

DOI: 10.7652/xjtuxb201309008

短周期跨声速风洞叶栅换热实验验证

李红才, 朱惠人, 任战鹏, 许都纯

(西北工业大学动力与能源学院, 710072, 西安)

摘要: 利用短周期风洞,在发动机典型雷诺数和马赫数状态下对 MarkII 叶型进行了表面换热测量;用基于一维半无限假设的脉冲响应法将测量的表面温度处理为热流密度,并用最小二乘法得到主流绝热壁温 and 表面换热系数。实验结果与国外文献使用稳态实验方法获得的结果基本一致。对数据处理方法进行了详细的误差分析,并将二维瞬态热分析法与脉冲响应法进行了对比,表明在叶片前缘曲率较大处、尾缘壁厚较薄处和换热系数剧烈变化处,一维半无限大假设条件遭到破坏,脉冲响应法的计算结果存在偏差。

关键词: 短周期风洞;脉冲响应法;表面换热系数;绝热壁温;瞬态热分析

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)09-0049-06

Cascade Heat Transfer Experiment Validation in Short Duration Transonic Wind Tunnel

LI Hongcai, ZHU Huiren, REN Zhanpeng, XU Duchun

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Surface heat and mass transfer measurement of MarkII blade was conducted in short-duration wind tunnel with engine representative Reynolds and Mach numbers. The impulse response method based on one dimensional semi-infinite hypothesis was used to treat the measured surface temperature as surface heat transfer rate, and the adiabatic surface temperature and surface heat transfer coefficient were then acquired by least square solution. The heat transfer results are consistent with the steady-state experimental results of public documentation. In addition, the detailed error of the data processing method was analyzed, and two-dimensional transient thermal analysis was compared with the impulse response method. It is found that at the leading edge with larger curvature, trailing edge with thinner thickness and the locations of sharply changed heat transfer coefficient, the one-dimensional and semi-infinite hypothesis is destroyed and the impulse response method leads to a result with larger error.

Keywords: short-duration wind tunnel; impulse response method; surface heat transfer coefficient; adiabatic wall temperature; transient thermal analysis

短周期跨声速风洞在涡轮叶片换热实验研究中得到了广泛的应用,如弗吉尼亚州立大学的平面叶栅吹风风洞^[1],牛津大学的冷态环形叶栅吹风风洞^[2]。俄亥俄州立大学的激波风洞^[3]、冯·卡门研

究所的 CT-3 风洞^[4]可以进行旋转涡轮级的换热研究,将燃烧室模拟器^[5]与吹风风洞相结合,还可以研究燃烧室出口温度分布对旋转涡轮级换热的影响^[6]。国内在这方面的实验研究相对较少,如李静

收稿日期: 2012-12-18。 作者简介: 李红才(1981—),男,博士生;朱惠人(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究计划资助项目(2007CB707701)。

网络出版时间: 2013-07-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130723.1156.007.html>

美等在激波风洞上进行了涡轮叶片换热实验^[7],周勇等在短周期涡轮实验台上对机匣表面进行了换热测量^[8]。本文的主要工作是在西北工业大学的短周期跨声速叶栅传热风洞上对 MarkII 叶型进行了表面换热系数测量,并与 Nealy 等用稳态方法对 MarkII 叶型得到的实验结果^[9]进行了对比,此外还对数据处理方法进行了详细的误差分析,以验证短周期风洞的实验能力和测量方法的可靠性,为后续的换热实验研究提供方法保证。

1 实验装置及实验方法

图1为短周期风洞实验原理图,实验段气流流过节流阀、大开角扩散段、稳压舱、实验叶栅和蝶阀。风洞采用吹气和吸气相结合的运行方式,吹气由高压气罐实现,吸气通过蝶阀下游的引射器实现。大开角扩散段和稳压舱用于保证气流的均匀性,节流阀、蝶阀和引射器用于调节实验段参数。调压阀开度可快速灵活地调节,能在实验中气源压力不断下降的情况下维持阀后压力不变。该风洞实验段的主要参数如下:有效工作时间大于5 s,基于叶栅弦长的进口雷诺数范围为 $1.0 \times 10^5 \sim 16.0 \times 10^5$,出口马赫数范围为 $0 \sim 1.6$,叶栅流量范围为 $0.5 \sim 20.0 \text{ kg/s}$ 。

