

透平叶片双工质冷却流量和流向的优化配置

徐亮, 税琳棋, 高建民, 史晓军, 王维, 李小明

(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: 采用 SST 转捩模型求解了三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程, 对具有多个光滑内冷通道的试验叶片进行了气热耦合的数值计算, 同时研究了蒸汽、空气冷却工质的流量大小和流向分配对叶片表面温度分布和冷却效率的影响. 结果表明: SST 转捩湍流模型能够较好地预测叶栅内的传热特性; 增加冷却工质的流量, 叶片温度明显降低且表面温度分布更加均匀, 当冷却工质流量比从 0.018 74 提高到 0.093 71 时最大温差下降了约 30 K, 叶片表面的平均冷却效率最大可提升 17%, 叶片达到最大冷却效果的冷却流量比的最佳值为 0.074 97; 改变叶片的第 2、第 4 通道的冷却工质流向, 可以改善叶片中弦区域沿展向的温度梯度, 第 5 通道采用双向进气的配置方案可以很好地降低叶片尾缘区域的温度梯度, 从而改善叶片整体温度的分布.

关键词: 透平叶片; 蒸汽冷却; 气热耦合; 数值分析

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)05-0007-06

Investigation on Optimal Allocation of Mass Flow and Direction for Binary Cooling Turbine Test Blades

XU Liang, SHUI Linqi, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, WANG Wei, LI Xiaoming

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

Abstract: The three-dimensional viscous steady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations and energy equation were adopted to solve coupled velocity and temperature fields for investigating the effects of the mass flow rate and the flow direction of cooling-steam and cooling-air on the blade surface temperature distribution and cooling efficiency on the basis of the SST transition turbulence model. The numerical results indicate that the simulation with the SST transition turbulence model can predict the heat transfer characteristics in the blade cascade. The blade surface temperature decreases significantly and its temperature distribution is more uniform with an increase in the mass flow rates of the coolants. Moreover, when the mass flow rate ratio is increased from 0.018 74 to 0.093 71, the maximum temperature difference falls by 30 K and the average cooling efficiency of the blade surface rises by up to 17%. When the mass flow rate ratio is 0.074 97, the best cooling efficiency of the blade could be obtained in this study. In addition, changing the flow directions of the second and fourth channels can reduce the temperature gradient and effectively improve the temperature distribution in the blade midchord region along span-wise, and adopting the double-inlet configuration in the trailing-edge region will lead to a lower temperature gradient and ameliorate the whole temperature distribution of the blade.

Keywords: turbine blade; steam cooling; aero-thermal coupling; numerical analysis

收稿日期: 2011-09-05. 作者简介: 徐亮(1980—),男,讲师;史晓军(通信作者),男,讲师. 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2007CB707701);教育部高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20100201120007);国家自然科学基金资助项目(51106124).

网络出版时间: 2012-02-24

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20120224.1036.004.html>

随着燃气轮机热效率和输出功率的不断提高,燃气透平的进口温度不断升高,而叶片材料的可承受温度远远低于透平进口初温^[1].先进的冷却技术是涡轮叶片热防护的一种重要手段,是提高涡轮燃气进口温度的关键措施^[2].

目前,大部分燃气轮机采用空气冷却技术,然而随着燃气涡轮进口温度的不断升高,为了冷却高温部件,则需从压气机抽出更多的冷却空气,这不仅消耗了压气机中的高压空气,而且还导致了透平效率下降.针对空气冷却的局限性,在研制各种新型冷却结构的同时,迫切需要一种新的冷却工质.由空气和蒸汽相结合的双工质冷却目前已成为涡轮冷却技术研究的重点和热点^[3-8],闭式蒸汽双工质冷却技术已在国外先进的燃气轮机上得到成功的应用^[9].相对于空气,同一冷却结构下蒸汽冷却时叶片温度的下降幅度更大,这使得叶片温度梯度增大,热应力大大减小,从而降低了叶片的运行性能.如何控制叶片温度梯度,最大限度地降低热应力,是双工质冷却叶片设计中的关键问题之一.

