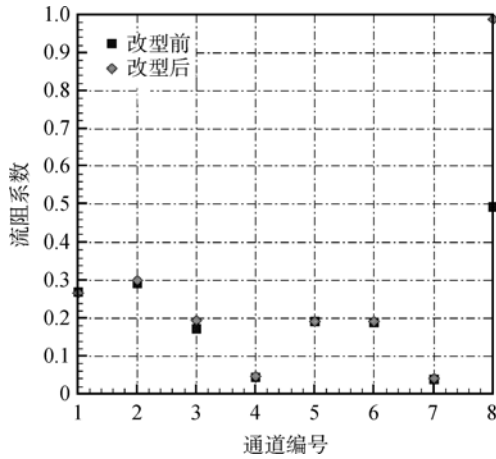


图 13 改型前后各通道平均流阻系数

Fig. 13 Average flow resistance coefficient of every channel before and after modification

图 14 中入口通道的流量提升,而与之相连的下行通道流量大幅降低.随着前部和后部贯通孔的引入,其两侧通道的流量发生变化,上行通道的末端原本沿程降低的流量开始回升.由此,流经冲击孔导入 4 号通道上端的冷气流量增加.

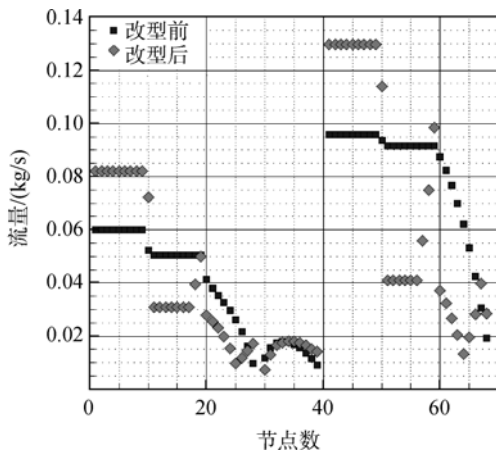


图 14 改型前后各节点的流量分布情况

Fig. 14 Mass flow distribution of every node before and after modification

通道 4 起始部分流量低于改型前,说明该处连通的气膜孔出流量增大,使得叶片最低温度比改型前降低.

2) 内冷通道换热特性分析

从图 15 中可以看出贯通孔的引入使得作用通道温度变化明显.通道 3 中近似斜直线上升的

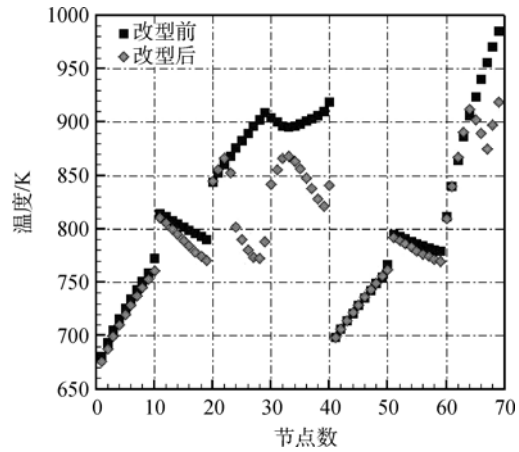


图 15 改型前后内冷通道各节点温度

Fig. 15 Every node temperature of inner cooling channels before and after modification

温度变为先升后降再升的折转型,且转折位置对应 GT1 位置,转折幅度较大,转折点之后温度平均降低约 10 K.通道 7 的 GT2 位置的温度分布也出现转折,但转折幅度较小,降温程度较低,最高温度由 985 K 降到 919 K.

贯通孔 GT1 和 GT2 的设置,使得其上游通道温度较低的冷气与下游通道温度较高的冷气掺混,从而降低了下游上行通道末端的高温.作为入口的通道 1、通道 5,温度梯度几乎不变,而下行的通道 2、通道 6 温度梯度都有所降低.通道 4 温度梯度与改型前相比正好相反,原因是其上游通道的来流温度已经较低,而其上行流量比改型前增加.

3) 叶片壁面温度计算结果分析

由表 7 可知改型后壁面最高温度比原型低 11 K,平均温度比原型稍低,而最低温度比原型降低 17 K.

表 7 最高温度、最低温度以及平均温度的对比

Table 7 Comparison of maximum temperature, minimum temperature and average temperature

状态	$T_{\max}/\text{K}$	$T_{\min}/\text{K}$	T_{ave}/K
改型前	1277	968	1141
改型后	1266	949	1139

图 16、图 17 上面为改型前,下面为改型后,左边是压力面,右边是吸力面.比较图 16 压力面前部,可以得知在通道 2、通道 3 间引入的贯通孔使得相应位置中上部局部高温区削弱,温度分布更加均匀.压力面叶根尾缘区域温度明显降低,与附近区域温差减小.这是贯通孔 GT2 引入后通道

7 冷气量增加的效果. 原型与改型最高温度都在吸力面通道 3 对应径向位置 80% 叶高处, 最低温度依然出现在叶根前缘部分气膜孔下方. 原型在通道 3 对应的吸力面位置有自上往下的较高温度区, 而改型后此区域在温度降低的同时, 局部较高温度变得分散, 不再那么集中, 有利于减少热应力. 叶尖吸力面气膜孔开通后, 顶端中弧处局部高温有了缓解.