实验段通道截面为 $700 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$ 的矩形,由8个直叶片组成,中间2个叶片为实验叶片。本文研究的 MarkII 叶型数据取自文献^[9],并根据本文的实验段进行了缩放,最终实验叶片弦长为 91.87 mm ,栅距为 87.5 mm ,进气角为 90° ,出气角为 19° ,叶高为 120 mm 。由于影响叶片表面换热的因素为流体的物性、流动条件和壁面边界条件,与叶片材料无关,因此换热测量的叶片材料是根据实验中叶片表面导热满足一维半无限大条件选取的。本文选用的材料是环氧树脂,环氧树脂叶片表面共布置了24个测温热电偶(压力面11个,吸力面13个)。实验段入口布置有一个 $\Phi 0.1 \text{ mm}$ 的热电偶,用于测量主流总温。

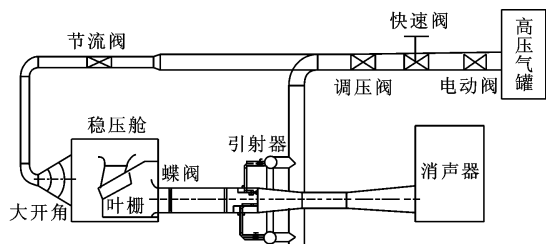


图1 短周期跨声速叶栅传热风洞实验原理图

由于直接加热主流比较困难,因此叶片换热实验采用反向热流法,实验前引一股加热气流加热实验叶片,待叶片温度均匀后即可进行实验。关于该风洞的更多信息请参考文献^[10]。

热电偶输出的电压信号通过测试系统放大和调理后送入计算机,采样频率为 10 kHz 。

2 实验工况与数据处理方法

2.1 实验工况

短周期风洞一次实验时间约为 8 s ,实验段气流在 3 s 时达到稳定,典型的实验压力曲线^[11]如图2所示。

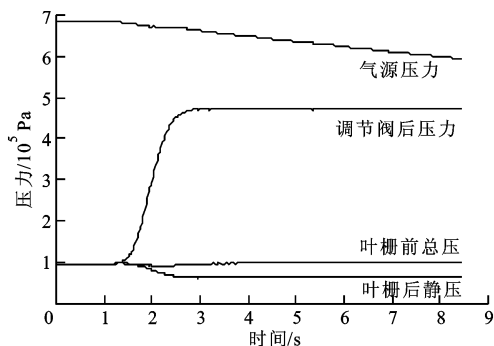


图2 实验过程中的压力曲线

根据实验过程中气动状态稳定阶段的叶栅出口雷诺数 Re_2 和出口等熵马赫数 Ma_2 调节实验状态,其定义分别为

$$Re_2 = \rho_2 V_2 L / \mu_2 \quad (1)$$

$$Ma_2 = \left[\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{1t}}{p_2} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right) \right]^{1/2} \quad (2)$$

式(1)、式(2)中: ρ_2 、 V_2 、 μ_2 分别为叶栅出口的气流密度、速度和动力黏性系数; L 为叶栅弦长; p_{1t} 为叶栅前总压; p_2 为叶栅后静压; k 为空气比热容比。

在 $Re_2 = 2.0 \times 10^6$, 2.5×10^6 和 $Ma_2 = 0.75$, 0.90 , 1.05 的状态下,共进行了6组叶片表面换热实验。

2.2 换热数据处理

由于环氧树脂叶片导热系数小,短周期风洞实验中叶片表面向内部的导热过程基本满足一维半无限大物体假设,对应的导热微分方程为

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho C} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = -\frac{1}{\rho C} \frac{\partial q}{\partial x} \quad (3)$$

式中: λ 、 ρ 、 C 分别为材料的导热系数、密度和比热容; q 为热流密度。叶片表面内法线方向为 x 轴正向,叶片表面处为坐标原点,边界条件为

$$t = 0, x > 0, T(x, 0) = T_0$$

$$t > 0, x = 0, T(0, t) = T_w(t)$$

$$t > 0, x \rightarrow +\infty, q(x, t) = 0$$

当叶片材料按常物性处理,并且实验数据为等间隔采样时,可采用脉冲响应法^[12],由热电偶测量的壁面温度随时间变化的曲线计算出壁面热流随时间变化的曲线。该方法对本文讨论的短周期风洞中叶栅换热实验的适用性已在文献[11]中进行了验证,不过在叶片前缘曲率较大处和尾缘叶片较薄处,一维半无限大物体的假设不能完全满足,因此,本文还将采用文献[11]中的二维瞬态热分析法计算各温度测点的热流密度。