本文以某试验叶片结构为研究对象,较为系统地研究了两种冷却工质的流量和流向对叶片冷却效率的影响,以期对双工质叶片冷却技术的工程应用提供参考.

1 数值计算方法

1.1 物理模型

本文研究对象是具有5个光滑内冷通道和尾缘鳍状孔结构的试验叶片,如图1所示.从前缘起,前4个内冷通道均采用闭式蒸汽对叶片进行冷却;最后1个内冷通道与鳍状孔连通,通入其中的冷却空气由尾缘喷射到叶栅主流中.叶片几何外型为某F级重型燃气轮机的第1级静叶的模化叶型,模化比为0.5.叶片和叶栅流道结构如图2所示,其中叶栅宽度为96.4 mm,叶片高度为83 mm.叶片尾缘中布置了9排鳍状孔,该孔的截面尺寸为1.2 mm×1.5 mm.

1.2 计算方法与边界条件

应用商用软件 ANSYS CFX 中的全隐式有限体积法求解了三维定常黏性 Navier-Stokes (NS) 方程和能量方程,用标准 $\kappa\epsilon$ 、SSG- $k\omega$ 和 SST 转捩湍流模型计算了流体的温度.计算区域为透平叶栅的单个通道,叶栅流道左右两侧的边界为周期性边界,流道上下壁面为绝热边界.沿叶片轴向,在叶片前缘上游延伸出1倍于叶片弦长的长度作为进口边界,

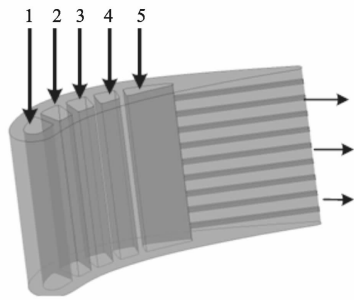


图1 叶片结构

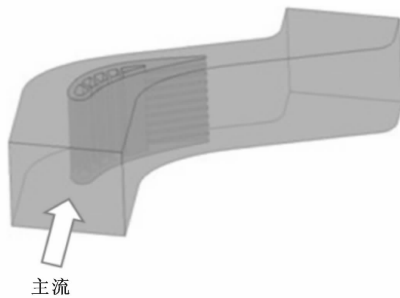


图2 叶栅流道

而在叶片尾缘下游,延伸出2倍于叶片弦长的长度作为出口边界.为了更好地评估叶片的换热特性,燃气侧、冷气侧的流体流动与固体导热之间为流固耦合边界.叶片计算网格如图3所示,整个计算区域为多块结构化网格.为了提高网格的质量,对流体和叶片的近壁面区域进行了局部网格加密,使得换热区域网格的 $y^+ < 1$.

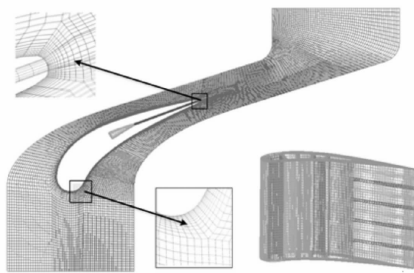


图3 叶片计算网格

冷却工质流量比

$$M = m_{cl}/m_g + m_{cs}/m_g$$

式中: m_{cl} 为第1个通道中的冷却蒸汽流量; m_{cs} 为第5个通道中的冷却空气流量; m_g 为主流燃气的质量流量.

相对冷却效率

$$\eta = (T_g^* - T_w)/(T_g^* - T_c^*)$$

式中: T_g^* 为主流燃气的滞止温度; T_c^* 为冷却工质的滞止温度; T_w 为叶片壁面的温度.如果将 T_w 更换为壁面平均温度 T_{aw} ,则 η 为平均相对冷却效

率 η_a .

2 计算结果及分析

2.1 数值方法验证

采用多种湍流模型在 5411 工况下对叶片进行了数值计算和网格可靠性验算,由于公开的透平叶片传热和冷却的试验数据较少,所以本文采用了 Hylton 等^[10]研究的 Mark II 高压涡轮叶片.

