

文章编号: 1000-8055(2008)09-1672-06

有无内部对流换热对导叶冷却效果影响的数值研究

姚 玉¹, 张靖周¹, 郭 文²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 根据导向叶片的曲面结构, 运用剪应力输运方程(SST)湍流模型, 在不同冷气入口压力条件下, 对涡轮叶栅通道内部的三维流场和圆形气膜孔叶片型面的冷却效果进行了数值模拟。计算针对两种情形, 即叶片内部有对流换热的情形和无对流换热的情形, 结果表明随着冷气入口压力的增加, 叶片有无内部对流换热的冷却效果也在增加; 有内部对流换热的冷却效果较纯气膜冷却的高, 尤其是在叶片前缘。

关 键 词: 涡轮叶片; 涡轮叶栅; 气膜冷却; 数值计算

中图分类号: V231. 3

文献标识码: A

Numerical investigation on film cooling effectiveness of stator blade with or without heat transfer

YAO Yu¹, ZHANG Jing-zhou¹, GUO Wen²

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. China Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: The film cooling effectiveness on the blade surface under different coolant entrance pressures was numerically investigated using the shear-stress transport (SST) two-equation turbulent model, so as to understand the influences of film-cooling holes on cooling effectiveness. Three-dimensional turbulent flow in the turbine cascade and the cooling effectiveness on the blade surface with cylindrical film cooling hole were simulated in two cases: with/without heat transfer in the blade. The results show that the cooling effectiveness increases with the increment of the coolant entrance total pressure, and the cooling effectiveness with heat transfer in the blade is better than that without heat transfer in the blade, especially in the leading edge region.

Key words: turbine blade; turbine cascade; film cooling; numerical computation

气膜冷却是通过缝隙或孔引入一股较冷的二次流体, 借以对紧接喷吹处下游表面进行保护的一种冷却方法, 是 70 年代开始在航空燃气涡轮发动机上使用的一种高效冷却方法, 目前仍然是现代燃气涡轮发动机高温部件的主要冷却措施。由于在实际情况下, 冷侧壁面通常不是绝热的^[1-6],

而是还可能对流冷却, 这时热侧壁面的实际温度不一定是绝热壁温, 壁面的冷却效果会发生变化。本文通过数值模拟的方法, 运用 FLUENT 软件, 根据某导向叶片的曲面结构, 对气膜冷却的流场及冷却特性开展机理性研究, 分析冷气进口压力变化的条件下, 有无内部对流换热对导向叶片

收稿日期: 2007-09-12; 修订日期: 2007-12-06

作者简介: 姚玉(1982-), 女, 河南汝南人, 博士生, 主要从事传热与燃烧研究。

冷却效果的影响.

1 计算模型

本文叶片采为单腔多级的气膜冷却,计算时只考虑一个叶栅通道周期,这样处理既不失研讨的一般性,又可以减少网格数目,节省人力、物力.图 1 是本文的计算模型,叶栅通道长度为 90 mm,宽度为 54 mm,叶片展向高度为 18 mm.图 2 是叶片上各排气膜孔的编号示意图,各排孔按逆时针方向排列,1~3 排气膜孔分布在吸力面,4~9 排气膜孔分布在叶片前缘,10~15 排气膜孔分布在压力面,图 3 是各排气膜孔的排列方式示意图.