定义叶片表面换热系数时,文献[11]中用主流总温 T_g 作为换热驱动温度,而实际上对高速气流应取气流绝热壁温 T_{gr} 。定义指向壁面为热流正方向,表面热流密度 q_w 可表示为

$$q_w = H(T_{gr} - T_w) \quad (4)$$

用主流温度 T_g 除以式(4)两端,得

$$-\frac{q_w}{T_g} = H \frac{T_w}{T_g} - H \frac{T_{gr}}{T_g} \quad (5)$$

对于一个给定的气动状态,每个测点位置上 T_{gr}/T_g 均为常数^[13]。将实验中各测点的数据进行整理,以 T_w/T_g 为自变量,以 $-q_w/T_g$ 为因变量,对数据点进行最小二乘法分析,则拟合直线的斜率就是表面换热系数 H ,直线在横轴上的截距就是 T_{gr}/T_g 。图3是MarkII叶型在 $Re_2 = 2.5 \times 10^6$ 、 $Ma_2 = 0.75$ 状态下5个不同测点所得数据的拟合直线,图中PS表示压力面,SS表示吸力面,百分数表示测点的相对弧长,热流密度单位是 W/m^2 ,温度单位是K。图中数据处理时采用了2次气动状态相同、换热初始条件不同的实验数据,这样做的原因在接下来的误差分析中会详细论述。

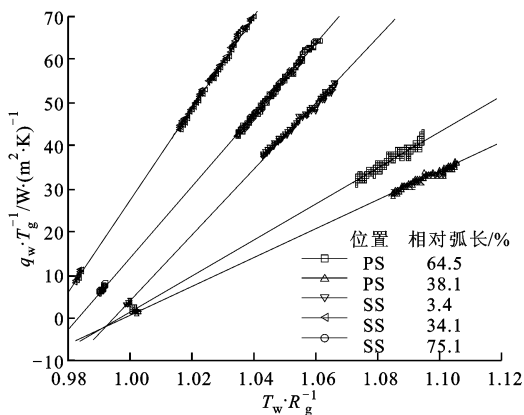


图3 最小二乘法求解 H 和 T_{gr}/T_g

3 误差分析

3.1 气动状态参数的随机误差

这里不对气动状态参数误差进行详细分析。在本文的实验范围内, Re_2 的误差小于 1.9%, Ma_2 的误差小于 3.5%。

3.2 换热测量的随机误差

实验中主流温度和壁面温度均用热电偶测量,温度测量误差分为两类:一类是热电偶本身的测量误差 $\delta_1 T_w$,即对同一温度不同热电偶测量值的差异程度,通过统计室温下各热电偶的测量值,误差数值约为 0.3 K;另一类是由热电偶输出到电脑采集软件的采集过程中受到的电磁干扰导致的测量值波动 $\delta_2 T_w$ 。热电偶本身的测量误差在一次实验中具有稳定性,用脉冲响应法计算热流密度时不受这类误差的影响,因为热流密度只与温度的变化率有关。市电干扰和电磁噪声导致的温度测量值波动可用统计的方法计算,文献[11]中有关于消除市电干扰方法的叙述,消除市电干扰后 $\delta_2 T_w = 0.04$ K。

文献[11]中的方法2是脉冲响应法的简化版本,其计算表面热流的公式为

$$q_{w,n} = 2 \left(\frac{\rho C \lambda}{\pi} \right)^{1/2} \sum_{i=1}^n \frac{T_{w,i} - T_{w,i-1}}{(t - t_i)^{1/2} + (t - t_{i-1})^{1/2}} \quad (6)$$

式中: i, n 是采样点编号。本文使用式(6)估计热流误差,其数值与使用脉冲响应法估计的热流误差是相当的。对于等间隔采样的情况,根据随机误差理论^[14]得到式(6)的随机误差传递公式为

$$\delta q_{w,n}^2 = \frac{4\rho C \lambda}{\pi \tau} \delta_2 T_w^2 \left(1 + \sum_{m=1}^{n-1} \left(\frac{1}{(m-1)^{1/2} + m^{1/2}} - \frac{1}{m^{1/2} + (m+1)^{1/2}} \right)^2 + \left(\frac{1}{(n-1)^{1/2} + n^{1/2}} \right)^2 \right)$$

