

涡轮叶片前腔流动模拟实验研究

北京航空学院 康滢 邱绪光 关雷洋

本文对某一典型涡轮叶片的模拟件(称503)进行了内部流动模拟实验,根据实验结果对模拟件进行了某些结构上的改进(称503-I及503-II),从而使气膜孔流量分布的均匀性得到改善。实验目的是为了了解该叶片前腔内气流流动规律,探索气膜孔流量分布的调控技术,这对冷却空气量更有效的利用很有意义。为了突出内部流动结构本身对流动的影响,本实验暂不考虑叶片外流压力分布的影响,即实验中模拟件处于大气反压之下。

一、实验模型及实验系统

实验模型为三种:503、503-I及503-II,其横剖面见图1,纵剖面见图2。

503的线性尺度为原型的十倍,在保证横截面各腔周界长度与面积比值和原型相同的情况下,将横剖面各腔做成对称型剖面。气流由A腔通过八个矩形冲击孔射入B腔。B腔前缘有17个气膜孔,叶盆和叶背方面各有18个气膜孔,三排孔径大小相同。三种模型气膜孔数目不变。测腔内静压点共19个(A腔9个,B腔10个),位置见图2。

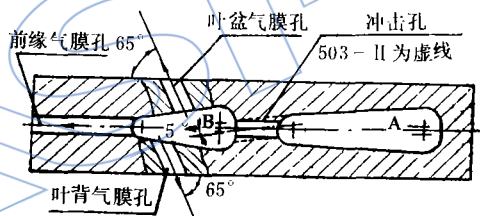


图1 实验模型横剖面

503-I的线性尺度为原型的五倍。依据对503实验结果的分析在结构上作如下改进。(1)冲击孔增至17个,即每一前缘气膜孔对应一个冲击孔;(2)调整了冲击孔与气膜孔的相对位置,冲击孔沿叶高均匀分布,前缘气膜孔中心线m与冲击孔中线n的相对位置由叶根向叶尖分三个区,I区:m在n的下游方向,II区:m与n在同一位置,III区:m在n的上游方向。目的在于取得比503更为均匀的气膜孔流量沿径向的分布。

503-II是在503-I的基础上将冲击孔由正对前缘改为向叶背方向倾斜5°角,目的在于增大叶盆面气膜孔的流量。

实验由贮气罐经减压阀,稳定箱供气。用标准孔板测量气流总流量 G_0 ,用压力扫描阀及紫外线示波器测量并记录A、B腔静压。各气膜孔气流速度 V_i 及由总压管测出气流流出气

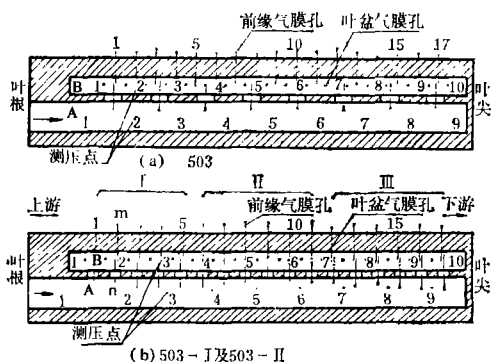


图2 实验模型纵剖面

膜孔后的总压计算而得。第 i 个气膜孔流量 G_i 按 V_i 加权分配总流量 G_0 。而计算得出, 即 $G_i = (V_i / \sum V_i) G_0$ 。