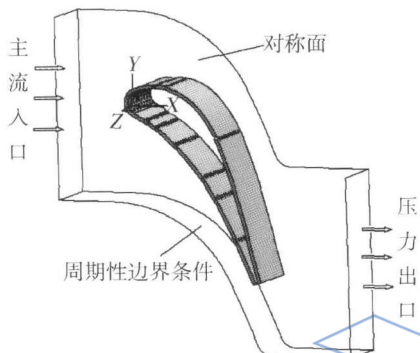


图 1 计算模型

Fig.1 Computational model

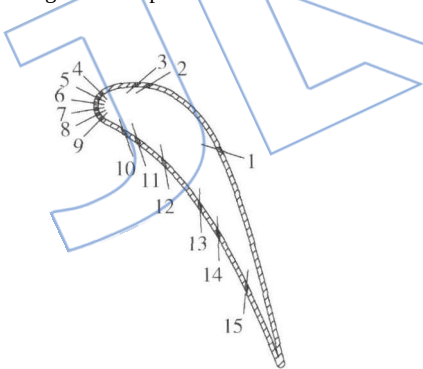


图 2 气膜孔编号

Fig.2 No. of filmcooling holes

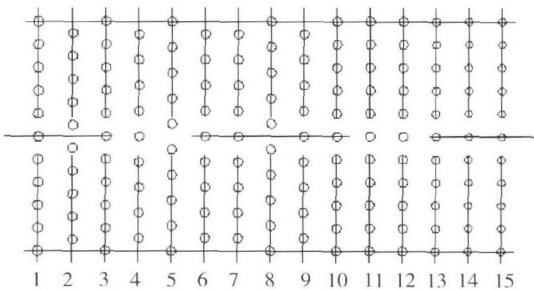


图 3 气膜孔的排列方式

Fig.3 Arrangement of film cooling holes

进出口条件:主流进口总压力为 2 432 041 Pa;温度为 2 213.6 K;冷气进口总压力有 4 种:2 484 480,2 584 480,2 684 480,2 784 480 Pa,温度为 824.3 K;出口压力为 1 322 075 Pa.

2 数值计算方法

2.1 湍流模型

在笛卡儿直角坐标系 (x, y, z) 下,计各自对应的速度分量为 u, v, w 时,剪应力输运方程 (SST) $k-\omega$ 湍流模型的控制方程如下^[7]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho ku) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho kv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho kw) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial z}\right) + G_k - Y_k + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \omega u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \omega v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \omega w) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial z}\right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2)$$

控制方程中, Γ_k 和 Γ_ω 分别是 k 和 ω 的广义扩散项; G_k 表示由于速度梯度而产生的湍动能生成项, G_ω 是 ω 的生成项; Y_k 和 Y_ω 分别是由于湍流而生成的 k 和 ω 的耗散项; D_ω 是横向扩散项; S_k 和 S_ω 是自定义的源项.

本文采用流固耦合的 FLUENT 分离隐式求解器进行稳态求解,湍流模型采用 SST $k-\omega$ 两方程模型;各物理量的离散格式均为二阶迎风格式;压力-速度耦合采用 Simplec 算法;解收敛的标准是各项残差精度均小于 10^{-5} 、残差曲线趋于平直且叶片吸力面的平均温度变化不大.

2.2 网格分布和边界条件

网格分布:计算域整体采用非结构化网格,共有网格 191 万.由于气膜孔的孔径较小,所以气膜孔处的网格划分的较细密,平均每个孔约有 300 个网格;无内部对流换热时,将叶片所占体挖去以减少网格数目并可达绝热目的,有内部对流换热时,叶片作为一个整体进行了网格划分,因叶片壁厚仅有 1 mm,故叶片的网格分布也较密;叶栅通道节点间距为 2,在网格的自动衔接下,从叶片外壁面到叶栅通道边缘呈现出由密到疏的网格分布;叶片内部的冷流体区域,由于被叶片内壁面较为密集的网格包围,故整个冷通道都分布着细密的网格.

计算域的边界条件设置:主流和二次流进口

为压力进口;出口为压力出口;对称面为对称边界条件;周期性面为周期性边界条件;叶片固壁采用无滑移速度条件。

2.3 冷却效果

如果只有冷气流喷射产生的气膜对热燃气的阻隔作用降低了高温壁面的温度,而没有其它形式的换热就是无内部对流换热的气膜冷却,此时对被冷却壁面的主动换热量小,主要是靠在壁面覆盖冷却气膜以防止高温燃气与壁面直接接触而起到冷却作用。因此,在被冷却壁面形成高绝热冷却有效温比的冷却气膜,是提高其冷却效果的关键途径^[8]。

冷却有效温比

$$\eta = (T_{\infty} - T_{aw}) / (T_{\infty} - T_2) \quad (3)$$

其中 T_{∞} 是主流温度, T_2 是冷气温度, T_{aw} 是有气膜冷却的情况下沿气膜下游某处绝热壁面上的恢复温度,也就是无内部对流换热时叶片型面温度。

叶片参与导热,存在内部对流换热时热侧壁面的实际温度可能低于、等于或高于绝热壁温,将“热侧-固壁-冷侧”作为一个整体进行传热计算来确定。此时使用实际冷却效果这一概念^[9]。