本文的采样间隔 $\tau = 0.001$ s,环氧树脂材料的物性为 $(\rho C \lambda)^{1/2} = 1185$ J/(m·K), $\delta_2 T_w = 0.04$ K,化简得

$$\delta q_{w,n} < 2 \left(\frac{\rho C \lambda}{\pi \tau} \right)^{1/2} \left[1 + \frac{3}{(1 + 2^{1/2})^2} \right]^{1/2} \delta_2 T_w \approx 750 \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (7)$$

由式(7)可以发现,热流误差与采样间隔 τ 的平方根成反比,这是由于式(6)是半微分操作,会放大噪声信号,采样间隔 τ 越小,噪声被放大的倍数就越大。

由表面热流计算表面换热系数时需要使用最小二乘法,为了书写简洁,把式(5)简写为

$$y = b(x - \hat{c}) + b(\hat{c} - c) \quad (8)$$

式中: x 对应 T_w/T_g ; y 对应 $-q_w/T_g$; 斜率 b 对应换热系数 H ; 直线在 x 轴上的截距 c 对应 T_{gr}/T_g ; $\hat{c}$ 为选定的常数。

由于计算表面热流时噪声信号被放大了很多倍, 故温度的相对误差与热流的相对误差相比可以忽略。后面处理时将只考虑热流的误差, 式(8)中 y 的相对误差即热流的相对误差。

根据最小二乘法得到式(8)中系数 b 和 $b(\hat{c}-c)$ 以及 c 的值分别为

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (9a)$$

$$b(\hat{c}-c) = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{x}_i^2 \sum_{i=1}^n y_i - \sum_{i=1}^n \dot{x}_i \sum_{i=1}^n \dot{x}_i y_j}{n \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (9b)$$

$$c = \frac{\bar{x} \sum_{i=1}^n x_i y_j - \bar{y} \sum_{i=1}^n x_i^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})} \quad (9c)$$

式(9)中: $\dot{x}_i = x_i - \hat{c}$; $\bar{x} = \sum_{i=1}^n x_i$; $\bar{y} = \sum_{i=1}^n y_i$ 。系数 b 和 $b(\hat{c}-c)$ 的误差分别为

$$\delta_b = \left(\frac{\delta_y^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \right)^{1/2} \quad (10a)$$

$$\delta_{b(\hat{c}-c)} = \left(\frac{\delta_y^2 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \hat{c})^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \right)^{1/2} \quad (10b)$$

系数 c 的误差为

$$\delta_c = \frac{(\delta_{b(\hat{c}-c)}^2 + (\hat{c}-c)^2 \delta_b^2)^{1/2}}{b} \geq \frac{\delta_{b(\hat{c}-c)}}{b} \quad (11)$$

由式(11)可以看出, c 的误差估计与 $\hat{c}$ 的取值相关, 原因在于 c 是通过 $b(\hat{c}-c)$ 和 b 计算并进行误差估计的。 $\hat{c}$ 的取值不影响 c 的估计值, 但却放大了 c 的误差估计值, 当 $\hat{c}$ 等于 c 的估计值时, 得到的 c 的误差估计值最小, 为

$$\delta_c = \frac{1}{b} \left(\frac{\delta_y^2 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \hat{c})^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \right)^{1/2} \quad (12)$$

由于 b 、 c 分别对应换热系数 H 和 T_{gr}/T_g , 由 b 的误差估计式(10)可以看出, 测试数据点上 T_w/T_g 的方差越大, 点数越多, H 的误差就越小。由 c 的

误差估计式(12)可知, 数据点越靠近直线与 x 轴的交点, T_{gr}/T_g 的误差就越小。对同一气动状态进行 2 次叶片初始温度不同的换热实验, 可以显著增大数据点上 T_w/T_g 的方差, 从而降低换热系数的误差。为了减小 T_{gr}/T_g 的误差, 至少要在 1 次实验中保证叶片表面热流量接近于 0, 即叶片初始温度等于主流温度的实验工况。