二、实验结果及分析

1. 在三个模型中, A、B腔内壁静压从叶根至叶尖都是不断上升, 规律相同。图3给出503-Ⅱ A、B腔

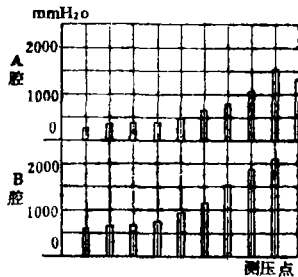


图3 503-Ⅱ A、B腔静压分布
(表压)。 $G_0 = 133.8 \text{ kg/h}$

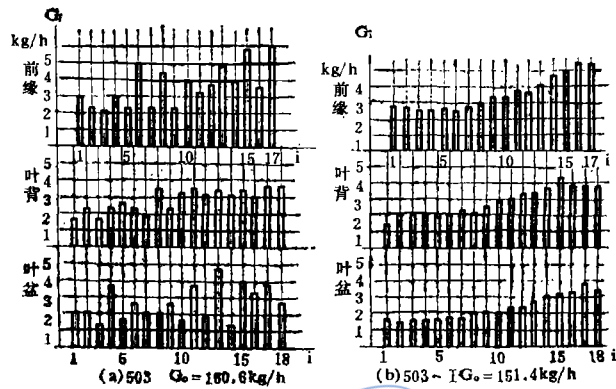


图4 气膜孔流量分布

静压分布。这表明由不断分流引起的流管扩张而使压力上升足以抵偿摩阻引起的压力下降。压力从根到尖的上升将会使叶尖的冷却效果优于叶根, 若再加上叶片旋转的泵压效应则叶根的冷却效果可能更加恶化(所测B腔静压不完全代表该截面平均气流静压, 由于腔内流动结构复杂, 静压将存在复杂的分布)。

2. 对同一模型, 当不断提高总流量时, 其静压分布规律及气膜孔流量的分布规律不变。即复杂通道整个流动结构在实验所用的 Re 数范围内与雷诺数无关, 这说明流动已进入自模区。

3. 503实验结果表明, 气膜孔沿径向位置上的均匀分布并不能达到各气膜孔流量 G_i 的均匀分布, 见图4-(a)。 G_i 由叶根至叶尖的总趋势是增加的。 G_i 的大小除与B腔压力有关外还与下列因素有关:

(1) 前缘气膜孔 G_j 的大小与气膜孔相对位置有关。由图4-(a)看出处于冲击孔下游方向的前缘气膜孔流量相对偏大如1、4、6、8、13、15、17。为了解其原因在503的每个冲击孔内沿叶高安排5个总压测头, 测头正对孔轴线的来流方向, 总压测头感受到的是通过冲击孔的主流在冲击孔轴线方向的分速。此分速分布可表征冲击孔流量分布情况, 见图5。由图中可看出每个冲击孔内气流总压是从叶根至叶尖增加的, 且靠近叶尖的冲击孔总压分布要饱满些, 因而每个冲击孔的流量系数是从根至尖不断提高, 而且通过冲击孔的气流方向不是平行孔轴线而是与孔轴呈一定角度向下游方向偏斜地射至B腔。这就会使在冲击孔下游方向迎着冲击流的气膜孔流量偏大。

(2) 由图4-(a)中看出在叶背及叶盆方面的第5、10、12、14等气膜孔流量, 在叶背的大于在叶盆的, 这可能是由于在不为冲击气流所直接冲击的区域内与气膜孔轴方向和气流冲击后回流方向的夹角 α (见图6)有关, 顺回流方向开的孔($\alpha < 90^\circ$)比逆回流方向($\alpha > 90^\circ$)开的孔流量要大。从三个模型的实验结果看, 由于在叶背和叶盆被直接冲击到的孔少, 靠回

