

涡轮静叶叶型与气膜孔优化对气动与冷却性能影响

卢少鹏¹, 迟重然², 王龙飞¹, 蔡 乐¹, 王松涛¹, 冯国泰¹, 王仲奇¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘 要: 为研究气膜冷却涡轮叶片中叶型与气膜孔参数变化对涡轮静叶性能的影响, 利用气膜冷却涡轮多目标优化平台对存在多列气膜孔的静叶进行多目标优化, 获得在优化变量允许范围内针对气动效率与传热效果以及高温目标函数的 Pareto 前沿解集, 整体性能得到了提高, 不同方案中气动效率最高提升 0.35%, 叶片表面温度最大下降 0.74%, 高温函数降低的最大幅值为 45.71%。结果表明: 气动效率提升的主要原因是后弯角的提升使得叶型和二次流损失下降; 接近驻点处前缘气膜孔方向的改变导致的冷气分流是叶片根部和前缘附近压力侧的冷却情况得到改善的主要原因。

关 键 词: 涡轮; 气膜冷却; 喷射角度; 多目标优化; Pareto 解集

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Influence of turbine stator blade profiles and film cooling holes optimization on the aerodynamic and cooling performances

LU Shao-peng¹, CHI Zhong-ran², WANG Long-fei¹, CAI Le¹,
WANG Song-tao¹, FENG Guo-tai¹, WANG Zhong-qi¹

(1. School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Department of Thermal Engineering,
Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: To study the influence of blade profiles and film cooling holes' parameter changes on the performance of the turbine blade, a blade stator with multi-row film cooling holes was optimized by multi-objective optimization algorithm to get the Pareto set; the overall performance of the blade was improved. The maximum aerodynamic efficiency increased by 0.35%; the maximum wall average temperature decrease was 0.74%; the maximum decrease of the high temperature function was 45.71%. The result shows that the increase of the backward curved angle can reduce the blade loss and second flow loss. The cooling effect improvement of the region near the leading edge is mainly due to the direction change of the film cooling holes near the leading edge stagnation point, as the direction change makes the cooling gas distribution reasonable.

Key words: turbine; film cooling; injection angle; multi-objective; Pareto solution set

随着涡轮入口温度提高, 冷气量逐渐增大, 合理组织冷气的流动从而有效降低叶片表面温度和

尽量降低冷气对涡轮气动效率的影响是目前气冷涡轮设计过程中重点需要考虑的因素。在目前对

气动与传热综合设计理论仍不是特别完善的情况下,优化的手段是一种比较有效的设计方法,受到了普遍的重视并不断发展.在常规气动设计方面,Blazek 较早地对涡轮叶栅进行了优化设计^[1],Marcello 等对二维叶型进行了针对气动的多目标优化^[2].在设计体系与系统方面国内学者的研究也取得了一定的成果^[3-5].针对气膜冷却涡轮的优化设计方面,Brian 等针对动叶内部蛇行通道结构对叶片进行了多目标优化^[6],Talya 等对存在气膜冷却的叶片进行了多学科的三维优化设计^[7],在国内各高校也进行了针对气膜冷却涡轮多学科优化的研究^[8-10].可以看到在气膜冷却涡轮研究方面已经对简单冷却结构,型线等采用了优化的手段进行研究,而在气膜冷却涡轮针对气膜孔的研究中仍然是以研究孔的形状、方向、冷气吹风比等具体的参数对冷却效果的影响为主^[11].受制于优化时自动生成网格的难度与计算时间的影响,对气膜孔在实际叶片表面的分布和喷射方向的研究也以固定参数的计算或实验为主^[12-13],而很少采用优化地手段对大量气膜孔进行合理的组织以达到最优效果.

为解决单独进行气动与传热设计的局限性,本文通过多目标优化的方法,针对气冷涡轮的气动以及传热问题,对气冷涡轮静叶中多列气膜孔的方向和叶型的部分参数进行了优化,将最终的优化结果采用 Pareto 解集的形式进行表述,并挑选了典型的方案进行了研究.

1 优化平台与计算模型

1.1 平台构建与参数化

采用文献[14]中的优化平台与造型方法对叶型进行参数化,如图1所示,其中后弯角 δ ,有效出口角 β_2 ,入口几何角 β_1 ,安装角 ψ 均为对叶型与气动性能影响较大的变量.在针对气膜孔进行优化时,需要参数化地给定气膜孔的各参数,如位置分布、孔径、倾角等.本文主要是对气膜孔的方向进行优化,气膜孔方向的参数化方法如图2所示,以图2(a)中C点为气膜孔中心点,建立局部坐标系 $m_c-x_c-d_c$.图2(b)中 m_c 轴与图2(a)中 m 轴方向相同, x_c 轴为C点处沿叶片表面径向方向, d_c 为C点处叶片表面法向. n_{sid} , n_{mid} , n_{mx} 分别为喷射方向在坐标系 $m_c-x_c-d_c$ 上投影.本文采用 $\theta(0^\circ, 90^\circ]$ 与 $\gamma(-180^\circ, 180^\circ]$ 表达气膜孔喷射方向.其中具体定义方式与 α 和 β 的转换关系参见文献[15].局部气膜孔网格如图3所示.

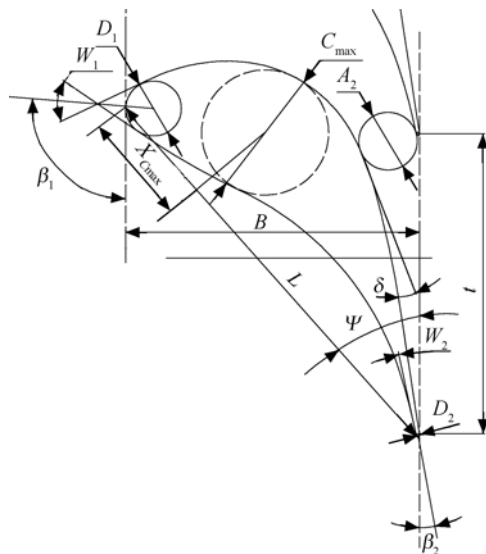
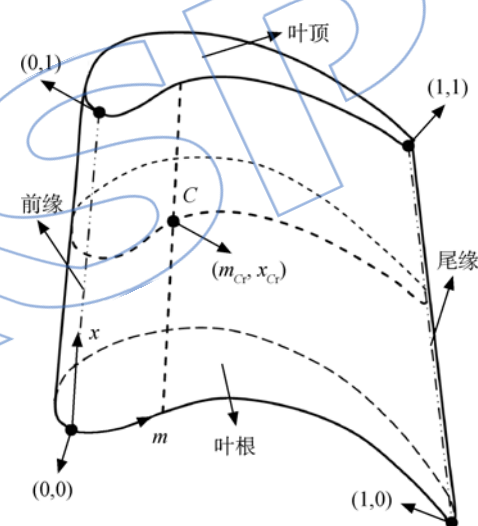
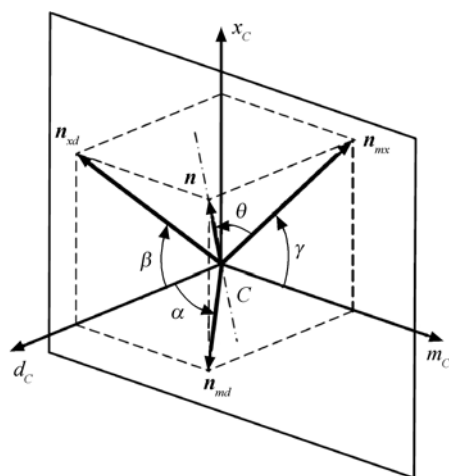


