

文章编号:1000-8055(2011)05-1011-06

涡轮机匣换热实验

张书华, 张 丽, 朱惠人, 许都纯
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了得到涡轮机匣内部壁面的换热规律,用瞬态液晶测量方法对某型涡轮机匣上表面的换热分布进行了全表面测量. 机匣具有包括冲击、凹槽、阵列孔抽吸等的复杂结构,实验结果表明,射流冲击是造成上表面传热系数增强的主要因素,在冲击影响区域换热较强,其余区域换热较弱. 实验结果对涡轮机匣内部流动换热计算、温度场计算、叶尖间隙控制具有重要的参考价值.

关 键 词: 涡轮机匣; 换热; 射流冲击; 叶尖间隙; 热色液晶; 瞬态

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experimental investigation of heat transfer characteristic in turbine casing

ZHANG Shu-hua, ZHANG Li, ZHU Hui-ren, XU Du-chun

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The heat transfer coefficient distribution of the turbine casing inner surfaces was studied experimentally by utilizing transient thermochromic liquid crystal technique. The casing investigated is composed of complex structure including impingement hole and dimples. Experiment results show that the jet impingement is a main contributing factor to heat transfer enlargement. The heat transfer coefficient near the exit hole and the impingement region is higher than others. The experiment results are helpful to the calculation of turbine casing temperature field and the control of blade tip clearance.

Key words: turbine casing; heat transfer; jet impingement; blade tip clearance; thermochromic liquid crystal; transient

涡轮机匣是发动机通过涡轮段的结构连接部分,主要承受机械负荷,气体压力和热负荷,是发动机的重要承力构件之一. 涡轮机匣内部流动通道是整个发动机空气系统的一部分,为冷却空气提供气流流动通道,另外为了满足机匣本身强度、寿命的需要,控制涡轮叶尖工作间隙,也需要引入冷气对机匣进行适当冷却.

作为发动机冷气通道的一部分,在空气系统计算时需要知道机匣各部分内部通道的流动换热特性. 在发动机间隙控制中,机匣温度分布对评估

叶尖间隙有很重要的参考价值,而计算机匣的温度分布需要准确掌握其换热特性.

涡轮机匣的通道结构受布局影响通常很不规则,结构复杂,往往含有多种流动形式,其换热规律也多种多样,因此,一般难有统一的计算方法,国外现有的机匣结构流动或换热的计算方法,都是针对具体型号具体结构建立的. 国内有关机匣内流动换热的研究成果很少. 本文所研究的某型发动机涡轮机匣的结构如图 1 所示,其进气区域的流动接近冲击,内部则有凹坑性流动换热、多孔

收稿日期:2010-04-28; 修订日期:2010-07-22

作者简介:张书华(1977—),男,山东陵县人,工程师,硕士,主要从事涡轮叶片内部冷却的实验与数值模拟研究.

射流流动换热及阵列孔抽吸流动换热. 冲击流对强换热效果影响很大, 国内外相关研究较多, 有单孔冲击换热、排孔冲击换热及阵列孔冲击换热等等^[1-4], 但大多数冲击冷却的应用背景是燃烧室和叶片内部冷却, 结构特点和流动参数与本文所研究的机匣内的冲击相差较远. 有关带凹坑通道的流动换热研究^[5-9]主要基于叶片或管道内部的强化换热, 针对浅形结构进行的, 与本文所研究的涡轮机匣中较深的结构有很大区别.

本文针对某型发动机的复杂结构的涡轮机匣内部的换热进行研究, 采用瞬态液晶测试技术^[10-12], 对机匣上表面的换热分布进行全表面测量, 总结了表面传热系数分布规律. 本文的研究工作可以为机匣内流空气网络计算和机匣壁面温度计算提供参考.