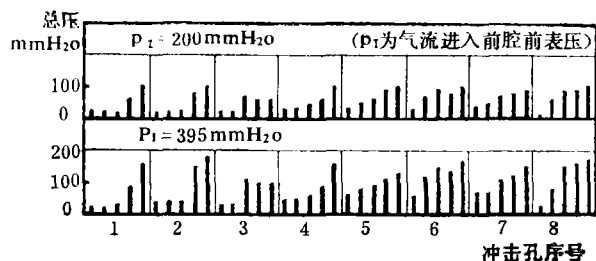


图 5 503模型八个冲击孔中总压(表压)分布

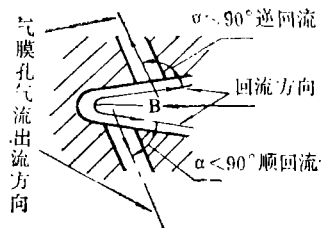


图 6 顺回流及逆回流

表 1 气膜孔流量分配平均比例

模 型	G_Q/G_0 (%)	G_P/G_0 (%)	G_B/G_0 (%)
503	39.3	29.6	31.1
503-I	39.2	27.6	33.2
503-II	38.5	29.5	32.0

流出流的孔多,且在腔内叶背气膜孔靠近前缘,这就使叶背气膜孔总流量 G_B 大于叶盆气膜孔总流量 G_P ,见表1(G_Q 表示前缘气膜孔总流量)。

在实际运行中,由于叶片旋转叶背反压比叶盆反压小,这会使叶背气膜孔流量更大。

4. 503-I 的流量分布见图4-(b)。由图4-(a)和(b)的对比,可看出改进后的503-I 的流量分布的均匀性和规律性有了很大的改善。

5. 503-II 的实验结果表明 $(G_Q + G_P)/G_0$ 的数值较503-I 增加1.2%,又由于对503-II 来说冲击流不正对前缘气膜孔而使 G_Q 减少,因此使 G_P/G_0 数值增加了约2%(见表1),此结果在方向上是如所预期的。因为冲击流偏击在叶背一侧,使冲击流与叶背内表面的夹角变小,从而会提高前缘和叶盆方面的气膜孔总流量。

由以上分析可看出:冲击孔处气流主流偏向下流。若为减少流动损失可考虑将冲击孔轴线向下游方向倾斜一定角度或使冲击孔进口锐角圆化。另外,气膜孔流量大小、分布及分配比例与冲击孔、冲击腔和气膜孔之间的相对位置、形状等几何参数有关,这可能是由于叶片前腔流阻压降主要是在气流进入前腔的入口处(入口处流阻占叶片前腔总流阻的70%至80%以上),因而气膜孔流量对孔前后静压差依赖程度相对减小,而受从冲击孔流出的冲击流动压影响较大。这在叶片设计中应给予必要的重视。

(责任编辑 杨 帆)

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON FLOW IN INTERNAL COOLING STRUCTURE OF TURBINE BLADE LEADING EDGE

Kang Ying, Qiu Xuguang, Guan Leiyang

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The flow in the internal cooling structure of the leading edge of certain real turbine blade was simulated experimentally. It is found that about more than one third of the area of each impingement hole is actually useless, and the flow distribution of the film-cooling holes is remarkably affected by the relative location between the film-cooling holes and the impingement holes.

APPLICATION OF FFT TEST TECHNIQUE TO DYNAMIC CHARACTERISIC ANALYSIS OF STRUCTURE FATIGUE TESTING MACHINE

Gao Jinghai

(Harbin Engine Manufacture Company)

Li Hongren and Fu Peichen

(Harbin Polytechnical University)

Abstract

In application of the FFT test technique, the wide band and sine exciting methods are used for dynamic characteristic analysis and modelling of electro-hydraulic Servo-System in the structure fatigue testing machine. As a result, it is very useful for optimum design, combined regulation and adjustment of the entire system.

EFFECT OF TRANSDUCER MASS ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A REAR BEARING-CASE SYSTEM

Wen Weidong, Chen Wujie, Tian Shufang

(Nanjing Aeronautical Institute)

Abstract

An equivalent method of resonant frequency is provided to determine the magnitude of the required extra mass when an acceleration transducer is applied to measuring the vibrations of an engine instead of velocity transducer without changing the original technical specifications. The effect of the transducer mass on the dynamic characteristics of the rear bearing-case system is investigated. The experiments show that the first several orders of the resonant frequencies and displacement mobility peak values vary to a great extent because of great difference between two transducer masses when the velocity transducer is replaced by the acceleration transducer in measuring the vibrations of the system.