图1 11参数造型法

Fig. 1 11-parameters modeling method



(a) 气膜孔中心点定位



(b) 气膜孔轴线复合角度

图2 气膜孔参数化方法

Fig. 2 Parametric method of film cooling holes

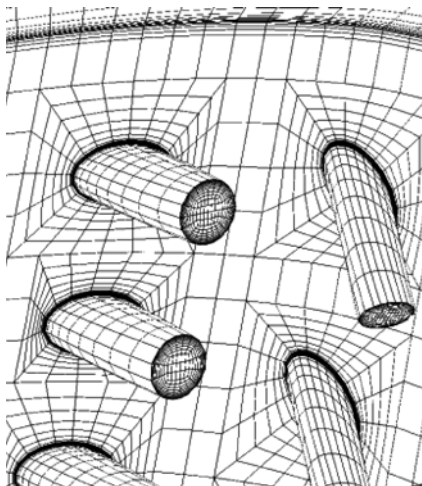


图3 气膜孔处网格

Fig. 3 Local mesh of the film cooling holes

1.2 计算模型

文中采用 CFX 软件作为求解器进行求解,文献[16-17]采用 CFX 对 E3 高压涡轮多个工况进行了数值模拟,在采用带转捩的 SST (shear stress transport) 湍流模型时,总体参数和沿叶高参数分布与实验值吻合较好.文献[18]对带有气膜冷却涡轮叶片 C3X 以及对叶片前缘复合冷却结构进行了气热耦合数值模拟,对转捩位置以及叶片温度场等参数进行了比较,结果也表明在采用带转捩的 SST 湍流模型时,与实验数据误差相对较小.因此本文采用带转捩的 SST 湍流模型.

由于网格生成的复杂性和目前计算能力的限制对计算模型进行了适当简化,仅保留了叶片表面的气膜孔,而省略了叶片内部冷却结构的 2 个腔室.这种简化会造成计算得到的冷气流动情况与实际流动情况存在一定差异,为尽量降低这种简化造成的差异,优化过程中保证了对叶型进行局部调整并且不改变冷却结构形式的原则.

计算中边界条件给定方式:进口给定总温总压,轴向进气,绝热壁面,出口边界条件给定为静压沿叶高的分布.叶片表面参数化的给定 13 列,共 197 个气膜孔.优化过程中保证气膜孔在叶片表面相对弦长的位置不发生变化,其具体形式如图 4 所示.计算域的总网格数为 250 万左右,单个算例计算时间在 1.5 h 左右,这样可以使得总优化时间控制在可以接受范围之内.

计算中采用多组分计算的方式进行,冷气工质为理想气体,按照文献[19-20]中的数据给定每一列气膜孔冷气流量和总温、冷气喷射方向与气膜孔方向一致.

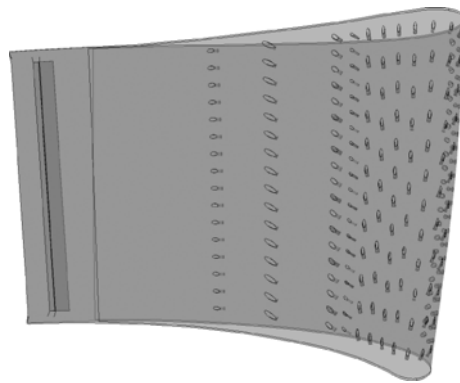


图4 气膜孔网格和分布

Fig. 4 Mesh and distribution of the film cooling holes

优化计算过程中保持了冷气入口边界条件的不变,同样是对计算进行了一定简化.实际流动过程中由于叶栅流道内流场发生改变,必然会导致冷气出流边界条件的改变.此处进行简化考虑如下:内部冷却结构不变并且保持型线变化不大的条件下,冷气出口处压力变化不明显,采用一维的管网计算进行评估,受制于精度与经验公式的限制,冷气流量几乎没有变化;采用三维气热耦合进行计算,精度有所保证,但是计算时间较长,不便于方案的选取与优化的进行.因此文中在优化过程中采用了保持冷气边界条件不变的简化,而在最终设计方案选定后,对所选方案进行气热耦合计算以保证最终设计的准确性.

2 优化目标分析

该系统中对 3 个目标进行优化,分别为气动效率、冷却效果以及针对气膜冷却涡轮叶片的高温函数,具体定义方式如下文.

气动分析的目标为冷却叶栅的气体动力学效率,用叶栅后混合气体的动能与主气流和冷却空气可用能之和的比值表示,如式(1). G_r 为叶栅进口燃气流量; $G_b = \sum G_{bi}$ 为通过叶栅的冷气总流量; w 为叶栅后混合气体的平均速度; H_r 为主气流可用能, H_{bi} 为冷气可用能,定义方式分别为式(2)和式(3), p_2 为叶栅出口静压.

$$\eta = \frac{(G_r + G_b)0.5w^2}{G_r H_r + \sum_i G_{bi} H_{bi}} \quad (1)$$

$$H_r = c_{pr} T_{r0}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{r0}^*} \right)^{(\kappa_r - 1)/\kappa_r} \right] \quad (2)$$

$$H_b = c_{pb} T_{b0}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{b0}^*} \right)^{(\kappa_b - 1)/\kappa_b} \right] \quad (3)$$

式中 c_{pr} 为燃气比定压热容, T_{r0} 为燃气进口总温, p_{r0} 为燃气进口总压, c_{pb} 为冷气比定压热容, T_{b0} 为

冷气进口总温, p_{b0}^* 为冷气进口总压.