前面提到计算热流时噪声误差的放大倍数与采样间隔 τ 的平方根成反比, 而式(10)和式(12)的分母 $\left(\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right)^{1/2}$ 近似与采样点数的平方根成正比, 或者说与采样间隔 τ 的平方根成反比, 可见在运用最小二乘法的过程中, 噪声信号又以计算热流时相当的倍数被缩小了, 最终噪声信号并没有放大。

通过对多个工况的实验数据进行统计分析可知, 电磁干扰导致的换热系数 H 的误差小于 0.5%, 绝热壁温 T_{gr} 的误差小于 0.1 K。

上述方法估计的误差并不是最终误差, 因为换热系数的误差还受气动状态偏差的影响, 绝热壁温的误差则受热电偶本身测量误差的影响。叶栅出口雷诺数 Re_2 的误差为 1.9%, 对于特定的叶片和气动参数, 有 $H \propto Re_2^n$ ($n < 1$), 保守估计取 $n=1$, 则由状态误差导致的换热系数误差为 1.9%, 综合随机误差和状态误差导致的误差, 则换热系数实际误差小于 2.4%。考虑热电偶本身的误差 0.3 K 后, T_{gr}/T_g 的误差为 0.2%, 对应 T_{gr} 的误差为 0.6 K。

根据误差分析的结果, 每个工况需要进行 2 次实验, 一次实验中叶片初始温度为室温, 另一次实验中叶片初始温度比室温高 50 K 左右, 工况参数则取 2 次实验的平均值。数据处理过程为: 先用脉冲响应法分别求出 2 次实验中热流密度随时间的变化曲线, 然后用最小二乘法进行处理(见图 3), 得到 H 和 T_{gr}/T_g 。

4 实验结果

本文依据相似原理, 取与文献[9]相同的 Re_2 和 Ma_2 进行换热实验, 普朗特数 Pr 的差别很小。由于存在一定难度, 本文未进行实验叶栅入口湍流度 T_u 的测量, 根据大角度扩散段和稳压舱的结构, 并结合工程经验, 可估算出湍流度 T_u 的量级与文献[9]中的相当, 但湍流度的具体数值还有赖于以后的测量。将实验结果整理为努塞尔数 Nu 的形式, 定义为

$$Nu = \frac{HL}{\lambda} \quad (13)$$

Nu 不受叶栅弦长、主流物性的影响,可直接与文献[9]进行对比。

需要说明的是,文献[9]中的换热系数是用主流总温 T_g 计算的,因此本文首先根据实验得到的 T_{gr}/T_g 将文献[9]中的换热系数乘以 $(T_g - T_w)/(T_{gr} - T_w)$,将其修正为基于主流绝热壁温计算的换热系数,然后再与本文的实验结果进行对比。这是因为文献[9]采用的是稳态换热实验,并且 $T_w/T_g < 1$,故得到的换热系数 $q/(T_g - T_w)$ 偏小($T_{gr} \leq T_g$),并且换热系数与 T_w/T_g 的取值相关, T_w/T_g 值较小的实验得到的换热系数较大,这会干扰对换热系数影响因素的判断。

图 4 为 $Re_2 = 2.0 \times 10^6$ 状态下用脉冲响应法处理本文实验数据得到的叶片表面 T_{gr}/T_g 分布,横坐标为相对弧长,以相对弧长的零点为分界,图形左半部分为压力面数据,右半部分为吸力面数据。

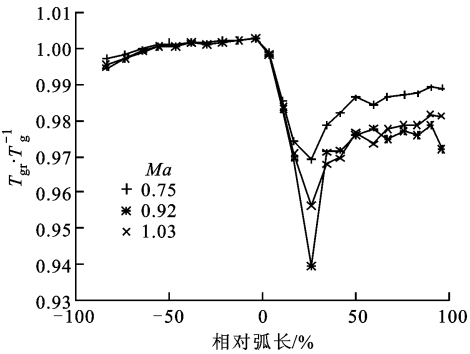


图 4 $Re_2 = 2.0 \times 10^6$ 时叶片表面的 T_{gr}/T_g 分布

图 5 是对文献[9]中 $Re_2 = 2.0 \times 10^6$ 、 $Ma_2 = 1.05$ 、 $T_u = 8\%$ 状态下使用图 4 的 T_{gr}/T_g 数据进行换热系数修正后,不同 T_w/T_g 下换热系数的对比图,可以看出换热系数的差别并不明显,这也是本文采用叶片初始温度高于主流温度的叶片瞬态换热实验的原因,因为只有在 T_w/T_g 对换热系数影响不明显的情况下,本文的实验结果才是可靠的。

