

涡轮导叶冷却结构设计及性能分析

李守祚, 罗 磊, 王松涛

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:按照涡轮传热分层设计流程,对某型燃气轮机高压涡轮导叶进行了冷却结构设计。利用管网设计方法快速得到符合设计要求的基本冷却结构,采用UG建模与自编程序相结合快速生成实体模型,并选取两种典型冷却方案进行全三维气热耦合计算。计算结果表明:两种冷却方案总冷气量基本相同时,前腔冷气流量更大的方案2满足设计要求,其前腔无量纲流量为0.052 7,后腔无量纲流量为0.049 4,叶片表面无量纲平均温度为0.666 7,无量纲最大温度为0.737 1;增大吸力面“簸箕”形状气膜孔的冷气流量,可以有效降低吸力面中后部高温区域的温度;利用管网设计可以快速搜寻合理的冷却结构方案,该设计方法显著地缩短了设计周期。

关 键 词:涡轮;导叶;冷却结构;管网设计;气热耦合计算

中图分类号:TK123 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2021.10.003

[引用本文格式]李守祚,罗 磊,王松涛. 涡轮导叶冷却结构设计及性能分析[J]. 热能动力工程,2021,36(10):18-26. LI Shou-zuo, LUO Lei, WANG Song-tao. Cooling structure design and performance analysis for turbine guide vanes [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(10):18-26.

Cooling Structure Design and Performance Analysis for Turbine Guide Vanes

LI Shou-zuo, LUO Lei, WANG Song-tao

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code:150001)

Abstract: According to the turbine heat transfer layer design process, the cooling structure design of a certain gas turbine high-pressure turbine guide vane is carried out. To meets the design requirements, the pipe-network design method is used to quickly obtain the basic cooling structure, and the physical models are quickly generated by the combination of UG modeling and self-programming, and two typical cooling schemes are selected for full 3D gas-thermal coupling calculations. The calculation results show that when the total cooling air flow rate of the two cooling schemes is basically the same, the larger cool air flow rate in the front cavity of case 2 meets the design requirements. The dimensionless flow rate in the front cavity is 0.052 7, the dimensionless flow rate in the rear cavity is 0.049 4, and the dimensionless average temperature of the blade surface is 0.666 7, and the dimensionless maximum temperature is 0.737 1; the increasement of the cool air flow of the “dustpan”-shaped film hole on the suction surface can effectively reduce the temperature of the high-temperature area in the middle and rear of the suction surface; the reasonable cooling structure scheme can be quickly searched by using the pipe network design, which significantly reduces the design cycle.

Key words: turbine, guide vane, cooling structure, pipe network design, gas-thermal coupling calculation

收稿日期:2021-04-19; 修订日期:2021-06-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52076053)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(52076053)

作者简介:李守祚(1994-),男,黑龙江佳木斯人,哈尔滨工业大学博士研究生。

通讯作者:罗 磊(1987-),男,江西抚州人,哈尔滨工业大学副教授。

引 言

随着高性能燃气涡轮发动机技术的不断发展,对高压涡轮的气动传热设计提出了更高的要求。为了获得更高的循环效率与功率,以提高涡轮前入口温度 T_3 作为重要手段的设计理念已经取得了显著的成功,但是随着涡轮前入口燃气温度不断提高,其数值已经远超涡轮叶片材料限制,涡轮传热结构设计变得越来越重要。目前,为了解决高温带来的影响,气冷涡轮冷却性能的提升主要依靠两个方面的研究,一是发展更高性能的冷却结构,二是开发快速、高效的冷却结构设计方法。

目前国内外学者的主要研究方向集中在高效的冷却结构设计层面上,例如气膜冷却、冲击冷却和扰流肋/柱。气膜冷却技术属于外部冷却方式,通过从压气机抽取冷却空气,经过内部冷却通道由位于叶片表面的孔/缝结构排出,以此来达到冷却的目的,大量的文献对这一技术进行了研究^[1-3]。除了外部冷却,涡轮内部冷却技术也起到重要的作用,包括冲击冷却、对流和扰流等。其中扰流肋经常用于加强内部冷却通道的传热^[4-6],而在尾缘附近经常使用扰流柱加强结构强度与传热效果,许多学者研究了其形状、高度、直径和排列方式等对于传热效果的影响^[7-9]。相比于其他内部冷却技术,冲击冷却具有更高的传热系数,但同时会减弱叶片的强度^[10]。因此,冲击冷却通常被用于热负荷较高的叶栅前缘。现阶段对于冷却设计方法的研究较少,其中管网计算是主要的涡轮冷却设计方法。Damerow 等人^[11]比较了实验与可压缩流动管网计算结果并进行了分析,结果表明,管网计算能很好预测冷却流动的传热与摩擦系数。Meitner 等人^[12]用管网程序预测了涡轮冷却气体的流动与传热,结果展示出该方法能够快速准确地计算涡轮传热。Carcasci 等人^[13]开发了一套可以计算静叶与动叶冷却效果的计算程序,该程序可以计算冲击冷却、扰流柱及气膜冷却对壁温的影响。Kutz 和 Speer^[14]用管网计算方法计算了涡轮二次空气系统,并且管网计算模型计算的准确性得到了实验结果的验证。Talya 等人^[15-16]同时考虑了涡轮叶片的内部冷却技术与气膜冷却技术,优化了叶片几何与冷却结构。Jelisavcic 等人^[17]将管网