热分析的目标采用平均壁面温度与进口总温的比值来表示,在总冷气流量和喷射方式确定的情况下,通过绝热壁面平均温度的高低来反应气膜冷却的效果,如式(4)所示. T_w 为叶片表面平均绝热温度, T_0 为燃气进口总温.

$$\eta_p = \frac{T_w}{T_0} \quad (4)$$

优化过程中考察叶片表面温度时,采用 η_p 仅能反映气膜冷却整体效果的好坏,而在实际过程中我们同时关心叶片表面的最高温度和叶片上高温区域面积的大小,为此我们提出另外一个目标函数来评价该指标,称之为“高温函数”,其具体的定义公式如式(5).由于本文采用绝热壁面进行计算,因此 η_p 在文中仅在于评价绝热气膜冷却效果差的区域情况. T_{ref} 为参考温度,文中取实验燃气进口总温为 709 K, T_{max} 为计算所得到的叶片表面最高绝热温度, A_{tb} 为叶片表面温度高于 T_b 区域面积, A_{blade} 为叶片总面积. χ 为温度系数,定义方式见式(6),文中优化过程中取 $\chi = 0.9$,则 A_{tb}/A_{blade} 表示叶片表面温度高于 $0.9 T_0$ 区域面积与叶片总面积的比值.由上可知 η_p 可用来评价叶片工作时最恶劣区域的状态.

$$\eta_p = \frac{T_{max}}{T_{ref}} \frac{A_{tb}}{A_{blade}} \frac{1}{1-\chi} \quad (5)$$

$$\chi = \frac{T_b}{T_0} \quad (6)$$

3 优化策略与目标函数构建

3.1 优化变量选取

本文重点研究气膜孔喷射方向变化对涡轮静

叶温度场和气动性能的影响.叶片前缘压力侧附近为整个叶片上温度最高的区域,因此对该区域3列气膜孔方向进行优化,即图5中 Row 5, Row 6 和 Row 7,其中 Row 5 共 12 个气膜孔,Row 6 共 11 个气膜孔,Row 7 共 12 个气膜孔.

将每一列分为上下两部分分别给定气膜孔的方向.下端壁到中径之间气膜孔称之为第1部分;中径处到上端壁之间气膜孔称之为第2部分. Row 6 第1部分有 5 个气膜孔,第2部分有 6 个气膜孔,Row 5 和 Row 7 两部分各有 6 个气膜孔,关于气膜孔的变量可以写为式(7)~式(9).其中 θ_{51} 与 γ_{51} 表示 Row 5 第1部分气膜孔的 θ 和 γ (定义方式见图2),同理得其余变量命名方法.在对气膜孔的方向进行优化时,造型参数中对气动效率影响较大的后弯角 δ 也选为优化变量,该参数对传热也有一定的影响,变量写为式(10).则所有的优化变量可以写为式(11)的形式.

$$\mathbf{X}_1 = [\theta_{51}, \gamma_{51}, \theta_{52}, \gamma_{52}] \quad (7)$$

$$\mathbf{X}_2 = [\theta_{61}, \gamma_{61}, \theta_{62}, \gamma_{62}] \quad (8)$$

$$\mathbf{X}_3 = [\theta_{71}, \gamma_{71}, \theta_{72}, \gamma_{72}] \quad (9)$$

$$\mathbf{X}_4 = [\delta_1, \delta_2, \delta_3] \quad (10)$$

$$\mathbf{X} = [\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \mathbf{X}_3, \mathbf{X}_4] \quad (11)$$

从优化变量的选取可以看出,在优化过程中冷却结构形式不变并且叶型也不会发生大的改变,而且在优化过程中又保证了气膜孔轴向位置不变,因此外部气膜孔处流场的静压变化不大,对优化前后流量影响很小.

3.2 目标函数构建与算法

针对上述3个目标函数将涡轮叶片的优化设计问题表示为如下的数学优化模型:

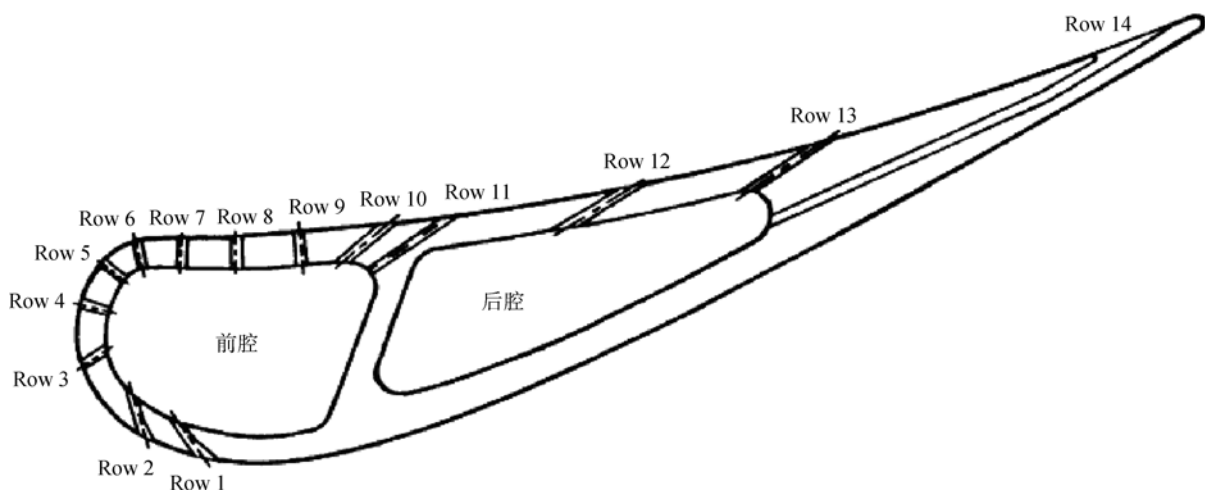


图5 静叶气膜孔位置分布

Fig. 5 Distribution of the stator holes

求 $\mathbf{X}=[\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \mathbf{X}_3, \mathbf{X}_4] \in D$, 使

$$\min F(\mathbf{X}) = \{-\eta_1, \eta_2, \eta_3\}$$

$$\text{s. t. } g_m(\mathbf{X}) \leq 0; \quad m = 1, 2, \dots, M$$

优化过程中,叶片前缘附近气膜孔方向的改变不会对总体参数产生较大影响,并且在优化过程中针对叶型优化时,仅选取后弯角作为变量,对总体参数影响较小. 因此在优化过程中不需要对冷气流量和气流角进行重新约束.