图 4 为 50% 叶高下叶片表面温度与燃气进口温度之比 T/T_0 沿型面相对弧长 $x \cdot X^{-1}$ 的分布,同时给出了 4 种湍流模型的计算值与试验值的比较.从图 4 可以看出, $\kappa\omega$ 和 SST 模型在压力面的预测结果与试验结果吻合良好,在吸力面仅给出了定性性结果,其预测值均大于试验值.由于 SST 模型的预测值与试验值最为接近,因此下文均采用 SST 湍流模型进行研究.

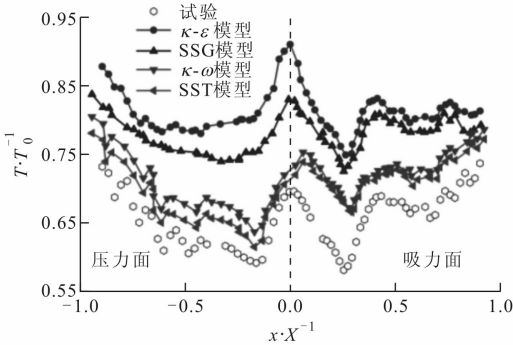


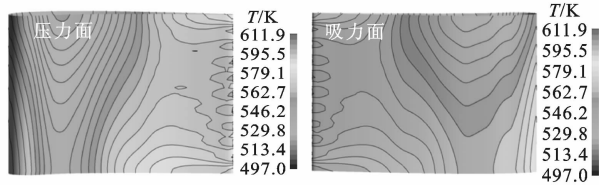
图 4 4 种湍流模型的计算值与试验值比较

2.2 冷却工质流量比对冷却效率的影响

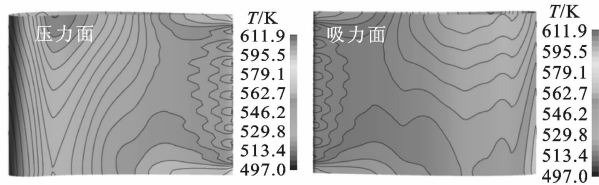
叶片前缘和尾缘处的表面温度相对较高,因此着重研究了这两处的冷却工质流量变化对叶片换热性能的影响.叶栅主流燃气工况保持不变,即进口的质量流量为 0.971 kg/s,温度为 723.15 K,出口压力为 0.2 MPa.冷却蒸汽的进口温度为 433.15 K,压力为 0.5 MPa,出口质量流量给定.为了简化研究工况,叶片中间的 3 个通道(第 2~第 4 通道)的冷却蒸汽流量保持不变,分别为 0.008 9、0.007 8、0.006 75 kg/s.前缘第 1 通道内的冷却蒸汽和尾缘处第 5 通道内的冷却空气的流量分别从 0.010 3 kg/s 和 0.007 9 kg/s 逐渐成倍增大.

图 5 为不同冷却工质流量比下叶片表面温度的分布.从图 5 可以看出,随着通道 1 和通道 5 的冷却工质流量的增大,靠近叶片前、后缘区域的温度明显下降,叶片前缘周围和中弦区域的温度梯度明显减小,该区域的温度分布更为均匀,最大温差下降了

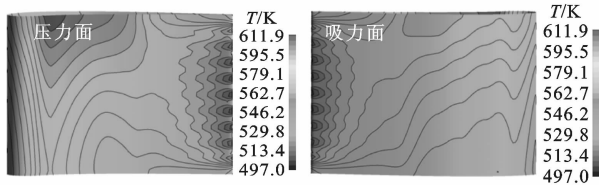
30 K.图 5d、5e 显示了相似的温度分布,表明冷却流量存在着一个阈值,在该阈值下,叶片上述区域的温度不会因冷却工质流量的继续增大而明显下降.因此,在实际设计中,叶片在最大冷却效率下冷却工质流量的阈值需要把握.对于叶片尾缘,当冷却空气流量较小时(见图 5a),叶片尾缘为叶片的最高温度区域,随着冷却空气量的增大,采用尾缘鳍状孔能较为明显地降低尾缘区域的温度,改善该区域的温度分布;当冷却空气流量较大时(见图 5d、5e),叶片压力面的尾缘为叶片的最低温度区域,其与周围区域的