冷却效果

$$\eta = (T_{\infty} - T_w) / (T_{\infty} - T_2) \quad (4)$$

其中 T_w 是热侧被冷却叶片型面的实际温度。

3 结果与分析

图4是叶片型面上不同位置各排气膜孔中心截面的局部流线分布图。由这些图可以观察到,在叶片型面的不同位置,主流对冷气射流都有不同程度的阻塞效应,这种阻塞效应在各排气膜孔处表现的不尽相同,冷气从气膜孔流出后,在加速流动的主流挤压作用下逐渐向叶片型面偏转,同时主流的流动被冷气所阻挡而向侧向和上下偏

转。由图4(a)可见,吸力面第1排气膜孔的冷气射流受主流的影响,在出口附近可以很好的贴附在壁面上,对热燃气起到阻隔的作用,从而保护壁面,而孔内则存在一个漩涡。叶片内部冷气在气膜孔处的速度方向发生突变、气膜孔轴线与叶片型面法线方向的夹角较大等原因的共同作用造成了气膜孔内的漩涡。孔内漩涡的存在,强化了孔内冷气流与叶片的换热,从而可以在孔上下游附近提高冷却效果。由图4(b)可见,叶片前缘的第9排气膜孔由于处在主流流速较低的区域,冷气射流在出口下游附近并未完全贴附在型面上,在气膜孔出口附近有一个低动量区,形成了一个漩涡,由于漩涡的存在,在靠近叶片型面的区域内,气流速度较小,不能形成很好的气膜覆盖壁面以起到隔热的作用。同时部分冷气穿透边界层进入主流进行掺混,降低了冷气的冷却能力,随着流动的发展冷气和主流不断进行掺混,在下游区域,部分冷气在主流的作用下返回到叶片型面实现二次冷却。气膜孔内部没有漩涡,这是因为气膜孔轴线与叶片型面的法线方向相重合及前缘处主流的速度较低而形成。由图4(c)可见,第14排气膜孔的冷气射流在出口附近也可以很好的贴附在壁面上,形成气膜保护壁面。

图5是无内部对流换热时叶片型面的平均冷却效果在不同冷气入口总压条件下的分布图。由图5(a)可见,吸力面的冷却有效温比随着冷气入口压力的增加而持续的增加,增加的幅度保持均匀,在研究的整个冷气压力进口范围内,冷却效率最大约提高了15%,这是由于冷气入口压力的增加造成冷气流量的加大,而在本文研究的范围之内并未达到吸力面的饱和流量。由图5(b)可见,在冷气入口总压为2 484 480~2 684 480 Pa时,前缘冷却效率增加的幅度较小;在总压为

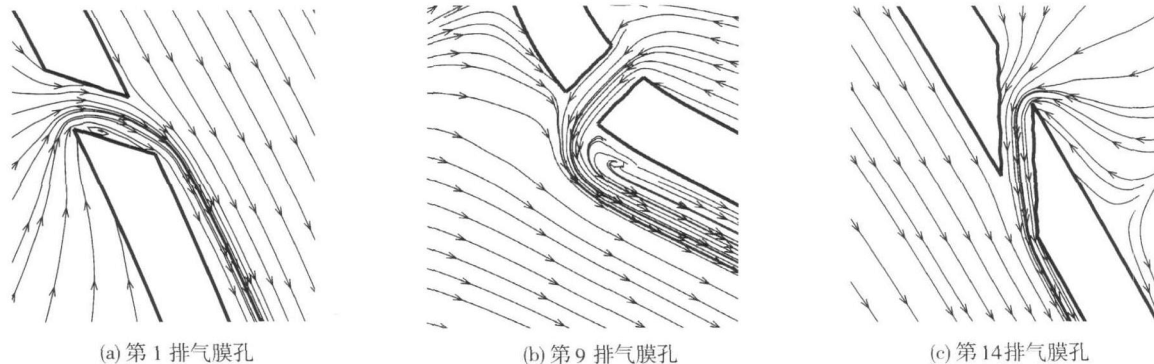


图4 叶片型面上不同位置各排气膜孔中心截面的局部流场分布图

Fig. 4 Distribution of local flow field at the center of film cooling holes on the different blade surface