对于本文 Pareto 解集应具体体现为: $\mathbf{X}^* \in D$, 不存在 $\mathbf{X} \in D$ 使 $F(\mathbf{X}) < F(\mathbf{X}^*)$, 即同时使 $-\eta_1(\mathbf{X}) < -\eta_1(\mathbf{X}^*)$, $\eta_2(\mathbf{X}) < \eta_2(\mathbf{X}^*)$, $\eta_3(\mathbf{X}) < \eta_3(\mathbf{X}^*)$. 可以根据设计要求从解集中挑选出针对不同设计偏好的设计方案,避免了采用加权处理方式的局限性. 优化中采用的算法为多目标优化算法 NSGA-II. 由上文描述,该算例选取变量的总个数为 15 个. 在相同变量个数情况下,多目标优化过程中样本空间应大于单目标优化所需的样本空间,本文总的样本空间在 500 个左右可以得到比较理想 Pareto 解集.

4 优化变量取值与 Pareto 解集

上文介绍的优化变量中的气膜孔喷射方向取值范围如表 1,后弯角的取值范围表 2 所示.

由表 1 可以看到原型方案的气膜孔仅在径向存在 25° 方向角,而没有轴向的复合角度.

优化后性能改善的点与 Pareto 解集如图 6

表 1 气膜孔喷射角度取值范围

Table 1 Variable range of the film cooling holes angle

	第 1 部分	第 2 部分
Row 5	$20.1 < 25 < 37.2$	$20.1 < 25 < 37.2$
$\theta/(\circ)$ Row 6	$20.1 < 25 < 37.2$	$20.1 < 25 < 37.2$
Row 7	$20.1 < 25 < 37.2$	$20.1 < 25 < 37.2$
Row 5	$-95 < 90 < 95$	$-95 < 90 < 95$
$\gamma/(\circ)$ Row 6	$-95 < 90 < 95$	$-95 < 90 < 95$
Row 7	$-95 < 90 < 95$	$-95 < 90 < 95$

表 2 后弯角取值范围

Table 2 Variable range of the backward curved angle

后弯角	取值范围/ $(\circ)$
δ_1	$7 < 8.1 < 13$
δ_2	$7 < 8.8 < 13$
δ_3	$7 < 9.3 < 13$

与图 7 所示. 图 6 包含了 η_1 与 η_2 形成的 Pareto 解集,图 7 包含了 η_1 与 η_3 形成的 Pareto 解集,相对于原型方案,优化后方案有了不同程度的改善. 在一定变量范围内,气动效率与传热效果和高温函数是相互制约的,而传热效果和高温目标函数的变化趋势较为一致.

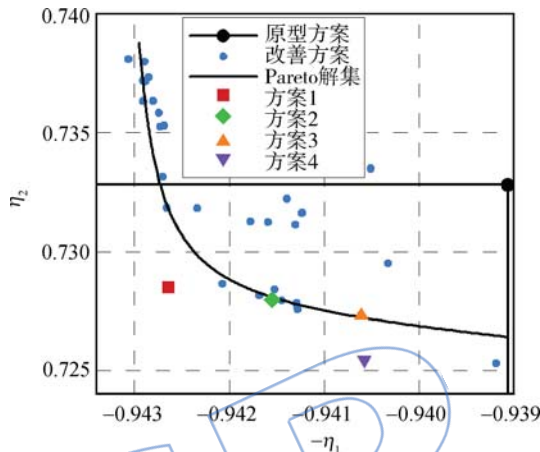


图 6 η_1 与 η_2 形成的 Pareto 解集

Fig. 6 Pareto solution set of η_1 and η_2

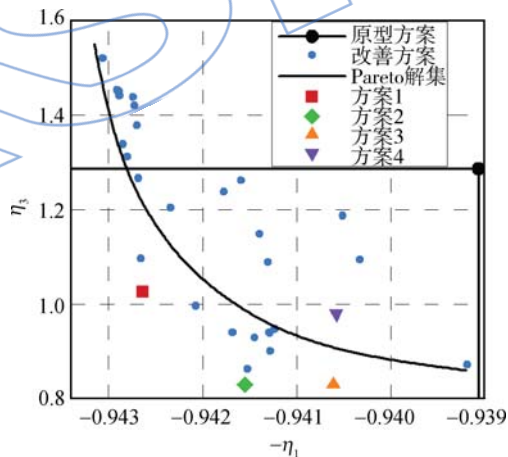


图 7 η_1 与 η_3 形成的 Pareto 解集

Fig. 7 Pareto solution set of η_1 and η_3

本文针对解集中不同方案进行气动与传热的分析,从图中选择 4 个方案进行比较,各方案在解集中的位置如图 6 和图 7 所示,具体的目标函数的数值如表 3.

表 3 不同方案计算结果

Table 3 Results of different plans

	原型方案	方案 1	方案 2	方案 4
η_1	93.91	94.26	94.16	94.06
η_2	73.54	73.11	73.06	72.80
η_3	128.68	102.56	82.97	97.91

方案 1 是气动效率最高点, η_1 改善 0.35%, η_2 改善 0.43%, η_3 降低 26.12%。方案 2 为高温函数最小点, η_1 改善 0.25%, η_2 改善 0.48%, η_3 降低 45.71%。方案 3 与方案 4 类似。方案 4 为传热效果最好点, η_1 改善 0.15%, η_2 改善 0.74%, η_3 改善 30.77%。

从以上数据看出针对该静叶进行优化时, 效果较为明显。多目标优化中采用 Pareto 前沿解集的概念在取得最优解的同时为设计者提供更多的选择的余地, 如在满足一定气动效率和传热效果的区间内寻找符合设计要求的方案。本文取方案 1、方案 2、方案 4 进行分析。