模型与多目标优化算法相结合,优化了 PW 燃气涡轮并发现了最优的设计参数。Yu 等人^[18]提出了一种内冷涡轮叶片参数化建模设计方法和一体化设计策略,最终使得涡轮气动效率提高,并降低叶片表面最大温度。罗磊等人^[19-20]自主开发了涡轮冷却分层设计平台,并对导叶与动叶冷却结构进行了详细的设计。

本文应用哈尔滨工业大学气体动力研究中心自主开发的气冷叶片冷却设计平台,以第一级燃气轮机导叶作为研究对象,根据一维管网设计方法^[21-22]进行了冷却结构的方案设计;在详细设计阶段,完成实体模型的建模,选取合理的物理模型与数值模拟方法,对两种典型冷却模型进行全三维气热耦合计算^[23-24],并对两种方案性能进行了对比与分析。

1 涡轮传热设计流程

图 1 展示了涡轮冷却结构的设计流程,设计过程主要分为方案设计与详细设计。方案设计以单元设计法与管网计算为核心,具有运行速度快、数据量少的特点,可以获得流量、压力和叶片表面温度等物理参数。在方案设计阶段计算大量方案,再根据计算结果,了解所设计的涡轮叶片传热特性并确定后续改型的方向。详细设计是在方案设计得到基础传热结构的基础上,建立三维实体模型,并进行三维计算、校核、分析与调整,研究细节的流动特性与传热特性。这是在方案设计中无法得到的,因此三维气热耦合将作为详细设计阶段的主要计算方法,对气冷涡轮性能进行考察。

在方案设计阶段,需要先进行边界数据的初始化,输出管网计算所需要的边界条件。输入文件包括叶型数据、主流参数(叶片表面压力、传热系数与温度等)。冷却结构设计主要是通过单元设计法实现冷却结构的快速生成。首先通过调整厚度分布生成涡轮叶片内壁面与外壁面,叶片厚度的变化则由轴向位置与径向位置确定;而后将腔体沿径向和弦向同时切割成若干单元块,每块都是一个设计单元,每个单元可以规定不同种类的通道类型。在方案设计中,完成初步的结构设计后需要一种计算速度快、能初步评价冷却结构设计特点的计算方法来指导后续的改型,管网计算方法可以满足这一要求。当得

到合理的设计方案后,可以通过程序快速生成固体域网格,进行导热计算验证,满足设计要求后将进行详细设计。

在详细设计阶段,设计平台可以辅助快速生成三维实体模型,并在此过程中修正扰流柱/肋、气膜孔、除尘孔等冷却结构的布局 and 几何参数。三维气热耦合计算采用商业求解器 ANSYS-CFX 进行。为了减少数值误差,采用二阶高精度模型离散控制方程。连续性方程、速度和湍流质量的最小收敛误差为 1×10^{-4} , 能量方程的最小收敛误差为 1×10^{-7} 。

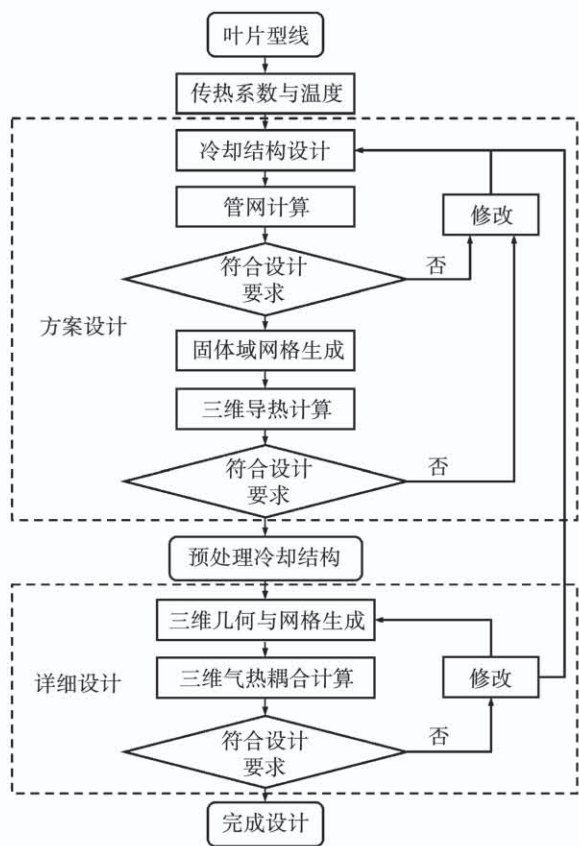


图1 传热设计流程图

Fig. 1 Flow diagram of the heat transfer design

2 数值模拟方法

2.1 管网计算方法

2.1.1 控制方程

管网计算控制方程包括连续性方程、动量守恒方程与能量守恒方程。假设管内流动为一维稳态流动,气体为理想气体,忽略重力的影响且单元内气流温度、压力等参数分布均匀,同时将在求解过程中根据不同冷却结构选择合适的流动与传热经验公式对