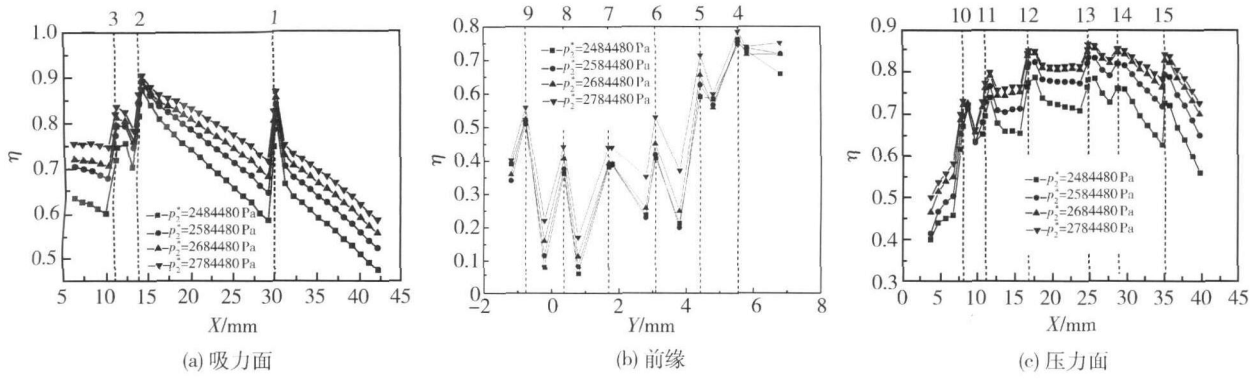


图 5 无内部对流换热叶片型面平均冷却效果的分布图

Fig. 5 Distribution of averaged film effectiveness of blade surface without heat transfer in the blade inner

2 784 480 Pa 时,前缘冷却效果明显改善,增加冷却效率最大约为 10 %。由图 5(c) 可见,随着冷气入口压力的增加,压力面的冷却有效温比也在不断的加大,尤其是在第 11 排孔下游;冷气入口压力为 2 484 480~2 684 480 Pa 时,冷却效率加大的幅度较大约为 10 %;而入口压力为 2 684 480~2 784 480 Pa 时,冷却效率增加的较小,表明在此压力入口时,已达到压力面的饱和流量。

图 6 是在不同冷气进口压力情况下,有内部对流换热叶片型面的平均冷却效果分布图。由图可见,随着冷气进口压力的增加,叶片型面各位置的平均冷却效果也在增加。图 6(a) 是吸力面的平均冷却效果分布图,4 条冷却效果曲线沿吸力面下游的分布趋势相似:3 排气膜孔处,冷却效果急剧上升,是考虑了气膜孔出口处冷却效果的原因;前缘气膜孔流出的冷气流在主流加速作用下的挤压和吸力面前缘部分凸面曲率较大及第 3 排气膜孔内部的对流作用,冷却效果沿下游缓慢上升;第 3 排孔出口下游的冷却效果与孔前一致,并在小范围内保持基本不变;第 2 排孔下游冷却效果下

降缓慢,并由于第 1 排孔内部的对流使得孔上游附近的冷却效果稍有提升;第 1 排孔下游由于气膜的贴壁性不够好,冷却效果迅速下降直至最小值,由于尾缘处叶片冷通道内部的对流换热增强,使得冷却效果稍有提高。图 6(b) 是前缘的平均冷却效果分布图,各条冷却效果曲线沿 Y 方向都有相似的变化:由于考虑了气膜孔出口的冷气流,各排气膜孔出口处的冷却效果都有提高,各条曲线呈现出“锯齿”状;除去气膜孔处发生的突变外,前缘的冷却效果分布较为均匀,基本保持不变。由图 6(c) 可见,压力面平均冷却效果的分布趋势一致,各排气膜孔处,冷却效果急剧上升,形成局部最大值;叶片前缘的冷气流在主流的加速作用下更加贴壁及第十排气膜孔内的对流作用使得其上游的冷却效果缓慢升高,第 10 排孔下游与孔前的冷却效果一致并保持缓慢上升的趋势;第 11,12 排孔下游的冷却效果依然持续上升;第 13 排孔下游的平均冷却效果在冷气进口压力较低时开始缓慢下降,而在进口压力较高时,依然还有缓慢上升的趋势并在第 14 排孔处形成压力面平均冷却效果的