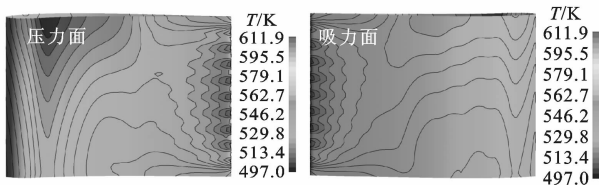
(a) $M=0.018\ 74$



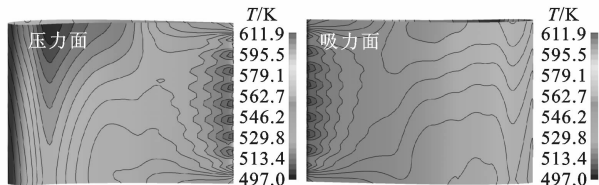
(b) $M=0.037\ 49$



(c) $M=0.056\ 23$



(d) $M=0.074\ 97$



(e) $M=0.093\ 71$

图 5 不同冷却工质流量比下叶片表面温度的分布

温度梯度增大,加之叶片尾缘形状是尖锐细长的,在较大温度梯度下会产生热应力,这种热应力将影响叶片的强度。此外,叶栅主流通道的冷却空气也将导致掺混损失,因此出自尾缘鳍状孔的冷却空气量需要加以控制。

图 6 为不同冷却工质流量比下叶片中截面(50%叶高截面)的温度分布。从图 6 可以看出:随着第 1、第 5 冷却通道中冷却工质流量的增大,靠近叶片前缘区域和尾缘区域的温度明显下降,叶片中弦区域的温度梯度明显减小,温度分布更为均匀,尾缘鳍状孔出口处温度下降较为显著;随着流量的继续增大,前缘温度的下降幅度有所减小,叶片总体温度保持不变。

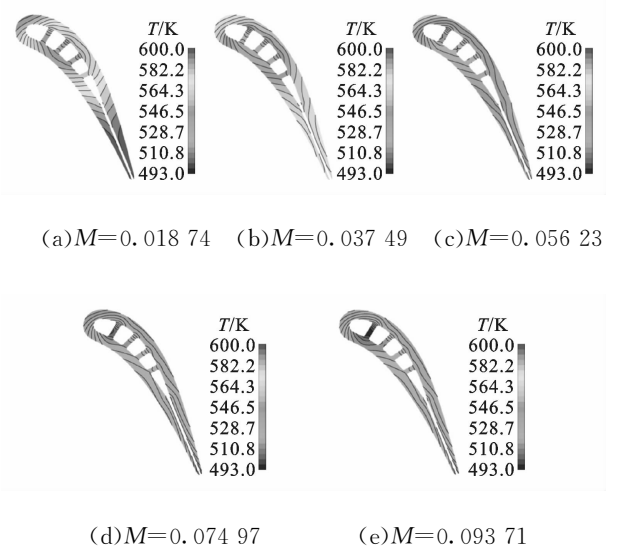


图 6 不同冷却工质流量比下叶片中截面的温度分布

图 7 为不同冷却工质流量比下叶片中截线(中截面与叶片外侧表面的交线)的温度分布。从图 7 可以看出,随着 M 的增大,叶片整体温度明显下降。叶片尾缘区域的温度下降最为明显,这是尾缘出口处冷却空气喷射速度增大造成的。叶片前缘和中弦区域的温度梯度显著减小,温度分布更加均匀,最大温差下降了大约 30 K。可以说,流体在内冷通道中通过对流换热可以降低叶片表面的温度。随着工质流量的增加,对流换热加剧,叶片表面温度下降,但是当工质流量增加到一定程度时,叶片表面温度下降便不再明显。这是由于,通道截面积不变,在亚声速下,速度 V 变化对工质流量变化起主导作用,在超声速下,密度 ρ 变化对工质流量变化起主导作用。流量在达到阈值以前,叶片内冷通道换热能力主要取决于流速,当流速达到临界值之后,换热能力主要取决于密度的变化。因此,当 M 从 0.074 97 增加到