控制方程进行求解^[25-27],主要的控制方程如下所示:

连续性方程:

$$\sum_j q_{i,j} = 0 \quad (1)$$

式中: q —流动单元之间的质量流量, kg/s ; i, j —管网节点;当流动单元之间不连接时 $q_{i,j} = 0$ 。

动量方程考虑可压缩性、变截面、摩擦、传热、旋转效应等因素,其形式为:

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

式中: A —传热面积, m^2 ; R —理想气体常数; T —温度, K ; p —压力, Pa ; r —半径, m ; ω —转速, rad/s ; c_f —摩擦阻力系数; D_h —当量直径。

当对式(2)进行一阶差分并略去小量后,可以得到离散化动量方程, $a_{i,j}, b_{i,j}, c_{i,j}$ 均为系数:

$$p_j - p_i = a_{i,j} - b_{i,j} q_{i,j}^2 - c_{i,j} c_f q_{i,j}^2 \quad (3)$$

其中:

$$\begin{aligned} a_{i,j} &= \frac{p_i + p_j}{R(T_i + T_j)} \cdot \frac{\omega^2 (r_j^2 + r_i^2)}{2} \\ b_{i,j} &= \frac{R}{2(p_i + p_j)} \left[(T_i + T_j) \left(\frac{1}{A_i^2} - \frac{1}{A_j^2} \right) + (T_j - T_i) \left(\frac{1}{A_i^2} + \frac{1}{A_j^2} \right)^2 \right] \\ c_{i,j} &= m \frac{RL}{8 D_h} \cdot \frac{T_i + T_j}{p_i + p_j} \cdot \left(\frac{1}{A_i} + \frac{1}{A_j} \right)^2 \end{aligned} \quad (4)$$

式中: L —管长, m 。

能量控制方程如式(5)所示:

$$\begin{cases} q_{i,j} (h_j^* - h_i^*) = Q + q_{i,j} \frac{1}{2} (r_i + r_j) \omega^2 \frac{1}{2} (r_j - r_i) \\ Q = U_{a1} (T_{g1} - T_c) + U_{a2} (T_{g2} - T_c) \end{cases} \quad (5)$$

式中: h^* —总焓, J ; Q —热能, J ; 下标 g —燃气侧参数; 下标 c —冷气侧参数; U_{a1} 与 U_{a2} —背弧与内弧的当量传热系数, 总当量传热系数为 $U_a = U_{a1} + U_{a2}$:

$$\begin{aligned} U_{a1} &= \left[\frac{1}{h_{g1} A_{g1}} + \frac{2\delta}{\lambda (A_{g1} + A_{c1})} + \frac{1}{h_{c1} A_{c1}} \right]^{-1} \\ U_{a2} &= \left[\frac{1}{h_{g2} A_{g2}} + \frac{2\delta}{\lambda (A_{g2} + A_{c2})} + \frac{1}{h_{c2} A_{c2}} \right]^{-1} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: h —传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; δ —导热厚度, m ;
 λ —导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

当只考虑涡轮内部流体流动时,公式(5)可简化为节流单元能量方程:

$$T_{cj} = \frac{2U_{a1}}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{g1} + \frac{2U_{a2}}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{g2} + \frac{2c_p q_{ij} - U_a}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{ci} + \frac{q_{ij} \omega^2 (r_j^2 - r_i^2)}{2c_p q_{ij} + U_a} \quad (7)$$

下标 ci —冷气入口参数; cj —冷气流动出口参数; c_p —比定压热容。

并且对于每一节点而言,节点能量方程如式(8)所示:

$$T_i = \frac{\sum_j c_{pij} \min(q_{ij}, 0) T_{ij}}{\sum_j c_{pij} \min(q_{ij}, 0)} \quad (8)$$

2.1.2 求解方法

管网计算多使用离散延拓法或 DFP 算法进行求解,若计算时初值给定不合理,易出现计算不收敛的情况。为了减小对初值的依赖,将压力平衡计算中的方程变换为线性方程组,而后通过迭代求解,具体方法如式(9)~(11)所示。当令 $M_{ij} = a_{ij}$ 且 $N_{ij} = b_{ij} q_{ij} + c_{ij} c_f q_{ij}$ 时,离散化动量方程可写成:

$$p_i - p_j = N_{ij} q_{ij} - M_{ij} \quad (9)$$

可以得到流量表达式:

$$q_{ij} = \frac{p_i}{N_{ij}} - \frac{p_j}{N_{ij}} + \frac{M_{ij}}{N_{ij}} \quad (10)$$