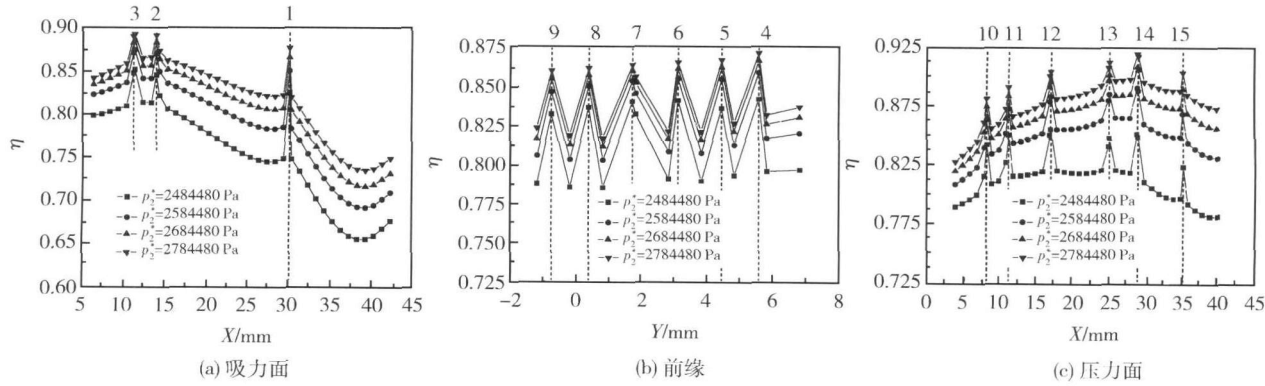


图 6 有内部对流换热叶片型面平均冷却效果的分布图

Fig. 6 Distribution of averaged film effectiveness of blade surface with heat transfer in the blade inner

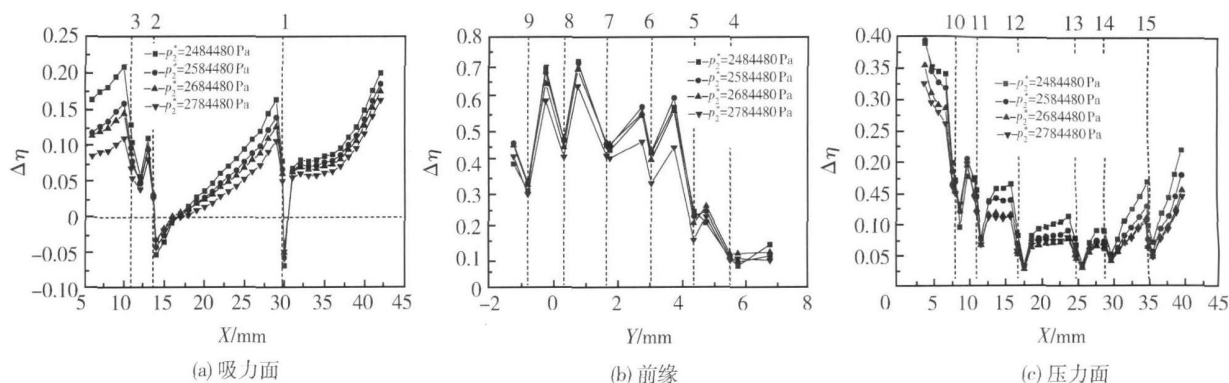


图7 有无内部对流换热叶片型面平均冷却效果的差值分布图

Fig.7 Distribution of minus averaged film effectiveness of blade surface with or without heat transfer in the blade inner