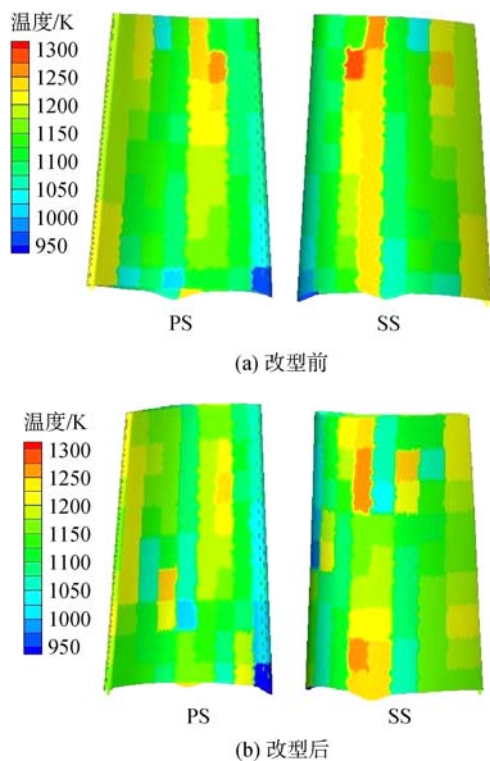


图 16 改型前后管网计算叶片壁面温度分布
Fig. 16 Blade wall temperature distribution by pipeline network calculation before and after modification

不像管网计算区块状均化的温度分布, 图 17 中 CFX 模拟所得温度云图连续过渡, 能分辨出气膜孔出流范围. 两者计算的最低温度区都在叶片前缘叶根位置附近, 但是前者算得最低温度比后者高很多. 尾缘叶尖温度值后者要比前者计算的高, 范围大.

图 17 中温度最高值为 1 314 K, 最低值为 775 K. 经过改型, 尤其是后部贯通管的开设, 使吸力面相应位置自端部以下分布的高温区消失, 这一点在管网计算的叶片壁面温度上也反映出来. 由于吸力面后段高温燃气流速较高, 叶顶开设的气膜孔冷气出流很快即被高温燃气带走吹散, 虽然覆膜防护效果不够理想, 但由于吸力侧压力较低, 借由内外压差排出部分冷却空气能使上行通

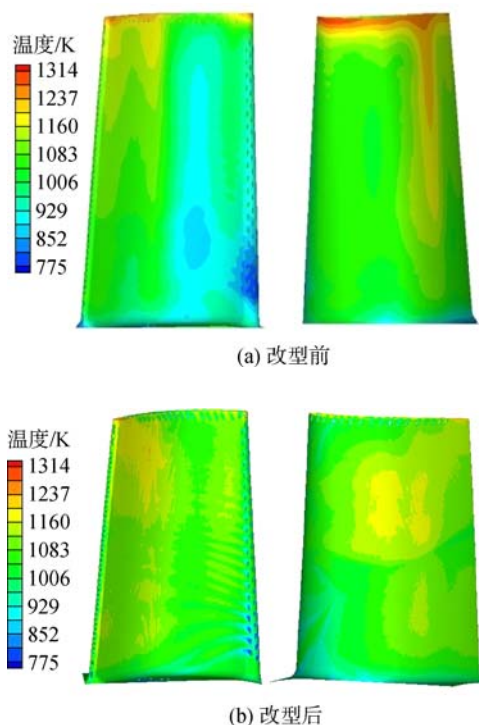


图 17 改型前后 CFX 模拟的叶片壁面温度对比
Fig. 17 Comparison of blade wall temperature by CFX simulation before and after modification

道末端冷气流量增大, 也能起到降低叶顶局部高温的作用. 从 CFX 模拟的结果来看, 改型后叶顶吸力面一侧的局部高温层消散. 而在压力面后部靠近尾缘的中上部位, 无论是管网计算还是 CFX 模拟, 均显示出温度均化的趋势, 可见冷气量分配更加合理.