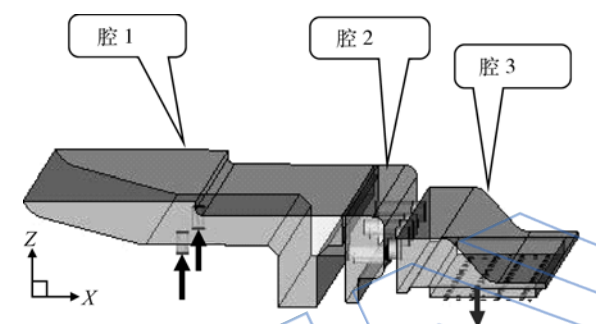


图1 实验件简图
Fig. 1 Schematic of test section

1 实验装置和测量方法

1.1 实验装置

由于实际涡轮机匣的内流通道结构复杂, 为

了减小实验难度, 在不影响机匣流动换热特性的前提下, 对原结构进行了一定的简化处理, 机匣为环腔结构, 考虑对称性, 只取环状机匣具有周期性性质的 $1/27$ 进行研究, 并且将 $1/27$ 环形机匣内流通道的顶面和底面的圆弧面简化为平面, 简化掉通道内的一些圆弧、倒角结构, 简化后的机匣实验件结构图如图1所示. 实验件采用有机玻璃制成, 具有很好的透光性, 可以保证摄像机拍摄到清晰的液晶颜色变化过程, 实验件共分3个腔, 腔1的进口是两个等径的小尺寸射流冲击孔, 腔1和腔2之间通过窄缝相连, 腔2和腔3通过一排射流冲击孔相连, 腔3的出口是80个阵列抽吸孔. 另外, 在腔2中有直径不同的两种销钉结构, 在流动中起到扰流柱的作用.

实验装置如图2所示, 一定压力的压缩空气经过浮子流量计后进入加热器, 加热器后是电磁三通阀, 电磁三通阀的直通管路连接集气腔(稳压腔), 稳压后的气流通过2个射流孔进入实验段, 依次流过实验段的3个腔, 从腔3的阵列孔排到环境中. 在实验段进口和实验段中布置8个热电偶用于测量气流温度变化, 实验段端壁的正上方放置 CCD(charge-coupled device)摄像机, 记录所研究的实验件表面的色彩变化, 摄像机两侧合适位置布置光源, 以保证拍摄效果. 在实验段的端壁内表面上喷一层液晶, 然后在液晶层之上喷一层黑漆. 液晶为窄带液晶, 显色范围为 $34.8 \sim 35.8^\circ\text{C}$, 测温精度为 0.1°C , 用液晶来测量端壁内表面的温度.

1.2 实验原理

采用瞬态方法来测量所研究的机匣上表面传

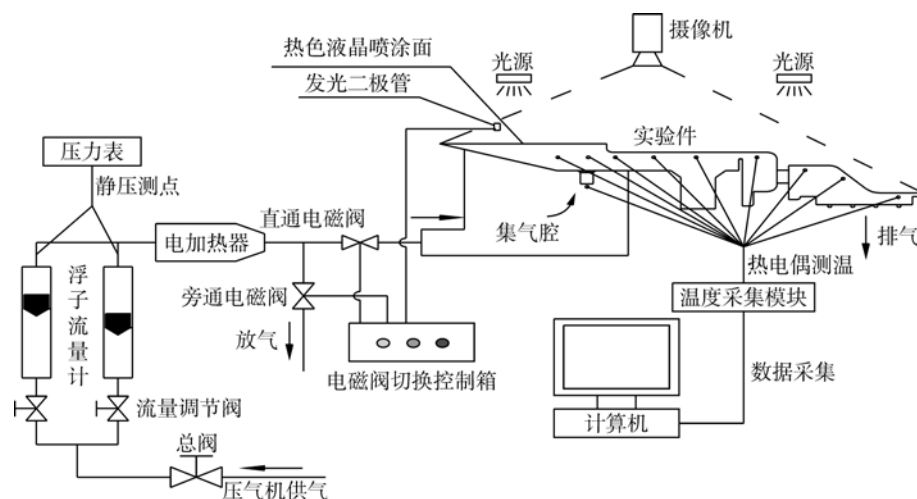


图2 实验装置图
Fig. 2 Schematic of test apparatus

热系数,用加热器加热来流,被测量物体与环境并未达到稳定状态,热量传递同样尚未达到稳定,在这样的情况下,需要根据实验中所能够获得的瞬时温度数据、时间等参数来求得表面传热系数.因此必须寻找瞬时温度数据、时间与表面传热系数的关系.