5 算例分析

5.1 气动效率分析

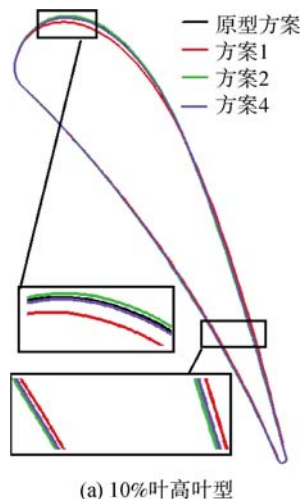
原型方案和优化后各方案的优化变量取值如表 4 所示。

表 4 优化变量取值
Table 4 Optimization variable values

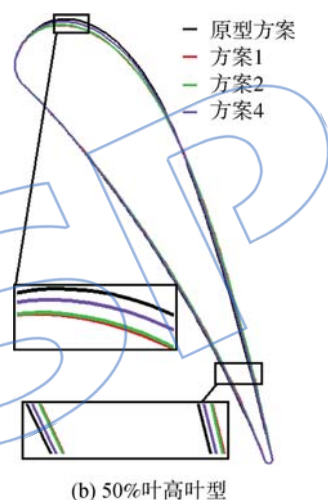
	原型方案	方案 1	方案 2	方案 4
$\delta_1 / (^\circ)$	8.1	11.1	7.4	8.5
$\delta_2 / (^\circ)$	8.8	12.9	12.7	10.5
$\delta_3 / (^\circ)$	9.3	12.7	11.6	11.8
$\theta_{51} / (^\circ)$	25.0	26.3	25.0	22.1
$\gamma_{51} / (^\circ)$	90.0	-57.2	-67.5	-78.8
$\theta_{52} / (^\circ)$	25.0	21.8	25.0	25.9
$\gamma_{52} / (^\circ)$	90.0	-46.9	-50.3	-49.6
$\theta_{61} / (^\circ)$	25.0	29.5	29.6	30.2
$\gamma_{61} / (^\circ)$	90.0	35.0	-35.8	6.5
$\theta_{62} / (^\circ)$	25.0	31.4	25.9	20.5
$\gamma_{62} / (^\circ)$	90.0	-76.1	-12.7	-12.5
$\theta_{71} / (^\circ)$	25.0	25.3	27.5	21.9
$\gamma_{71} / (^\circ)$	90.0	57.5	90.0	48.2
$\theta_{72} / (^\circ)$	25.0	25.0	28.1	27.2
$\gamma_{72} / (^\circ)$	90.0	90.0	90.4	-90.4

由表 4 中数据可以看出, 优化后各方案中后弯角有所升高, 方案 1 中, 后弯角增加明显, 但对型线影响不大, 吸力侧型线几乎没有变化, 各方案型线对比可从图 8 中叶根、叶中、叶顶 3 个截面的叶型可以看到 (分别为 10%, 50%, 90% 叶高叶型)。

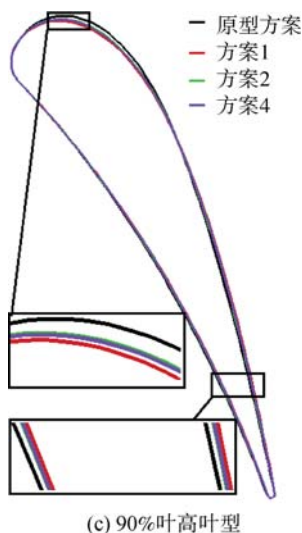
本文的造型方法中, 后弯角对叶片中后段的



(a) 10%叶高叶型



(b) 50%叶高叶型



(c) 90%叶高叶型

图 8 不同方案叶型对比

Fig. 8 Blade profile comparison of different plans

压力分布影响较大, 但不会改变总体压力分布的趋势, 这一点也可以从图 9 至图 11 的 3 个截面的压力分布可以看出。图中最低压力点的压力和位置也未发生明显改变, 仅在局部区域压力分布发

生改变. 与原型方案相比, 优化后各方案均存在载荷后移的情况, 尤其以方案1变化最为明显, 另外部分方案最低压力点有所提高, 这样可以减少叶型损失与二次流损失, 提升叶栅效率. 从表3中可以看到方案1的气动效率最高, 方案2和方案4气动效率的变化与压力分布变化是相符的. 对于本文算例来说, 叶型损失和二次流损失的下降是气动效率提升的一个重要方面. 图12为按照“组分流管法”^[14]进行后处理得到的原型方案和方案1损失(ξ)沿叶高的分布. 由图可以看到, 方案1的叶型损失与二次流损失从根部到顶部均有明显降低.

除了上述分析以外从图9至图11中均可以看到在原型方案60%轴向弦长之后存在两个明显的压力极小值, 其中图10给出了局部放大图. 优化后的各个方案中这一现象得到了减弱甚至消失, 虽然最低压力点略有下移, 但是此处逆压力梯度长度减少, 这对于整体效率的提升也产生了积极的影响.

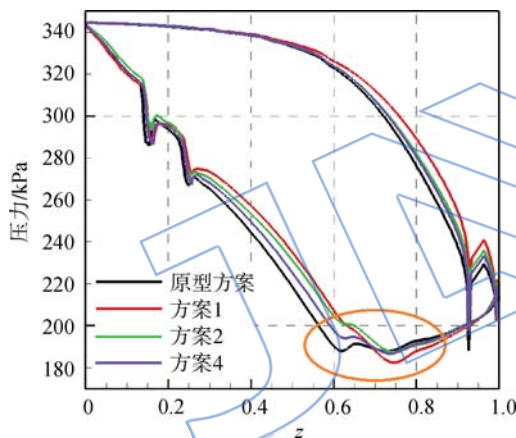


图9 10%叶高压力分布

Fig. 9 Pressure distribution of 10% span wise

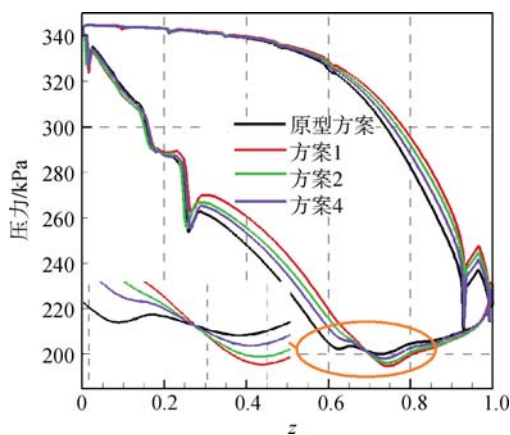


图10 50%叶高压力分布

Fig. 10 Pressure distribution of 50% span wise

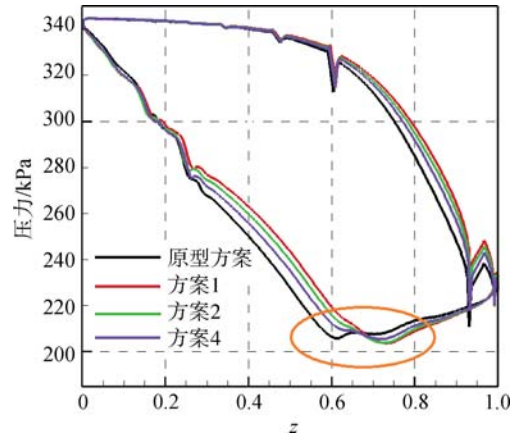


图11 90%叶高压力分布

Fig. 11 Pressure distribution of 90% span wise

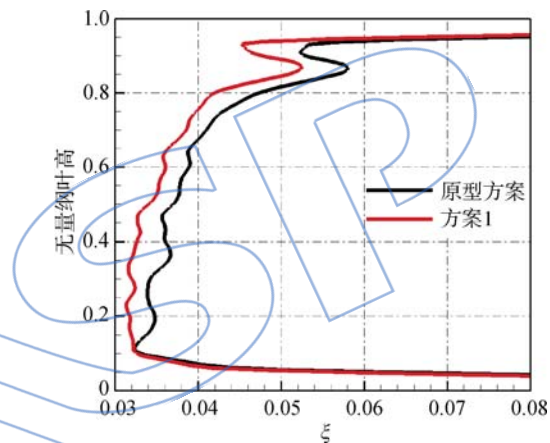


图12 不同方案损失沿叶高分布

Fig. 12 Loss distribution along span wise of different plans

对于气冷涡轮效率的分析, 还应注意优化前后由于气膜孔参数的变化导致的冷气与主流掺混损失的变化. 由于冷气的掺混损失难以进行准确的量化, 因此文中没有给出优化后冷气和主流的掺混损失对于效率变化的贡献.