4 结 论

1) 管道网络算法配合给定的外场能预估出冷却结构改型的效果, 计算用时比 CFX 模拟少得多, 有利于复杂冷却结构的方案决择, 缩短涡轮叶片设计周期;

2) 在前后主内冷通道引入的贯通孔重新分配了各通道的冷气流量, 前部贯通孔的左侧的下行通道平均压力降低, 压力梯度减小; 后部贯通孔右侧的上行通道平均压力升高, 压力梯度变化不大. 贯通孔旁边下行通道温度径向分布发生变化, 温度梯度出现方向折转, 加上吸力面增设气膜孔冷却, 叶片壁面温度降低, 局部高温集中现象有所缓解;

3) 用管道网络算法得到的最低温度区位置与 CFX 模拟所得一致, 但最低温度值相差较大. 后部贯通孔引入后, 相应吸力面位置由叶顶端部延伸下来的局部高温区削弱情况在管网计算和 CFX 模拟的壁面温度云图上得以反映. 可见管网

计算对于冷却结构方案的改型与确定具有指导意义。

参考文献:

- [1] 董平,黄洪雁,冯国泰. 高压燃气涡轮径向内冷叶片气热耦合的数值分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(2): 201-207.
DONG Ping, HUANG Hongyan, FENG Guotai. Conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine vane with radial internal cooling passages[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 201-207. (in Chinese)
- [2] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. London, UK: Taylor & Francis, 2001.
- [3] Chiyuki N, Kazuyoshi C, Shinsuke M. Research for advanced turbine cooling technology[J]. Ishikawajima-Harima Heavy Industries, IHI Engineering Review, 2005, 38(2): 63-69.
- [4] 李广超,朱惠人,郭涛. 旋转对内冷通道气膜孔流量系数的影响[J]. 推进技术, 2006, 27(5): 394-398.
LI Guangchao, ZHU Hui ren, GUO Tao. Effects of rotating on the discharge coefficients of film holes in turbine blade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(5): 394-398. (in Chinese)
- [5] 许宏博. 某燃气涡轮高压级叶栅冷却结构设计及气热耦合数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
XU Hongbo. Cooling structures design and conjugated heat transfer calculation for high stage cascade of a gas turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010. (in Chinese)
- [6] 迟重然. 气冷涡轮叶片的传热设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
CHI Zhongran. Heat transferring design for air-cooled turbine blades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011. (in Chinese)
- [7] Peschiulli A, Coutandin D, Cioppo M D, et al. Development of a numerical procedure for integrated multidisciplinary thermal-fluid-structural analysis of an aeroengine turbine[R]. ASME Paper GT2009-59875, 2009.
- [8] 陶智,侯升平,韩树军,等. 流体网络法在发动机空气冷却系统设计中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 7-12.
TAO Zhi, HOU Shengping, HAN Shujun, et al. Study on application of fluid network into the design of air system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 7-12. (in Chinese)
- [9] 刘庆唐. 高压天然气管网动态模拟与壅塞流动特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2010.
LIU Qingtang. Research on dynamic simulation and choked flow characteristic of high-pressure natural gas network[D]. Jinan: Shandong University, 2010. (in Chinese)
- [10] 马壮,程礼. 航空发动机润滑油系统稳态压力模型研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 398-401.
MA Zhuang, CHENG Li. Steady pressure model of the aeroengine oil system[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 398-401. (in Chinese)
- [11] Majumdar A, Bailey J, Sarkar B. A generalized fluid system simulation program to model flow distribution in fluid networks[R]. AIAA 97-3225, 1997.
- [12] Schallhorn P A, Hass N E. Forward looking pressure regulator algorithm for improved modeling performance within the generalized fluid system simulation program[R]. AIAA-2004-3667, 2004.
- [13] Papalexandris M V. Feedback control of thermal systems modeled via the network approach[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2004, 126(9): 509-519.
- [14] 侯升平,陶智,韩树军,等. 流固网络一体化模拟方法探索及应用[J]. 航空动力学报, 2010, 25(3): 33-38.
HOU Shengping, TAO Zhi, HAN Shujun, et al. Simulation approach to the fluid-thermal network and the application[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 33-38. (in Chinese)
- [15] 王松,王新军,俞茂铮. 燃气轮机空气冷却系统建模及计算分析[J]. 燃气轮机技术, 2010, 23(4): 33-37.
WANG Song, WANG Xinjan, YU Maozheng. Calculations and analysis of a gas turbine air cooling system[J]. Gas Turbine Technology, 2010, 23(4): 33-37. (in Chinese)
- [16] Chupp R E, Helms H E. Evaluation of internal heat-transfer coefficients for impingement-cooled turbine airfoils[J]. Journal of Aircraft, 1969, 6(3): 203-208.
- [17] Metzger D E, Berry R A, Bronson J P. Developing heat transfer in rectangular duct with staggered array of short pin fins[J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104(4): 700-706.
- [18] 迟重然,温风波,王松涛,等. 涡轮动叶冷却结构设计方法Ⅱ: 管网计算[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(6): 35-38.
CHI Zhongran, WEN Fengbo, WANG Songtao, et al. Cooling structure design for turbine blades Ⅱ: pipe-net calculation[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(6): 35-38. (in Chinese)

(编辑:王碧琚)