根据连续性方程与式(10),可以得到以节点压力为未知数的方程(11)。

$$Hp = d \quad (11)$$

其中:向量 p 为待求解项; H 为系数矩阵,对角线元素为 $H_{ij} = -\sum_j 1/N_{ij}$,当节点 i 和 j 存在节流单元时 $H_{ij} = -1/N_{ij}$,其他单元 $H_{ij} = 0$;当节点 i 为压力边界时 $H_{ii} = 1$,且 $H_{ij} = 0$ 。 d 为一阶数组,数值为 $d_i = \sum_j M_{ij}/N_{ij}$,当节点 i 为流量边界时 $d_i = \sum_j M_{ij}/N_{ij} - q_{b,i}$ 。当获得节点压力后,可通过式(8)计算节点流量 q_{ij} ,结合经验公式,可以得到单元流动雷诺数、阻力系数等参数,进行迭代求解直至收敛。

2.2 设计参数要求

2.2.1 数据处理

将主要设计参数进行无量纲化处理,如温度、压力、流量等,具体定义方式如式(12)~(14)所示。

无量纲压力的定义为:

$$p_t^* = \frac{p_t}{p_{t,in}} \quad (12)$$

式中: $p_{t,in}$ —涡轮入口处的质量平均总压。

无量纲总温的定义为:

$$T_t^* = \frac{T_t}{T_{t,in}} \quad (13)$$

式中: T_t —实际总温; $T_{t,in}$ —涡轮入口处的质量平均总温。

无量纲质量流量的定义为:

$$m^* = \frac{m}{m_1} \quad (14)$$

式中: m —实际流量; m_1 —主流的总质量流量。

2.2.2 设计要求

表 1 所示为高压涡轮第一级导叶的设计参数要求,材料选定为 K6414,无量纲温度限制为 0.737 8,同时要求无量纲冷气量不超过 0.104 8。

表 1 高压涡轮第一级导叶设计要求
Tab.1 Design requirements for 1st stage guide vane of high pressure turbine

无量纲参数	数 值
涡轮入口总温	1.0
主流燃气流量	1.0
涡轮入口总压	1.0
冷气流量	0.104 8
冷气压力	1.054
冷气温度	0.479 7
温度要求	0.737 8

2.2.3 边界条件

利用涡轮冷却分层设计程序对某型高压涡轮第一级导叶进行传热设计,其叶型与边界条件来自于气动计算结果,该叶片数量为 40。计算过程中考虑了涡轮入口处的温度不均匀性和导叶出口静压沿叶高分布。图 2 为涡轮入口无量纲温度分布图,其数值远高于材料可承受温度,并且最大温度位于

40% ~55% 叶高处。根据计算经验,涡轮入口给定 5% 的湍流度,出口无量纲静压如图 3 所示,冷气的无量纲总温为 0.479 7。

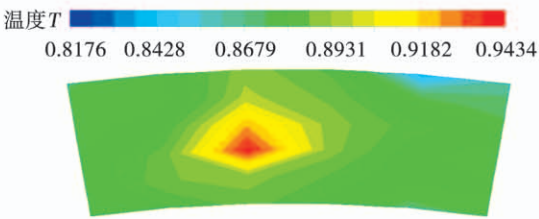


图 2 涡轮入口无量纲温度分布图

Fig.2 The dimensionless temperature contour of turbine inlet

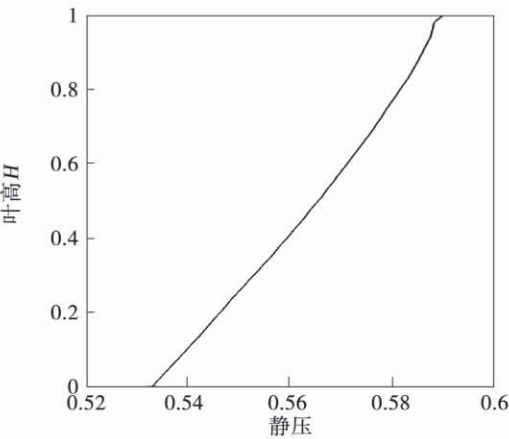


图 3 涡轮出口无量纲静压

Fig.3 The dimensionless static pressure of the turbine outlet

3 设计结果与讨论

3.1 方案设计结果

图 4 给出了针对第一级导叶的冷却结构设计,导叶采用了两腔进气,第一腔由底部进气,沿顶部收缩,保证气流的流速,第二腔由顶部进气,朝根部收缩。叶身表面布置了 12 列气膜孔,孔径为 0.608 ~ 0.908 mm 不等。内腔前腔布置 271 个冲击孔,后腔布置 160 个冲击孔,孔当量直径为 1.0 ~ 1.1,孔径向间距为 3 mm。图 5 则给出了管网计算的管网网络图,从图中可以看到沿着流动方向的压力分布。