如果实验时间足够短,加热气流与被研究表面的换热所引起的实验模型内部的温度变化未受到其他表面的影响,这种情况下实验模型内部的导热问题可利用一维半无限大导热理论进行求解.所谓半无限大物体,几何上是指如图3所示的物体,其特点是从 $x=0$ 的界面开始可以向正的 x 方向及其他两个坐标(y 和 z 方向)无限延伸.实际并不存在这样的半无限大物体,但是在非稳态导热的初始阶段,则有可能把实际物体当作半无限大的物体来处理.在本实验中,当加热器电源接通时,气流温度迅速升高,扰流柱通道的端壁突然受到热气流的加热,端壁材料为有机玻璃,热扩散率很小($a=1.067 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$),并且测量时间很短,此时温度的变化仅限于表面附近而尚未深入到有机玻璃端壁的内部中去,因而可将有限厚度的端壁看作是半无限大物体,并且因为端壁的长和宽相对于厚度来说是比较大的,可以认为导热过程是一维的,只沿着厚度方向进行.

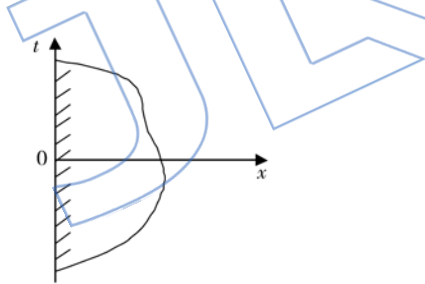


图3 一维半无限大模型

Fig. 3 One-dimensional conduction in a semi-infinite solid

初始情况下实验模型温度均匀且与气流温度、环境温度相同,当气流温度突然升高时,气流与被研究表面发生对流换热,被研究表面温度升高,并向模型内部导热.这一导热过程的数学描述为

$$\begin{cases} \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \\ \tau = 0, & t(x, 0) = t_0 \\ x = 0, & \lambda \frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = h(t_w - t_g) \\ x \rightarrow \infty, & t(x, \tau) = t_0 \end{cases} \quad (1)$$

其中 $t(x, \tau)$ 为 τ 时刻模型内部深度为 x 处的温度, t_0 为模型和气流的初始温度, t_w 为研究表面的壁面温度, t_g 为温度升高后的气流温度. ρ, c, λ 分别为实验模型的密度、比热容和导热系数.

壁面温度的解析解为

$$t_w = t_0 + (t_g - t_0) \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{h^2 \tau}{\rho c \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\tau}}{\sqrt{\rho c \lambda}}\right) \right] \quad (2)$$

当 $\frac{t - t_w}{t_0 - t_w} \leq 0.5\%$ 时可以认为该处温度为 t_0 , 模型内部深度为 x 处, 满足一维半无限大导热条件的最大时间(对流表面传热系数为无限大, 即第一类边界条件)为

$$\tau_{\max} = \frac{\rho c x^2}{16 \lambda} \quad (3)$$

在传热实验过程中,端壁非稳态导热的边界条件为第三类边界条件,表面传热系数为有限值,在这种情况下,满足半无限大导热条件的最大时间会比式(3)计算的时间更长.

根据有机玻璃的物性: $\lambda = 0.218 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, $c = 1.464 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, $\rho = 1.164 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$, $a = \lambda/(\rho c) = 1.279 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, 实验段端壁厚度 $\delta = 0.020 \text{ m}$, 由式(3)可得

$$\tau_{\max} = \frac{\rho c x^2}{16 \lambda} = \frac{0.020^2}{16 \times 1.279 \times 10^{-7}} = 195 \text{ s}$$

因此,当测试时间短于 195 s 时,测试端壁中的温度场就可以采用半无限大的模型.

1.3 测量方法

在本文中雷诺数定义为

$$Re = \frac{\dot{m}}{A_{\text{in}}} d / \mu \quad (4)$$

其中 μ 为动力黏度, $\dot{m}$ 为流过实验段的质量流量, A_{in} 为入口射流孔的面积, d 为入口射流孔的孔径.

实验中雷诺数

$$Re = 12 \times 10^4 \sim 20 \times 10^4$$

努塞尔数定义为

$$Nu = hd / \lambda_g \quad (5)$$

其中 λ_g 为气体的导热系数, h 为表面传热系数.