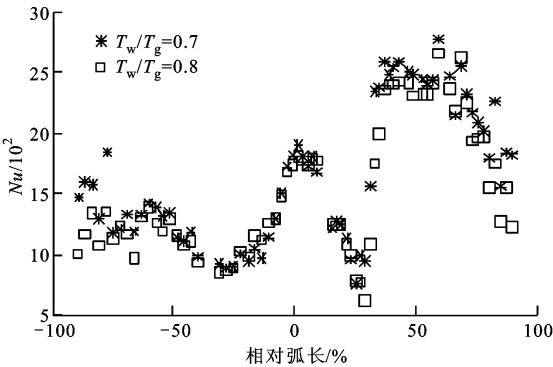


图 5 修正后文献[9]的换热实验结果

为了估计一维半无限大假设在叶片前缘曲率较大处和尾缘壁厚较薄处的误差,本文采用二维瞬态热分析法求解叶片表面热流密度,并与脉冲响应法的结果进行对比。图 6 为二维瞬态热分析所使用的 MarkII 叶片网格模型,计算使用的载荷步长为 0.01 s,叶片外表面的温度边界条件通过各测点温度线性插值得到。

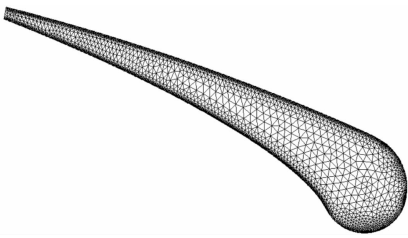
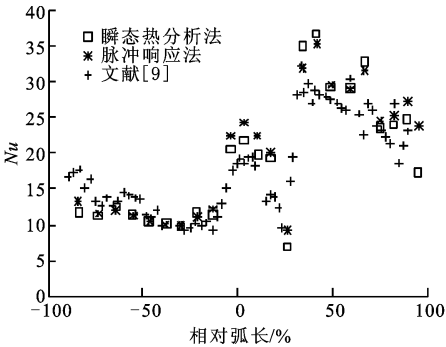
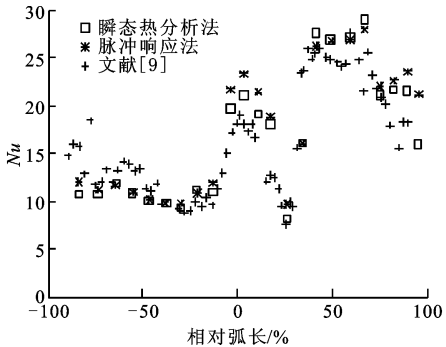


图 6 MarkII 叶片瞬态热分析网格模型

图 7 为 $Re_2 = 2.0 \times 10^6$ 、 $Ma_2 = 0.90, 1.05$ 状态下本文换热实验结果与文献[9]结果的对比,其中文献[9]数据的另 2 个参数为 $T_w/T_g = 0.8$ 、 $T_u = 8\%$ 。从图 7 中可以看出:本文实验结果的分布趋势与文献[9]的相同,整体上数值大小也相当;在压力面后半段,本文的结果比文献[9]的低,而在前缘驻点附近和吸力面中段,本文的结果比文献[9]的高。



(a) $Re_2 = 2.0 \times 10^6$, $Ma_2 = 0.90$



(b) $Re_2 = 2.0 \times 10^6$, $Ma_2 = 1.05$

图 7 叶片表面换热系数的实验结果

在前缘和尾缘附近,瞬态热分析法计算的结果比脉冲响应法计算的结果小10%以上,说明前缘的曲率和尾缘的小壁厚破坏了一维半无限大假设条件。在吸力面20%~40%区域,由于换热系数剧烈变化,在瞬态实验中壁温差别也会很大,因此横向导热比较明显,破坏了一维导热假设,导致吸力面40%处脉冲响应法的计算结果小了约5%。