0.093 71 时,叶片前缘温度下降不明显,尾缘温度几乎没有变化,说明此时的叶栅在运行工况下的冷却流量已经达到了阈值。若继续增大冷却工质流量,叶片的冷却效果则不再明显,所以说,将尾缘鳍状喷射孔的形状改变为收缩扩展孔,可进一步提高通道的换热能力。

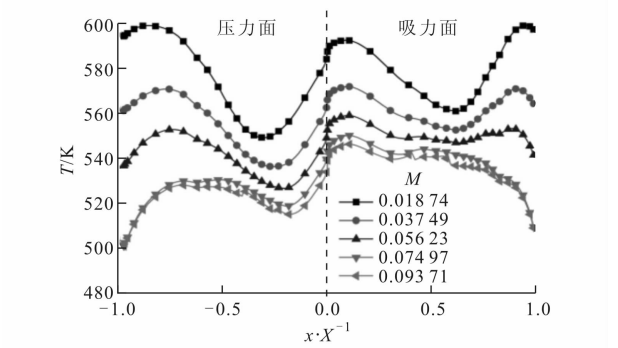


图 7 不同冷却工质流量比下叶片中截线温度的分布

图 8 为叶片中截面温度随着冷却工质流量比的变化。从图 8 可以看出:随着 M 的增加,叶片中截面的局部最高温度、局部最低温度和平均温度均有所下降;最大温差随着 M 的增加先降再升,当 M 大于 0.037 时,最大温差几乎不变;随着冷却工质流量的增大,叶片局部最高温度、局部最低温度和平均温度的下降速度均明显减缓。综合图 5、6 可以发现, M 为 0.074 97 是一个比较合适的参数,它既保证了叶片的冷却效果,又节省了冷却蒸汽量。

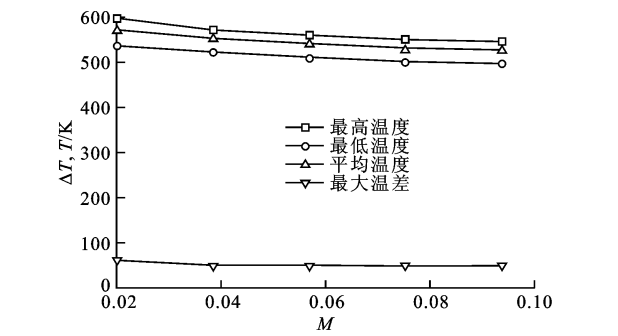


图 8 叶片中截面温度随冷却流量比的变化

图 9 为不同冷却蒸汽流量比下叶片中截线的相对冷却效率的分布。从图 9 可以看出,随着蒸汽流量的增加, η 增大,当蒸汽流量达到一定值时, η 基本不变。尾缘区域的 η 增幅较其他区域更大,前缘区域的 η 增幅最小。

图 10 为叶片表面及中截面的平均相对冷却效率随着冷却工质流量比的变化。从图 10 可以看出:随着 M 的提高,叶片表面及中截面的 η_a 均随之提

高,且二者的变化趋势是一致的. 叶片表面的 η_a 可提高 17%,叶片中截面的 η_a 可提高 15.3%.