5.2 冷却效果分析

图13至图16为原型方案与优化后的方案对比, 其中包含了 Row 5, Row 6, Row 7 列气膜孔的流体流线与叶片表面的温度云图. 在目标函数 η_p 中存在两方面的内容: 第1部分为叶片表面的最高温度, 由于本文采用绝热壁面进行计算, 所以叶片表面的最高温度几乎不变, 基本等于来流燃气的滞止温度; 第2部分为叶片表面温度高于 $0.9 T_0$ 区域的面积大小, 文中各方案 η_p 的变化基本由该部分导致, 并且该面积的大小与 η_p 也存在直接关系. 因此本文重点分析冷气喷射方向的变化对温度高于 $0.9 T_0$ 区域面积大小的影响.

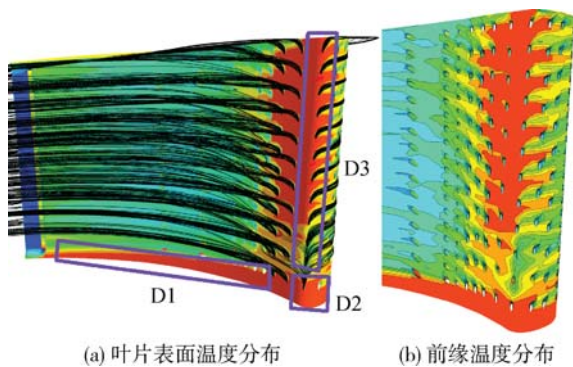


图 13 原型方案温度分布

Fig. 13 Original plan temperature distribution

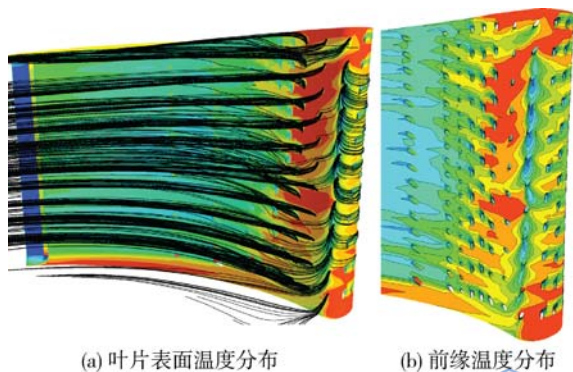


图 14 方案 1 温度分布

Fig. 14 Plan 1 temperature distribution

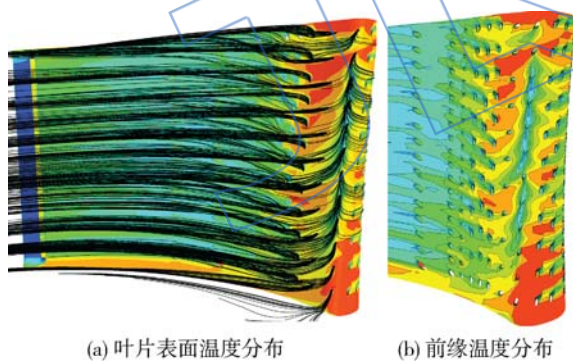


图 15 方案 2 温度分布

Fig. 15 Plan 2 temperature distribution

由图 13~图 16 可以看出,冷气喷射方向的变化对叶片表面冷气覆盖情况以及温度的分布影响是显著的.原型方案中该 3 列气膜孔仅存在径向 25°向上喷射的角度,仅依靠端壁喷射的冷气不能对叶片下端壁附近的叶片区域(D1)形成良好的冷却,因此在图 13 中 D1 区域存在明显的高温区.优化后的方案 Row 5 气膜孔的方向变化是一致的,均存在一定流向复合角度的同时沿叶片向下喷射,这样对于图 13 中的 D1 区域产生了良好的冷却效果,可以看到图 14 至图 16 该区域温

度有了明显降低.图 17 为叶片区域的划分.图 18 为根部附近(图 17 中区域 A+区域 B)按照面积平均无量纲温度($T_r = T/T_0$)与局部最高温度和最低温度分布趋势.从图 18 看到,方案 2 中该区