最高值;从第14排孔开始,各压力条件下的平均冷却效果曲线都开始下降。

对比图5和图6可见,增加内部对流换热后,整个叶片的冷却效果分布相差较小,增加了叶片型面温度分布的均匀性,降低了热应力,从而可延长叶片的寿命。

为了比较有无内部对流换热对冷却效果的影响,定义冷却效果与冷却有效温比的差值为 $\Delta\eta$ 。

图7(a)是吸力面 $\Delta\eta$ 的分布图,4种压力进口条件下,各条差值曲线的分布趋势相似:吸力面大部分区域的差值大于零,说明加入对流换热后冷却效果得到了提高,但在第1,2排气膜孔出口附近下游的小区域范围内存在小于零的现象,这主要是由于有内部对流换热时叶片的导热效果较好,将孔附近的热量传递此处,降低了气膜孔附近的温差;第3排气膜孔上游的 $\Delta\eta$,沿着吸力面缓慢上升,并达到一个局部最大值;吸力面3排气膜孔附近上下游的差值分布趋势有着相同的规律,即在气膜孔上游附近各差值达到局部最大值后开始急剧下降到最小值,然后在气膜孔下游附近, $\Delta\eta$ 开始回升直到下排孔的局部最大值或吸力面尾缘。图7(b)是前缘 $\Delta\eta$ 的分布图,前缘的 $\Delta\eta$ 全都在零以上,说明前缘增加了对流换热后的冷却效果有提高;4条差值曲线呈现出非规则的“锯齿”状,各排气膜孔所处位置为 $\Delta\eta$ 的局部最小值,其上游的差值逐步下降到气膜孔处的最小值,然后其下游差值逐步上升到最大值,形成了非完全一致的周期;前缘冷却效果最大约提高了72%,充分说明了加入了对流换热后前缘的冷却效果得到了很大的提高。图7(c)是压力面 $\Delta\eta$ 的分布图,压力面的 $\Delta\eta$ 都在零以上,但大部分区域集中在5%~10%之间,提升效果不明显;4种压

力进口条件下,各条差值曲线的规律依然保持一致: $\Delta\eta$ 在各排气膜孔上游存在一个局部最大值,然后急速下降到气膜孔下游处的局部最小值后再上升到最大值,形成不完全重合的周期。通过对 $\Delta\eta$ 分析可知,在大部分叶片型面范围内,尤其是前缘,对流换热的存在增加了冷却效果,从而可以更好的保护叶片。

4 结 论

本节对圆形气膜冷却结构在有无内部对流换热的情况下,不同冷气入口压力条件下,叶栅通道的流动及叶片型面的冷却等特点进行了分析,可得如下结论:

- 1) 各排气膜孔孔内及孔附近区域的流场沿叶片型面呈现较大的差异;
- 2) 随着冷气入口压力的增加,有无内部对流换热叶片型面的冷却效果在增加;
- 3) 所有冷气入口压力范围内,圆形气膜孔有内部对流换热的冷却效果较无内部对流换热的冷却有效温比高,尤其是在叶片前缘。

参考文献:

- [1] Farmer J P, Seager D J, Liburdy J A. The effect of shaping inclined slots on film cooling effectiveness and heat transfer coefficient [R]. ASME Paper No. 97-GT-399, 1997.
- [2] Jubran B A, Maiteh B Y. Film cooling and heat transfer from a combination of two rows of simple and/or compound angle holes in inline and/or staggered configuration [J]. Heat and Mass Transfer, 1999, 34(6): 495-502.
- [3] Sargison J E, Guo S M, Oldfield M L G, et al. A converging slot-hole film-cooling geometry Part 1: Low-speed flat-plate heat transfer and loss [R]. ASME Turbo Expo No. 2001-GT-0126, 2001.

- [4] Yu Y, Yen C H, Shih T I P. Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2002, 124(5): 820-827.
- [5] 姚玉,张靖周,李永康. 带三角形突片气膜冷却结构换热特性的数值研究[J]. 航空动力学报,2006,21(4):658-662.
YAO Yu, ZHANG Jingzhou, LI Yongkang. Numerical investigation on heat transfer of film cooling with delta-shaped tabs[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 658-662. (in Chinese)
- [6] 徐红洲,苏红桢,刘松龄. 倾斜锥形喷孔气膜冷却的流动和传热实验研究[J]. 推进技术,1996,17(5):52-58.
XU Hongzhou, SU Hongzhen, LIU Songling. An experimental study on flow and heat transfer around a single cone-shaped film cooling hole with inclined angle of 30° [J]. Journal of Propulsion Technology, 1996, 17(5):52-58. (in Chinese)
- [7] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1992.
- [8] 葛绍岩,刘登瀛,徐靖中,等. 气膜冷却[M]. 北京:科学出版社,1985.
- [9] 曹玉璋,陶智,徐国强,等. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.