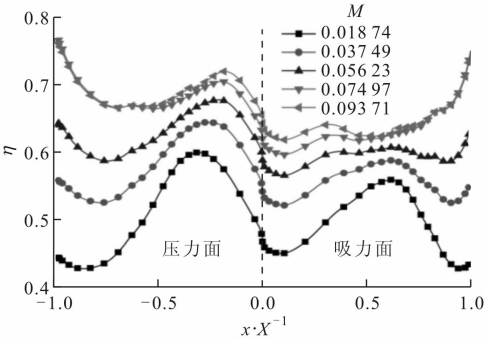


图 9 不同冷却蒸汽流量比下叶片中截面的相对冷却效率的分布

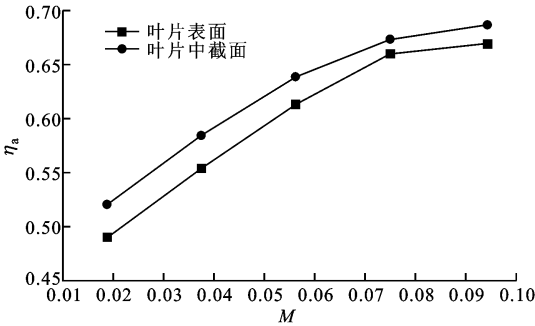


图 10 叶片表面及其中截面的平均相对冷却效率随着冷却流量比的变化

2.3 冷却工质流向对冷却效率的影响

从图 5、6 可以发现,不管 M 如何变化,叶片表面沿叶高方向的温度分布都是不均匀的. 这是由于,单向叶顶进气会造成靠近叶顶的区域温度较低,靠近叶根的区域温度较高. 如果沿叶高方向的温度不均匀,则容易引起叶片径向温度梯度增大,使得叶片径向的翘曲热应力集中;而过大的温度梯度,将缩短叶片的工作寿命.

图 11 为冷却工质不同流向的示意图,其中包括 3 种不同的进气方案. 方案 1 为各冷却通道均从叶顶进气;方案 2 为第 2、第 4 冷却通道流向与其他冷却通道流向相反;方案 3 为第 2、第 4 冷却通道流向与其他冷却通道流向相反,而第 5 通道双向进气. 主流参数和冷却工质的温度、压力和流量均保持不变, M 为 0.056 23.

图 12 为不同进气方案下叶片表面温度的分布. 对比方案 1,方案 2 的叶片中弦区域沿叶高方向的温度梯度呈减小的趋势,中弦区域温度呈升高的趋势,尾缘温度略有升高;方案 3 的叶片沿叶高方向的

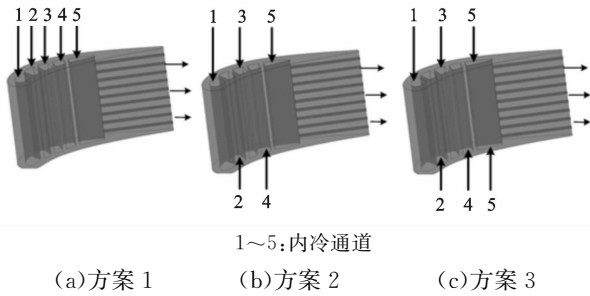


图 11 冷却工质不同流向的示意图

温度梯度减小,中弦区温度升高,中弦区域与尾缘交界处出现了一个温度变化相对缓和的区域且温度梯度较小. 在方案 2、3 中,叶片尾缘温度存在 10 K 左右的温升,这是由于方案 2、3 在改变第 2、第 4 冷却通道的冷气流向后,第 5 冷却通道附近的区域温度有所升高,这在一定程度上提高了进入鳍状孔冷却空气的温度.

相对压力面来说,吸力面温度梯度变化更小,但整体温度比压力面温度高 10 K 左右. 在方案 2、3 中,叶片中弦区域温度梯度明显减小,但是尾缘温度梯度没有明显变化. 在方案 3 中,叶片中弦区域出现了一个局部高温区,这是由于第 5 冷却通道为双向进气,两股气流在到达叶片中部时已被加热,且在内部冷通道中部交汇融合,由此产生了较大的掺混损失,从而降低了两股冷却空气的流动速度,削弱了对流