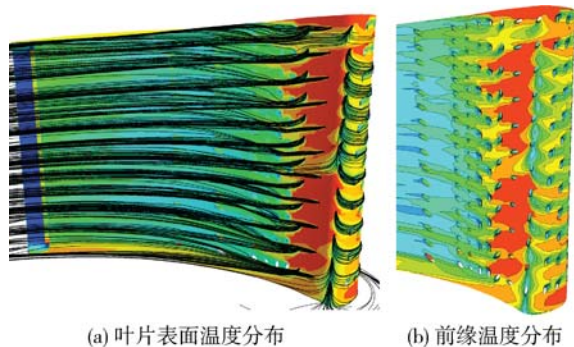


图 16 方案 4 温度分布

Fig. 16 Plan 4 temperature distribution

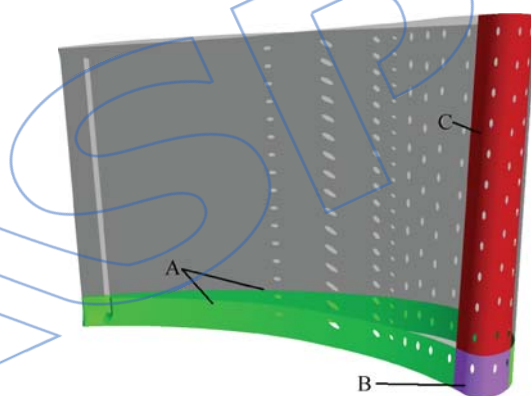


图 17 叶片区域的划分

Fig. 17 Region partition of the blade

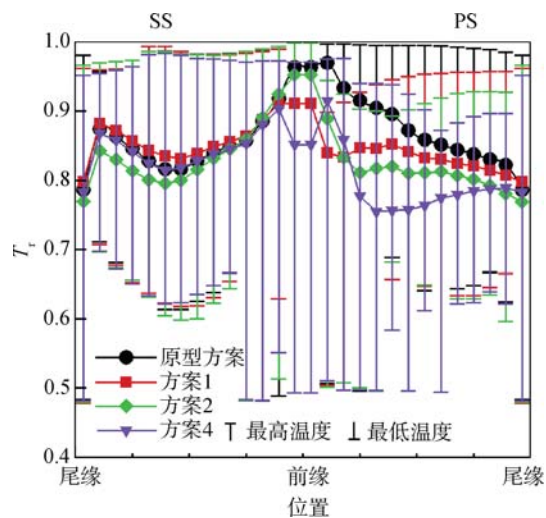


图 18 叶片根部区域温度分布

(区域 A 和区域 B)

Fig. 18 Temperature distribution of root region (region A and region B)

域吸力侧(PS)温度略低,但各方案的平均温度和最高温度以及最低温度变化均不大.该区域压力侧(SS)温度变化较大,优化后的方案均较原方案有了大幅度的降低,尤其以方案2和方案4降低更为明显,而且该区域的最高温度相较于原型也有了较大幅度的下降,这与上文的分析是一致的.

图19为叶片前缘附近(图17中区域B+区域C)按照面积平均得到的温度分布和局部点的最高温度分布图.该区域各个方案的最低温度基本等于冷气的温度,因此图19只体现该区域各个位置的平均温度和最高温度.

图20为驻点与Row 5的位置关系,可以看到驻点在压力侧Row 5位置偏后一点,若此处冷气喷射方向不加以控制而仅存在一个径向的喷射

角度,该列大部分喷射出的冷气会被带向吸力侧,这里点可以从图13的流线看出,该列喷射出的冷气的大部分由主流带入吸力侧,对叶片的冷却效果较差.在方案1和方案2中Row 5的下半部分气膜孔在压力侧沿流向存在一定复合角度(γ_{51} 分别为 -57.2° 和 -67.5°),不至于使Row 5的所有冷气随主流从吸力侧流走,部分气体仍然流向了压力侧,对压力侧高温区域也起到了明显的冷却效果.在方案4中,Row 5下半部分气膜孔在压力侧沿流向的角度很小(γ_{51} 为 -78.8°),因此可以看到几乎所有冷气均从吸力侧流走,这种流动虽然导致与方案1和方案2相比D2区域温度下降明显,但是在压力侧底部叶片前缘附近高温区域较为明显,这一点也可以从图19中可以看到,在15%叶高以下(D2区域),方案4该区域温度最低.总体上看在高于25%叶高区域(D3区域),方案4温度明显高于方案1和方案2,但是与原型方案相比已经有了较大的降低.

在Row 5上半部分区域(D3区域)气膜孔应存在一定的最佳喷射角度,由图19可以看出方案1和方案2中气膜覆盖情况明显好方案4中该区域的气膜覆盖情况,而且在D3区域方案1和方案2中局部最高温度也有了明显的降低.

由以上分析可以看到,应重点考虑前缘附近接近驻点处的冷气与主流的相互作用,合理布置此处气膜孔的喷射方向,使得冷气在此处可以进行合理的分流,以达到最佳冷却效果.

对于Row 6气膜孔的分布可以看到,气膜孔喷射角度没有明显的规律可循.在方案2中Row 6下半部分气膜孔喷射方向(γ_{61} 为 -35.8°)与Row 5类似,在存在一定流向角度基础上沿叶高向下喷射,这对于D1区域的气膜覆盖有一定好处,喷射方向与叶片的夹角相对于原型方案有所增大(θ_{61} 为 29.6°),而方案1和方案4中Row 6下半部分气膜孔均存在一定流向角度并且沿叶高向上喷射.各方案Row 6中上半部分气膜孔均在存在一定流向角度基础上向下喷射(γ_{62} 均小于 0°),这也与原型方案差别较大,不同的是在传热效果较好的方案2和方案4中Row 6上半部分气膜孔几乎是沿着流向喷射(γ_{62} 分别为 -12.7° 和 -12.5°).

Row 7对于叶片温度的影响相对于Row 5和Row 6更小.方案1中Row 7下半部分气膜孔相对于原型方案同样有了流向的角度,Row 7上半部分气膜孔角度没有变化.方案2中Row 7相

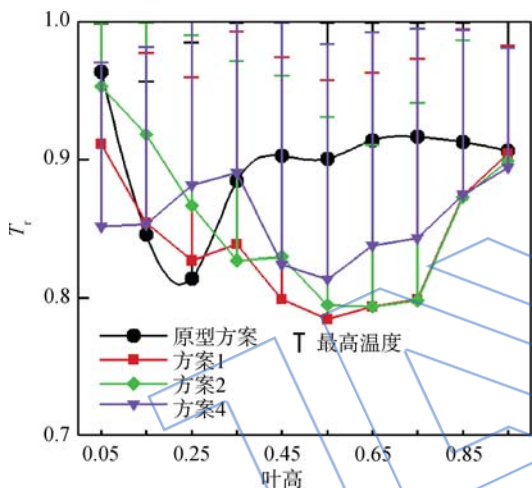


图19 叶片前缘附近温度分布
(区域B和区域C)

Fig. 19 Temperature distribution of leading edge
(region B and region C)

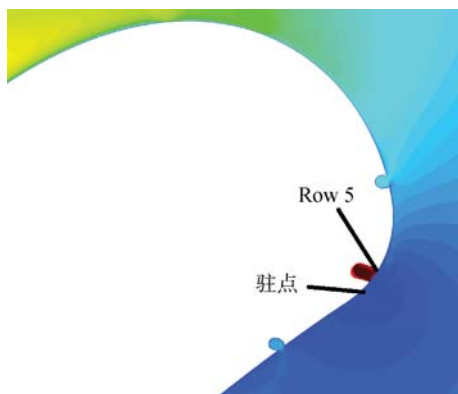


图20 Row 5与驻点位置关系

Fig. 20 Relationship between Row 5 and stagnation
point position

对于原型方案气膜孔偏离叶片角度增加(θ_{71} 与 θ_{72} 增加 3° 左右),但是保持了沿叶高向上的纯径向喷射.方案4中Row 7角度也发生了较大变化.