实验时,电加热器通电加热气流,先保持旁通电磁阀开启,直通电磁阀关闭,通过调节阀门调节实验工况并达到稳定.实验工况满足后,电磁阀切换(即旁通电磁阀关闭,同时直通电磁阀开启),使加热气流突然通过实验件,CCD 摄像机开始工作,同时开始记录热电偶测量的气流温度.待变色

过程结束,该次实验结束。

端壁的壁面温度 t_w 变化过程由摄像机记录的颜色变化过程提供,气流温度 t_g 的变化过程由热电偶测量。在本实验中,加热气流突然通过实验件,被测上壁面突然受到热气流的加热,测量时间大约几十秒,因而可将有限厚度的端壁看作是半无限大物体。测量出端壁的壁面温度 t_w 、距加热开始时的时间 τ 、热电偶测量出的气流温度 t_g 随时间的上升规律,结合模型的物性参数和初始温度 t_0 ,就可以用式(2)求解出表面传热系数。

2 实验结果与讨论

2.1 上表面换热分布

按实验件结构特点,表面传热系数的测量表面划分为三个区域,分别为面1、面2和面3,如图4所示。

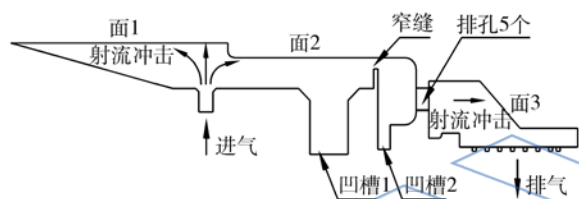


图4 换热测量表面

Fig. 4 Heat transfer experiment surface

图5给出 $Re=160\,000$ 工况机匣上表面的努

塞尔数分布。面1位于腔1的前半部分,气流从入口射流孔进入,冲击到上壁面后,受到壁面阻挡向下形成回流,这部分区域的流动是一种受限射流冲击流动,从图5(a)努塞尔数分布可以看出,面1上对应于入口位置形成圆形的高换热区域,从圆中心向外换热逐渐减弱,这是由于入口高速气流冲击至上壁面,造成受冲击处边界层很薄,对流换热强烈,而远离冲击部分区域表面传热系数却很小,特别是靠近最左端的局部壁面换热很小,这是由于左端通道结构类似于死腔。

图5(b)为面2努塞尔数分布,面2对应于腔1后半部分和腔2,从图中可以看出,在面2左端对应冲击孔的位置表面传热系数最大,这是由于该区域距离冲击驻点很近而且由面1向面2区域过渡时,通道高度方向有一个突然收缩,气流速度加快,表面传热系数增大。在腔1凹槽位置处对应的上表面换热下降较快,原因是气流往下游流动到凹槽时,气流形成顺时针的旋涡,流速迅速下降,表面传热系数降低。在腔2入口窄缝位置处对应的表面传热系数略有上升,原因是气流流经窄缝时流速加快,使表面传热系数增大。气流进入腔2后,换热相对比较均匀。

图5(c)为面3努塞尔数分布,面3为腔3上表面,从图中可以看出,对应于5个射流孔冲击驻点位置附近换热较强(5个射流孔孔径相同但非均布),最右侧换热最弱。面3的换热分布主要受