表 2 给出了第一级导叶的管网计算结果数据,可以看出该设计方案满足温度与冷气量的设计要求,无量纲冷气流量为 0.097 2,叶片表面无量纲最大温度为 0.714 2。其中前腔冷气量相对较小,后腔

相对较大。由于第二个腔室的尾缘排气面积较大,可以看出流入第二个腔室的冷气主要从尾缘流出,这时要保证在设计时尾缘出气的速度不能太快。

表 2 第一级导叶管网计算结果
Tab.2 Calculation results of pipe network for 1st stage guide vane

无量纲参数	数 值
总流量	0.097 2
前腔流量	0.048 2
后腔流量	0.049
尾缝流量	0.044 2
平均温度	0.673 3
最大温度	0.714 2

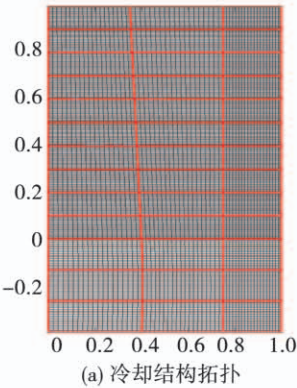


图 4 第一级导叶拓扑及内部冷却结构简图
Fig.4 Topology and simplified diagram of internal cooling structure for 1st stage guide vane

图 6 给出了第一级导叶燃气恢复系数,主要反映冷却气膜的覆盖效果,由于气膜孔开设不多,特别是压力侧后部气膜孔个数相对较少,因此压力侧尾缘附近燃气恢复系数较高,高温区主要集中在叶片尾缘区域。

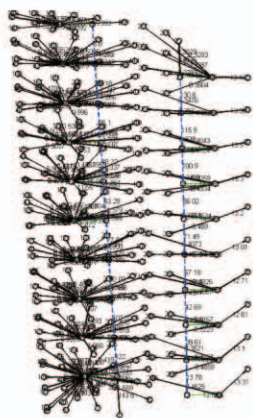


图 5 第一级导叶管网网络图

Fig. 5 Diagram of pipe-network for 1st stage guide vane

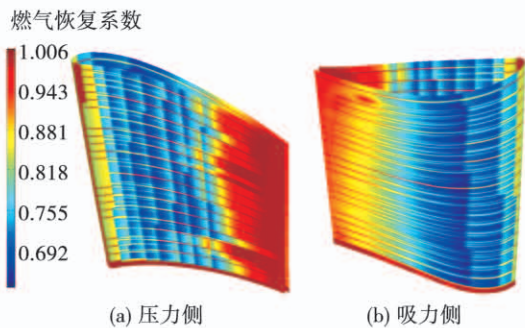


图 6 第一级导叶管网计算燃气恢复系数

Fig. 6 Gas recovery coefficient of pipe-network calculation for 1st stage guide vane

图 7 为第一级导叶管网计算无量纲温度分布,可以看出,涡轮叶片最高无量纲温度为 0. 714 2,主要集中在叶片根部前缘,吸力侧与压力侧均有高温区域。然而,由于管网计算将叶片分割成若干个小单元,对单元表面温度进行了平均,并不能够发现局部高温点,需要在详细设计过程中进一步研究。

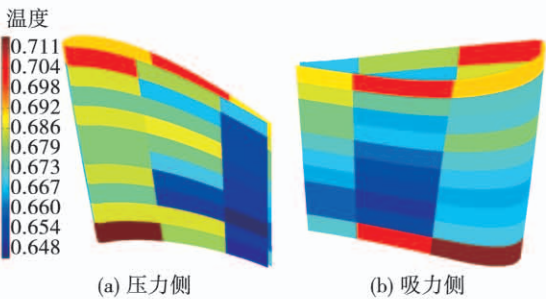


图 7 第一级导叶温度分布云图

Fig. 7 The temperature distribution contour of 1st stage guide vane

3.2 详细设计结果

3.2.1 物理模型与数值方法

对冷却结构进行实体建模,并不断对其加以改进,直至满足冷却设计要求。

冷却结构第一级导叶采用两个腔室,采用带有冲击套筒的冲击冷却方式,叶片内型面上布置有扰流肋,以提升传热效果,同时减弱横流对冲击冷却和外部气膜冷却的不利影响。叶身与上下端壁表面布置了足够数量的气膜孔,以阻隔高温燃气对叶片外壁面的侵蚀。上下端壁、叶身压力侧和叶身前缘,都是采用圆形气膜孔结构,而在叶身的吸力侧,则是布置了两列“簸箕”形状的气膜孔,如图 8(c)所示。尾缘采用加强筋的半劈缝出气结构。