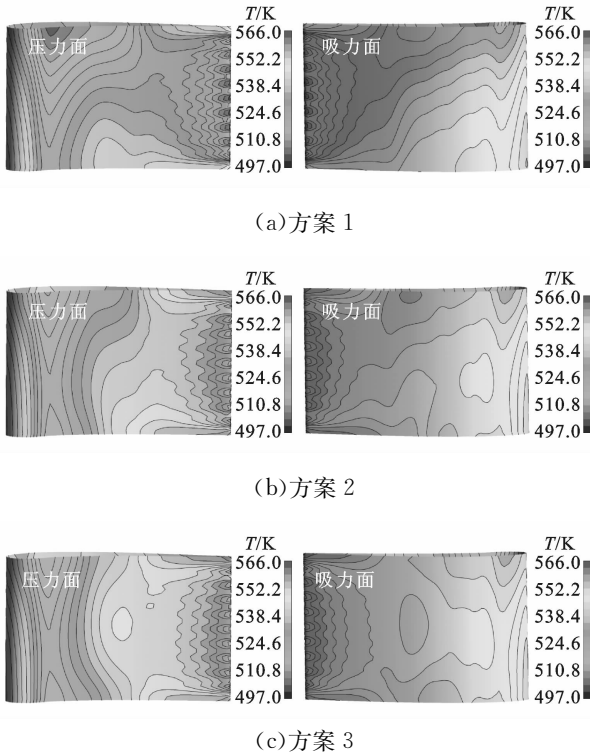


图 12 不同进气方案下叶片表面温度的分布

换热能力,造成在第 5 冷却通道中部出现了一个局部高温区。

图 13 为不同进气方案下叶片中截面叶片温度的分布。从图 13 可以看出,方案 1 中叶片尾缘温度较其他 2 种方案更低,方案 3 中靠近中弦区域的尾缘温度较高。

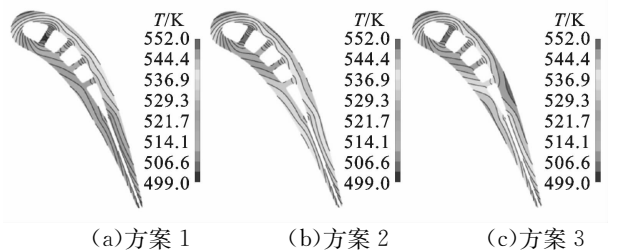


图 13 不同进气方案下叶片中截面温度的分布

图 14 为不同进气方案下叶片中截线温度的分布。从图 14 可以看出:方案 2、3 的最大温差约为 36 K,方案 1 的最大温差为 50 K;方案 1 的平均温度较方案 2、3 低约 6 K。

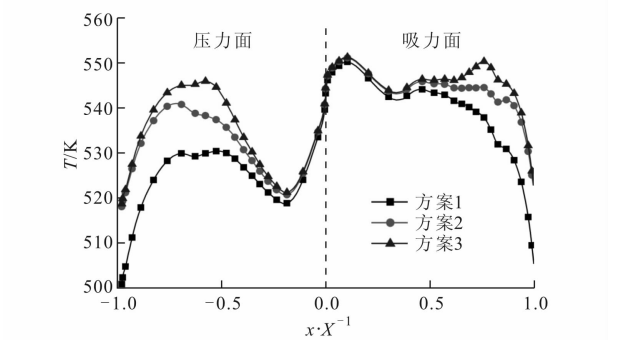


图 14 不同进气方案下叶片中截线温度的分布

图 15 为不同气进气方案下叶片中截线相对冷却效率的分布。从图 15 可以看出:方案 1 中,叶片尾缘附近的 η 最高;方案 3 中,整个截线上的 η 最低。

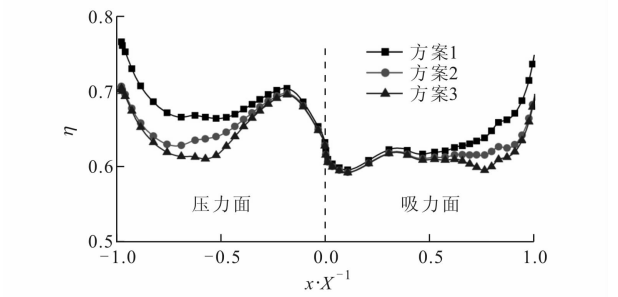


图 15 不同气进方案下叶片中截线相对冷却效率的分布

图 16 为不同进气方案下叶片及其中截面平均相对冷却效率的分布。从图 16 可以看出:叶片中截

面的 η_a 比整个叶片表面高 2.2%;方案 1 的冷却效率最高,方案 3 的冷却效率最低,二者相差大约 4.5%,但该差异并不显著;方案 2、3 的中弦区域和尾缘沿展向的温度分布更为均匀。综合考虑平均冷却效率及叶片表面温度的均匀程度后认为,方案 3 最为可取。