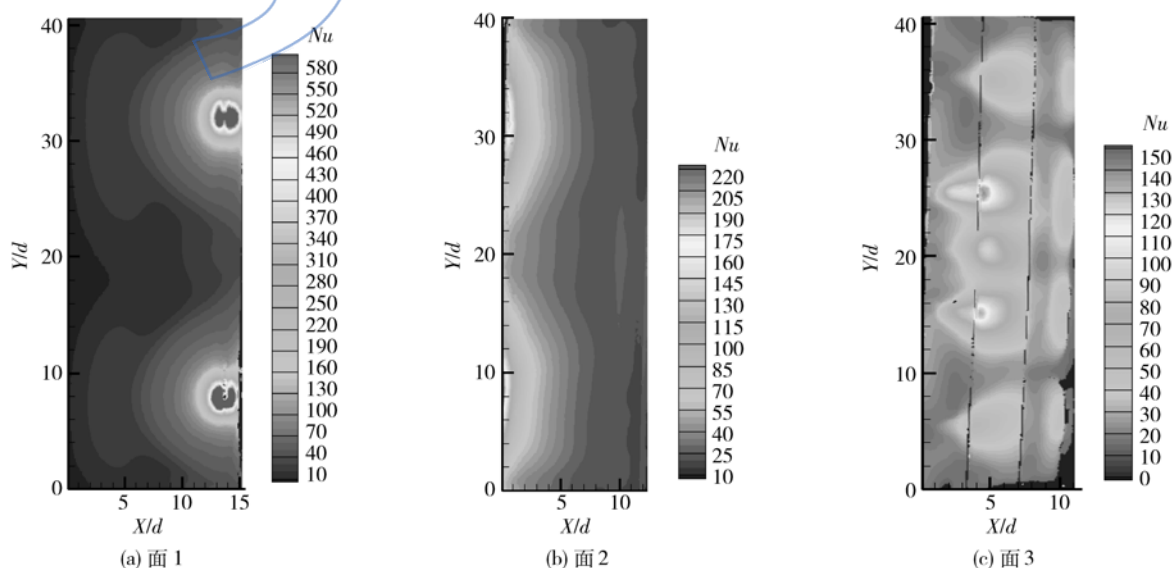


图5 上表面的努塞尔数分布 ($Re=160\,000$)

Fig. 5 Nusselt number distribution of the turbine casing inner surfaces ($Re=160\,000$)

到入口射流冲击的影响,从5个孔进入的射流冲击到斜壁上,冲击驻点附近的换热明显高于其他区域,但5个冲击驻点区的换热也不相同,中间3个孔间距较小,冲击后反卷气流的相互碰撞会对换热有一定加强作用,所以中间3个冲击驻点附近的换热又高于两端冲击驻点附近的换热.中间3个孔相比,正中间孔对应的冲击区换热又低于相邻孔,主要原因在于中间孔的入口流速(流量)比相邻孔小,如图1所示,冷气由两个入口小孔射流进入腔1,在腔1中速度分布很不均匀,气流流过腔1,2之间的窄缝进入腔2后这种速度的不均匀尽管有所缓和,但在腔3的5个入口孔处速度仍是不均匀的,中间孔对应于腔1的2个入口孔的正中位置,速度与其相邻孔会比较小.冲击区(斜壁面)下游流道收缩,造成这部分区域换热与冲击区域相比没有明显下降.最右端结构近似于流动死区,换热很弱.

2.2 上表面平均换热

图6给出了各个面(面1,2,3)和整个上表面的平均努塞尔数随雷诺数的变化.从图中可以看出,随着雷诺数的增加,各个面和整个上表面的平均努塞尔数都单调增加,三个表面相比,面1的换热最强,面2次之,面3的换热较弱.整个上表面的努塞尔数随着雷诺数的增加基本呈线性增大趋势, $Re=200\,000$ 工况时的平均表面传热系数是 $Re=120\,000$ 工况时的1.7倍.从图6还可以看出,随着雷诺数的增大,面3的平均努塞尔数在 $Re=200\,000$ 工况时突然增大,这主要是因为,在 $Re \leq 180\,000$ 的各工况,两边的冲击孔对应的驻点高换热区周围存在着比较大区域的低换热区(如图5(c)所示),也就是说两边的冲击孔对应的驻点高换热区与中间孔的驻点高换热区没有相连,而 $Re=200\,000$ 的工况下,两边冲击孔对应的驻点高换热区周围没有明显的低换热区,两边的冲击孔对应的驻点高换热区与中间孔的驻点高换热区几乎连在一起.造成这种换热分布的原因应该是当冲击速度高到一定程度时(对应的 $Re=200\,000$),两边冲击孔的冲击气流冲击到斜壁上后向四周流动的速度较大,与相邻冲击孔的气流接触发生碰撞,造成换热增强,而当 $Re \leq 180\,000$ 工况时,冲击速度偏低,两边冲击孔的冲击反卷气流速度也较小,与相邻冲击气流没有发生碰撞,所以在两边冲击的高换热区与中间孔的驻点高换热区之间存在着明显的低换热区.