6 结 论

本文采用多目标优化的方法对气膜冷却涡轮静叶气膜孔喷射方向和造型参数中的后弯角进行优化,对优化变量选取以及优化策略和 Pareto 解集的应用进行了讨论,并且对优化结果进行了气动与传热效果的分析,结果表明:

1) 本文所用的考虑冷气喷射的优化计算方法,可以在气动优化设计中考虑冷气喷射对气动与传热的影响,可考虑不同气膜冷却方案与型线之间的关系,使气冷涡轮气动优化设计有了一定的进步.

2) 采用文中提及的优化策略以及变量选择方法,优化后的方案与原型方案相比均有了不同程度的改善.最终结果采用 Pareto 解集的形式表达,便于选择不同设计要求的方案.

3) 在绝热条件下进行优化,文中提出的针对气冷涡轮的高温函数可以在优化过程中有效的控制叶片表面的高温区域的面积.

4) 针对该叶片的气动效率而言,造型参数中后弯角取值在 12° 左右为最佳.后弯角的变化对局部压力分布产生影响,并且消除了最低压力点附近的压力波动,有效的降低了流道内的叶型损失与横向二次流损失.

5) 针对该叶片的冷却效果而言,优化后部分气膜孔喷射方向由纯径向角度改变为存在一定复合角度基础上沿叶高向下喷射,使得根部区域的冷却效果得到明显改善.前缘附近接近驻点位置的气膜孔喷射方向对前缘附近高温区温度场影响最大,并且该列气膜孔复合角度的方向与驻点位置是相关的,合理组织该列气膜孔喷射方向可以使冷气达到最佳利用.随着冷却孔远离前缘位置,其对叶片温度场的影响减弱.

下一步的研究中将进一步探讨由于气膜孔喷射方向变化导致的掺混损失的变化对气动效率的影响,并针对涡轮动叶以及整级涡轮进行优化以及进行必要的实验,以验证本文结论的准确性以及该系统的实用性.

参考文献:

[1] Blazek J. Aerodynamic shape optimization of turbomachinery cascade[R]. AIAA-97-2131, 1997.

[2] Marcello M, Raffaele T. Optimum aero-thermal design of turbo machinery blading systems accounting for variable operating conditions [R]. ASME Paper GT2003-38629, 2003.

[3] 袁新,林智荣,赖宇阳,等.透平叶片的气动优化设计系统[J].热力透平,2004,33(1):8-13.

YUAN Xin, LIN Zhirong, LAI Yuyang, et al. Aerodynamic optimization system for turbine blade design[J]. Thermal Turbine, 2004, 33(1): 8-13. (in Chinese)

[4] 冯国泰,顾中华,温风波,等.燃气涡轮机气冷涡轮气动设计体系设计思想及其应用[J].工程热物理学报,2009,30(11):1841-1848.

FENG Guotai, GU Zhonghua, WEN Fengbo, et al. Aerodynamic design system and ideology of air-cooled turbine and its application to gas turbines[J]. Journal of Engineering Thermo Physics, 2009, 30(11): 1841-1848. (in Chinese)

[5] 王婧超,李立州,岳珠峰.涡轮叶片的多学科设计优化系统[J].航空动力学报,2007,22(1):23-29.

WANG Jingchao, LI Lizhou, YUE Zhufeng. Multidisciplinary optimization design system for turbine blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 23-29. (in Chinese)

[6] Brian H D, Igor N E, Helmut S, et al. Parallel thermo elasticity optimization of 3-D serpentine cooling passages in turbine blades[R]. ASME Paper GT2003-38180, 2003.

[7] Talya S S, Chattopadhyay A, Rajadas J N. Multidisciplinary analysis and design optimization procedure for cooled gas turbine blades[R]. AIAA-2000-4877, 2000.

[8] 虞跨海,杨茜,倪俊,等.基于响应面的涡轮叶片冷却通道设计优化[J].航空学报,2009,30(9):1630-1634.

YU Kuahai, YANG Xi, NI Jun, et al. Cooling passage design optimization of turbine blade based on response surface methodology [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(9): 1630-1634. (in Chinese)

[9] 舒彪,韩前鹏,邓家祺.基于多学科涡轮叶片气动设计优化[J].南京航空航天大学学报,2005,37(6):714-719.

SHU Biao, HAN Qianpeng, DENG Jiati. Aerodynamic design optimization of turbine blade based on multidiscipline [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 37(6): 714-719. (in Chinese)

[10] 潘尚能,罗建桥.涡轮多学科优化中的气动设计技术探讨[J].航空动力学报,2012,27(3):635-643.

PAN Shangneng, LUO Jianqiao. Aerodynamic design technology in multidisciplinary optimization for turbine [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3): 635-643. (in Chinese)

[11] Jong S L, Malak F M. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes[R]. ASME Paper GT2010-22774, 2010.

[12] 姚玉,张靖周,何飞,等.涡轮叶片吸力面上收敛缝形孔气膜冷却效率的数值研究[J].航空学报,2010,31(6):1115-1120.

YAO Yu, ZHANG Jingzhou, HE Fei, et al. Numerical in-

- vestigation on film cooling effectiveness of converging slot hole at turbine blade suction surface[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2010, 31(6): 1115-1120. (in Chinese)
- [13] 李广超,朱惠人,白江涛,等. 气膜孔布局对前缘气膜冷却效率影响的实验[J]. *推进技术*, 2008, 29(2): 153-157.
LI Guangchao, ZHU Huiheng, BAI Jiangtao, et al. Experimental investigation of film cooling effectiveness on leading edge with various geometries[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(2): 153-157. (in Chinese)
- [14] 卢少鹏,迟重然,温风波,等. 考虑气膜冷却的涡轮静叶多目标优化[J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(6): 1036-1041.
LU Shaopeng, CHI Zhongran, WEN Fengbo, et al. Multi-objective optimization of turbine blades considering film cooling[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(6): 1036-1041. (in Chinese)
- [15] 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)
- [16] Sridhar M, Sunnam S, Goswami S, et al. CFD aerodynamic performance validation of a two-stage high pressure turbine[R]. ASME Paper GT2011-45569, 2011.
- [17] 曾军,王丽,王彬. GE 公司 E3 涡轮部件全三维流场计算与分析[R]. 三亚: ANSYS 2011 中国用户大会优秀论文集, 2011.
- [18] 董平. 航空发动机气冷涡轮叶片的气热耦合数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学 2009.
DONG Ping. Research on conjugate heat transfer simulation of aero turbine engine air-cooled vane[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009. (in Chinese)
- [19] Kalila E E, Lenahan D T, Thomas T T. High pressure turbine test hardware detail design report[R]. NASA CR-167955, 1982.
- [20] Timko L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report [R]. NASA CR-168289, 1990.