5 结 论

(1)短周期风洞换热实验的 Re_2 、 Ma_2 可以达到叶片的真实工况,因此实验测量的 Nu 可直接应用于实际工况的叶片设计。

(2)在文献[11]的基础上,定义由主流绝热壁温 T_{gr} 计算表面换热系数,并通过在同一状态进行2次叶片初始温度不同的瞬态换热实验,使用最小二乘法同时确定 T_{gr}/T_g 和叶片表面换热系数 H ,找到了主流温度变化条件下计算 T_{gr} 的方法,并对该数据处理方法进行了详细的误差分析。

(3)用脉冲响应法对短周期风洞瞬态叶片换热实验进行数据处理获得的数据与稳态实验方法得到的结果是相当的,验证了该方法的适用性。不过,在叶片前缘、尾缘及表面换热系数剧烈变化处,一维半无限大假设不能很好地得到满足,脉冲响应法计算的换热系数存在一定的偏差,准确的换热系数需要使用二维瞬态热分析法获得。

参考文献:

- [1] SMITH D E, BUBB J V, POPP O, et al. An investigation of heat transfer in a film cooled transonic turbine cascade: part I Steady heat transfer, ASME Paper 2000-GT-0202 [R]. New York, USA: ASME, 2000.
- [2] MARTINEZ-BOTAS R F, MAIN A J, LOCK G D, et al. A cold heat transfer tunnel for gas turbine research in an annular cascade, ASME Paper 93-GT-248 [R]. New York, USA: ASME, 1993.
- [3] HALDEMAN C W, DUNN M G, BARTER J W, et al. Aerodynamic and heat-flux measurements with predictions on a modern one and 1/2 stage high pressure transonic turbine, ASME Paper GT2004-53478 [R]. New York, USA: ASME, 2004.
- [4] SIEVERDING C H, ARTS T. The VKI compression tube annular cascade facility CT3, ASME Paper 92-GT-336 [R]. New York, USA: ASME, 1992.
- [5] BARRINGER M D, THOLE K A, POLANKA M D. Experimental evaluation of an inlet profile generator for high pressure turbine tests, ASME Paper GT2006-90401 [R]. New York, USA: ASME, 2006.
- [6] BARRINGER M D, THOLE K A, POLANKA M D. Effects of combustor exit profiles on high pressure turbine vane aerodynamics and heat transfer, ASME Paper GT2006-90277 [R]. New York, USA: ASME, 2006.
- [7] 李静美, 赵润民, 王吉南. 用短周期风洞进行涡轮叶片传热实验初探 [J]. 航空动力学报, 1987, 2(2): 18-22.
- LI Jingmei, ZHAO Renmin, WANG Jinan. Turbine blade surface heat transfer measurements in short-duration facility [J]. Journal of Aerospace Power, 1987, 2(2): 18-22.
- [8] 周勇, 赵晓路, 徐建中. 短周期实验台涡轮机匣换热实时测量初探 [J]. 工程热物理学报, 2008, 29(2): 208-212.
- ZHOU Yong, ZHAO Xiaolu, XU Jianzhong. Time-resolved heat transfer measurements on turbine outer endwall in a blow-down transient test facility [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(2): 208-212.
- [9] NEALY A, MIHELIC M S, HYLTON L D, et al. Measurements of heat transfer distribution over the surfaces of highly loaded turbine nozzle guide vanes [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106: 149-158.
- [10] 朱彦伟. 短周期传热风洞气动特性模拟与控制方法研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
- [11] 朱惠人, 成文娟, 李红才. 短周期风洞叶栅瞬态换热实验数据处理 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(6): 1301-1309.
- ZHU Hui ren, CHENG Wenjuan, LI Hongcai. Data processing of blade's transient heat transfer experiment in short duration wind tunnel [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6): 1301-1309.
- [12] OLDFIELD M L G. Impulse response processing of transient heat transfer gauge signals [J]. Turbomach, 2008, 130(2): 021023-1-021023-9.
- [13] GIEL P W, BUNKER R S, FOSSEN G J V, et al. Heat transfer measurements and predictions on a power generation gas turbine blade, ASME Paper 2000-GT-0209 [R]. New York, USA: ASME, 2000.
- [14] 费业泰. 误差理论与数据处理 [M]. 6版. 北京: 机械工业出版社, 2010: 87-120.

(编辑 葛赵青)