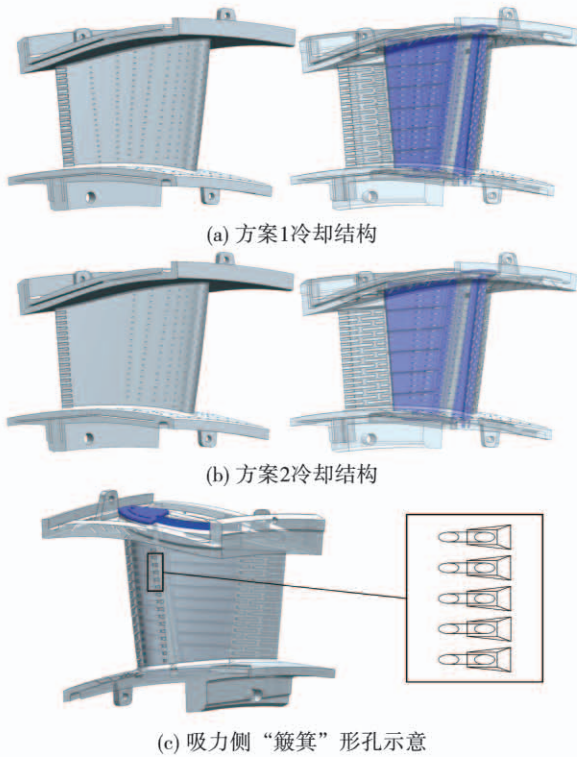


图 8 冷却结构布置示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the cooling structure arrangement

根据基本方案进行细节调整,可以得到不同设计方案,方案 1 与方案 2 具体结构如图 8(a)和图 8(b)所示。方案 2 与方案 1 相比,减少了压力面最后两排气膜孔,尾缘劈缝的出气宽度从 2.49 减小到 1.79 mm,同时增大叶片前腔气膜孔直径,增量为

0.2 mm。

需对计算模型流体域与固体域分别进行网格划分生成网格,均采用 Workbench Mesh 软件进行非结构化网格划分,流体域近壁面具有边界层网格,第一层网格厚度均小于 6×10^{-6} 。图 9 为导叶流体域与固体域网格划分示意图,网格总数取 6 200 万左右。

气热耦合计算采用 SST 带 $\gamma-Re_\theta$ 转捩模型的湍流模型,考虑多组分与变比热的影响,边界条件提取自气动计算结果。第一级导叶入口边界考虑温度不均匀性的影响,轴向进气,冷却气体给定总温总压,计算冷却气体质量流量。

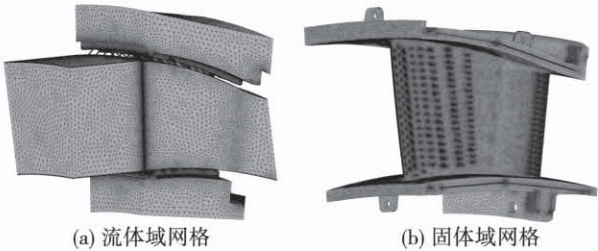


图 9 第一级导叶网格示意图

Fig.9 Schematic diagram of the grid of 1st stage guide vane

3.2.2 气热耦合计算结果

表 3 给出了两种方案通过全三维气热耦合计算得到的总参数结果。

表 3 不同方案全三维气热耦合计算数据表

Tab.3 Data sheet of full 3D gas-thermal coupling calculation for different design schemes

无量纲参数	方案 1	方案 2
总流量	0.102 2	0.102 1
前腔流量	0.042 1	0.052 7
后腔流量	0.060 2	0.049 4
平均温度	0.683 0	0.666 7
最大温度	0.781 1	0.737 1

从表中可知两种方案的无量纲流量分别为 0.102 2 与 0.102 1,略高于管网计算得到的冷却气体无量纲流量 0.097 2。对比两种方案前腔与后腔冷却气体流量可以发现,方案 1 前腔流量小于后腔

流量,但是方案 2 中,由于前腔气膜孔径的增大,前腔冷却气体无量纲质量流量增大了 0.010 6,同时后腔在减少两排气膜孔与减小劈缝宽度的共同作用下,冷却气体无量纲质量流量减小了 0.010 8。对比两种方案平均温度与最高温度可以发现,方案 1 有更高的平均温度与最高温度,并且最高温度超过了设计要求,而方案 2 则满足设计要求。

图 10 为叶片表面无量纲温度分布云图,可以看出两种方案由于基本结构相似,高温区域出现的位置基本相同,其主要分布在叶片前缘中上部、压力面叶顶附近以及吸力面中后部。对于叶片前缘,方案 1 最高温度出现的位置为吸力面中后部,这一区域的冷却主要依靠后腔内部套筒的冲击冷却以及两排“簸箕”形状气膜孔的覆盖作用。因此,当方案 2 增大前腔气膜孔直径后,对吸力面中后部起到明显的降温作用,虽然后腔冷气流量有所减小,但主要是去除两排气膜孔所致,起到冲击冷却吸力面作用的冷