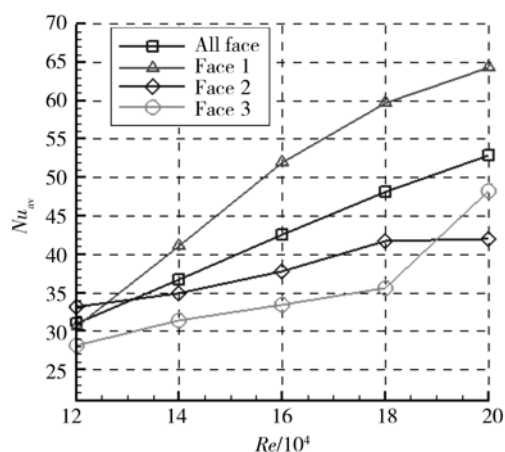


图6 平均努塞尔数随雷诺数的变化

Fig. 6 Variation of averaged Nusselt number with Reynolds number

3 结论

1) 所研究的涡轮机匣具有复杂的结构,包含有冲击孔、凹槽、扰流柱等,机匣的流道结构对表面传热系数影响较大,上表面的换热分布具有不均匀的特点.

2) 腔1和腔3的射流冲击驻点附近区域换热很强,对应于凹槽区域换热较弱,前后两端的流动死区换热最弱.

3) 面1的换热最强,面2次之,面3的换热较弱.

4) 随着雷诺数的增大,整个表面的平均努塞尔数逐渐增大.

参考文献:

- [1] Goldstein R J, Seol W S. Heat transfer to a row of impinging circular air jets including the effect of entrainment [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(8): 3133-2147.
- [2] Chambers A C, Gillespie R H. The effect of initial cross flow on the cooling performance of a narrow impingement channel [J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4): 358-365.
- [3] Florian H, Shailendra N, Simon S, et al. Heat transfer in a confined oblique jet impingement configuration[R]. ASME Paper 2009-GT-59354, 2009.
- [4] 毛军逵, 刘震雄, 郭文. 小间距单孔冲击凸面靶板流场结构实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1598-1603.
MAO Junkui, LIU Zhenxiong, GUO Wen. Experimental investigations on round jet impingement on flow structures of convex surface target with narrow space[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(10): 1598-1603. (in Chinese)

- [5] Diane L, Bernhard W, Roland L. A study on local heat transfer enhancement in a rectangular dimpled channel with a large aspect ratio [R]. ASME Paper 2005-GT-68089, 2005.
- [6] Artem K, Vitaliy O. Heat transfer and surface friction downstream of a dual array of dimples of a different shape [R]. ASME Paper 2008-GT-50022, 2008.
- [7] ZHOU Fuguo, Sumanta A. Experimental and computational study of heat/mass transfer and flow structure for four dimple shapes in a square internal passage [R]. ASME Paper 2009-GT-60240, 2009.
- [8] 赵鹏, 刘高文, 朱晓华, 等. 间距对凹坑强化传热和流动阻力的影响[J]. 航空动力学报, 2009, 24(10): 2266-2271.
ZHAO Peng, LIU Gaowen, ZHU Xiaohua, et al. Influence of dimple space on heat transfer enhancement and pressure loss in a dimpled rectangular channel [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(10): 2266-2271. (in Chinese)
- [9] 刘高文, 赵鹏, 张宗卫, 等. 单凹坑壁面的瞬态红外传热测量与流场显示[J]. 推进技术, 2009, 30(1): 41-45.
LIU Gaowen, ZHAO Peng, ZHANG Zongwei, et al. Transient infrared heat transfer measurements and surface flow visualization on a single dimpled wall [J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(1): 41-45. (in Chinese)
- [10] Ekkad S V, Han J C. A transient liquid crystal thermography technique for gas turbine heat transfer measurements [J]. Measurement Science and Technology, 2000, 11(7): 957-968.
- [11] Wagner G, Kotulla M, Ott P. The transient liquid crystal technique: influence of surface curvature and finite wall thickness [R]. ASME Paper 2004-GT-53553, 2004.
- [12] 郭涛, 朱惠人, 许都纯, 等. 热色液晶瞬态测量全表面换热系数的技术研究[J]. 测控技术, 2006, 25(9): 67-69.
GUO Tao, ZHU Hui ren, XU Du chun, et al. Research on transient measurement of heat transfer coefficient distribution with liquid crystal technique [J]. Measurement and Control Technology, 2006, 25(9): 67-69. (in Chinese)