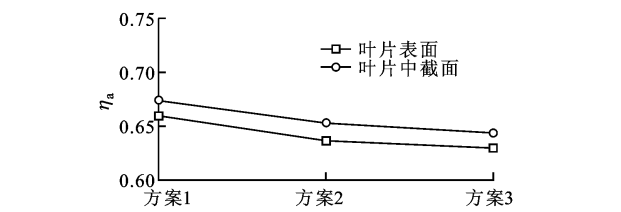


图 16 不同进气方案下叶片表面及其中截面平均相对冷却效率的分布

3 结 论

本文采用气热耦合的方法对某双工质冷却试验叶片进行了仿真计算,对叶片的冷却工质流量分配和进气方向进行了研究,同时分析了不同进气方案下叶片的冷却效率,从中得出以下结论。

(1)在运行工况下,增加叶片前缘和尾缘的冷却工质流量可以有效降低叶片整体温度,改善叶片温度分布,减小叶片的温度梯度。随着 M 的增大,叶片表面的 η_a 有所升高,整个叶片表面的最大平均冷却效率可提升 17%,此时叶片中截面上的最大 η_a 增加了 15.3%。在此工况下,叶片达到最佳冷却效果的 M 为 0.074 97。

(2)合理的流向可以减小叶片的温度梯度,改善叶片的冷却效果。改变第 2、第 4 通道的冷却工质流向,可以减小叶片中弦区域沿展向的温度梯度,此时中弦区域的最大温差下降 20 K,温度分布更为均匀。第 5 通道采用双向进气方案并未提高叶片的整体平均冷却效率,但是减小叶片的温度梯度,使叶片整体温度分布更加均匀。

(3)叶片尾缘采用鳍状孔,再增大冷却空气流量,尾缘温度可明显降低,但冷却流量过大会造成以下两种不良后果:一是增大了尾缘区域的温度梯度,对结构强度薄弱的尾缘鳍状孔会带来安全隐患;二是在叶片尾缘下游出现了主流掺混,由此造成了流动损失。因此,尾缘鳍状孔的冷却空气量需要严格控制。

参考文献:

- [1] 翁史烈. 燃气轮机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [2] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. London, UK: Taylor & Francis, 2000.
- [3] OBATA M, YAMAGA J, TANIGUCHI H. Heat transfer characteristics of a return-flow steam-cooled gas turbine blade [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1989, 2(3):323-332.
- [4] NOMOTO H, KONGA A, ITO S, et al. The advanced cooling technology for the 1 500 °C class gas turbine: steam-cooled vanes and air-cooled blades [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(3):624-632.
- [5] 胡宗军, 吴铭岚. 采用蒸汽冷却的各种燃气轮机循环性能分析 [J]. 上海交通大学学报, 1999, 33 (3):335-338.
- HU Zongjun, WU Minglan. Performance analysis of various gas turbine cycles using steam cooling [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1999, 33 (3): 335-338.
- [6] BOHN D, WOLFF A, WOLFF M, et al. Experimental and numerical investigation of a steam-cooled vane, GT2002-30210 [R]. New York, USA: ASME, 2001.
- [7] 董齐宝, 王锁芳. 叶片内部蒸汽冷却的数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(8):1364-1369.
- TONG Qibao, WANG Suofang. Numerical simulation of a steam-cooled vane [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23 (8):1364-1369.
- [8] 霍文浩, 祁明旭, 李军, 等. 超临界汽轮机中压透平级流动传热特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(7):9-14.
- HUO Wenhao, Qi Mingxu, LI Jun, et al. Flow and heat transfer characteristics in middle pressure turbine stage in supercritical steam turbines [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(7):9-14.
- [9] IHOR S, GREG R, GERRY M, et al. Siemens Westinghouse advanced turbine systems program final summary [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(3):524-530.
- [10] HYLTO L D, MILHEC M S, TURNER E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surface of turbine vanes, CR168015 [R]. Washington DC, USA: NASA, 1983.

(编辑 苗凌)