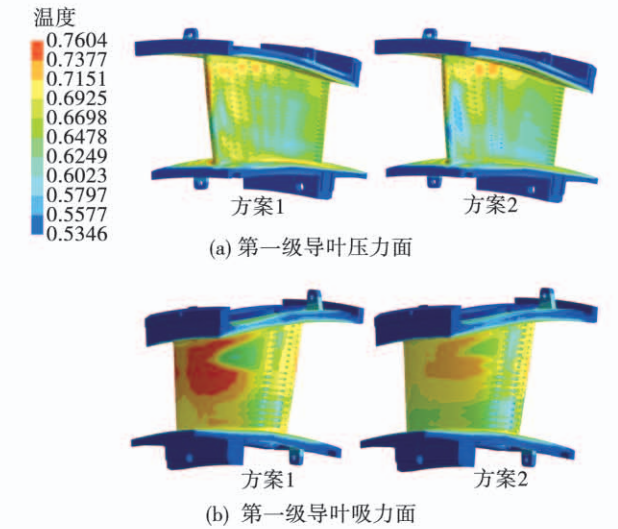


图 10 叶片表面无量纲温度分布云图

Fig.10 Dimensionless temperature distribution contour of the blade surface

图 11 为不同叶高截面处固体域无量纲温度分布云图。由图 11 可知,内部固体壁面温度接近冷气温度,顶部截面在前缘与吸力面中后部的温度较高。

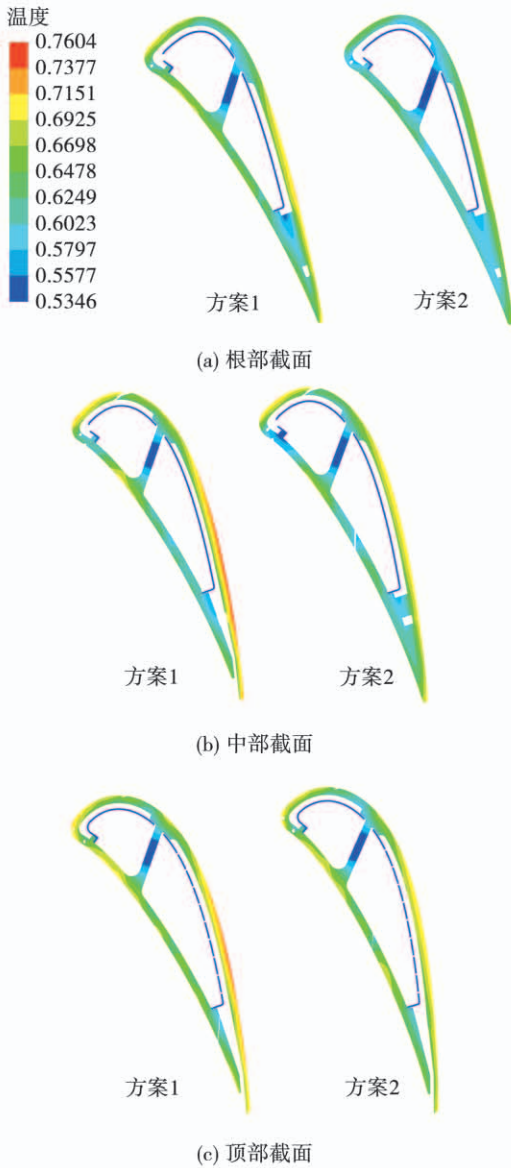


图 11 不同叶高截面处固体域无量纲温度分布云图

Fig. 11 Dimensionless temperature distribution contour of solid domain at different blade height sections

4 结 论

(1) 在方案设计阶段,可以利用管网计算快速搜寻合理的冷却结构方案,并在详细设计阶段调整冷却结构得到符合设计要求的冷却方案,显著地缩短了设计周期。

(2) 针对高压导叶,采用两腔进气的方式,结合高效的冷却结构,如全气膜冷却、冲击冷却、扰流肋等,能够得到符合要求的方案,其冷气无量纲流量为 0.102 1,叶片表面最高无量纲温度为 0.737 1。

(3) 增大“簸箕”形状气膜孔流量,可以对下游吸力面形成更有力气膜覆盖,进而降低该位置处的局部高温。

参考文献:

- [1] BUNKER R S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology[J]. *Journal Heat Transfer*, 2005, 127(4): 441 - 453.
- [2] BOGARD D G, THOLE K A. Gas turbine film cooling [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2): 249 - 269.
- [3] 戴 萍, 林 枫. 不同孔形气膜冷却效率的数值模拟[J]. *中国电机工程学报*, 2010, 30(14): 102 - 108.
DAI Ping, LIN Feng. Numerical simulation on film cooling effectiveness for different shaped holes[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2010, 30(14): 102 - 108.
- [4] KOROTKY G J, TASLIM M E. Rib heat transfer coefficient measurements in a rib-roughened square passage [C]//*Proceedings of the ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration*, Birmingham, UK, June 1996.
- [5] HAN J C, ZHANG Y M, LEE C P. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1991, 113(2): 590 - 596.
- [6] 刘湘云, 丁水汀, 陶 智, 等. 不同肋间距变截面回转通道内的流阻和换热特性[J]. *航空动力学报*, 2004, 19(5): 640 - 644.
LIU Xiang-yun, DING Shui-tin, TAO Zhi, et al. Characteristic of flow resistance and heat transfer in a turnover variable cross-section channel with different rib pitches[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2004, 19(5): 640 - 644.
- [7] ARMSTRONG J, WINSTANLEY D. A review of staggered array pin fin heat transfer for turbine cooling applications [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1988, 110(1): 94 - 103.
- [8] METZGER D E, FAN C S, HALEY S W. Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(1): 252 - 257.
- [9] WRIGHT L M, LEE E, HAN J C. Effect of rotation on heat transfer in rectangular channels with pin-fins [J]. *Journal of Thermophysics and heat transfer*, 2004, 18(2): 263 - 272.
- [10] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. *Gas turbine heat transfer and cooling technology*, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2012.
- [11] DAMEROW W P, MURTAUGH J C, BURGRAF F. Experimental and analytical investigation of the coolant flow characteristics in

- cooled turbine airfoils [R]. NASA Technical Paper, NASA - CR - 120883, 1972.
- [12] MEITNER P I. Computer code for predicting coolant flow and heat transfer in turbomachinery [R]. NASA Technical Paper 2985, AVSCOM Technical Paper 89 - C - 008, 1990.
- [13] CARCASI C, FACCHINI B. A numerical procedure to design internal cooling of gas turbine stator blades[J]. Revue Generale de Thermique, 1996, 35(412): 257 - 268.
- [14] KUTZ K J, SPEER T M. Simulation of the secondary air system of aero engines[C]// Proceedings of the ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery. Cologne, Germany, 1992.
- [15] TALYA S S, CHATTOPADHYAY A, RAJADAS J N. An integrated multidisciplinary design optimization procedure for cooled gas turbine blades[C]//In 41st Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference and Exhibit, AIAA Paper 2000 - 1664, 2000.
- [16] TALYA S S, CHATTOPADHYAY A, RAJADAS J N. Multidisciplinary design optimization procedure for improved design of a cooled gas turbine blade[J]. Engineering Optimization, 2002, 34(2): 175 - 194.
- [17] JELISAVCIC N, MARTIN T J, MORAL R J, et al. Design optimization of networks of cooling passages[C]// ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Heat Transfer, Part B, Orlando, Florida, USA, 2005.
- [18] YU K H, YUE Z F, WANG J. Parametric modeling and multidisciplinary design optimization of 3 - d internally cooled turbine blades[C]//7th AIAA Aviation Technology, Integration and Operations Conference, AIAA Paper 2007 - 7719, 2007.
- [19] 罗 磊, 王松涛, 迟重然, 等. 传热设计流程在涡轴涡轮冷却中的应用[J]. 推进技术, 2013, 34(11): 1520 - 1529.
- LUO Lei, WANG Song-tao, CHI Zhong-ran, et al. Application of heat transfer design process for turbine in turbo shaft engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(11): 1520 - 1529.
- [20] 罗 磊, 陈 朔, 刘 维, 等. 燃气透平带气膜动叶设计流程及分析[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(16): 4112 - 4121.
- LUO Lei, CHEN Shuo, LIU Wei, et al. Process and analysis of cooling structure design for gas turbine rotor blades with film cooling[J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(16): 4112 - 4121.
- [21] 王松涛, 迟重然, 温风波, 等. 涡轮动叶冷却结构设计方法 I: 参数化设计[J]. 工程热物理学报, 2011(4): 581 - 584.
- WANG Song-tao, CHI Zhong-ran, WEN Feng-bo, et al. Cooling structure design for turbine blades I: Parameterized Design [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011(4): 581 - 584.
- [22] 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(6): 933 - 936.
- CHI Zhong-ran, WEN Feng-bo, WANG Song-tao, et al. Cooling structure design for turbine blades II, Pipe-Net Calculation [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011(6): 933 - 936.
- [23] 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 Zhong-ran. Heat transferring design for air-cooled turbine blades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016.
- [24] 罗 磊. 涡轮高效冷却结构设计方法及换热机理研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
- LUO Lei. On the design method and heat transfer mechanism of high efficiency cooling structure in a gas turbine [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016.
- [25] KOSTEGE V K, HALTURIN V A, SUNDURIN V G. Simulation of multidisciplinary problems for the thermstress state of cooled high temperature turbines, AGARD lecture series TCP 02/LS198: Mathematical models of gas turbine engines and their components, 1994.
- [26] JEN H F, SOBANIK J B. Cooling air flow characteristics in gas turbine components[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1981, 104(2): 275.
- [27] KUMAR G N, ROELKY R J, MEINER P I. A generalized one dimensional computer code for turbomachinery cooling passage flow calculations[C]//25th Joint Propulsion Conference, AIAA Paper 89 - 2574, 1989.

(姜雪梅 编辑)