

大弯度可控扩散叶型叶栅槽道中 气体流动的试验研究

燃气涡轮研究所 程荣辉* 仲永兴
西北工业大学 严汝群

【摘要】 本文对一种大弯度可控扩散叶型叶栅槽道和栅后流场进行了测量,并对端壁和叶片表面进行了流动显示。通过研究,对叶栅槽道特别是端部气体流动,旋涡结构以及二次流影响有深入的了解。本文的工作对于改进压气机端部流动条件,发展第二代可控扩散叶型有重要的实际意义。

关键词: 弯度 可控扩散叶型 叶栅

第一代CDA 用于核心截面,可以减缓附面层增长,防止附面层分离。然而,当应用于多级压气机端部截面时将会由于端壁条件所产生的三元影响而受到限制。第二代CDA 设计系统^[1]的基础是一种解析设计模型,核心/端壁综合气动模型,其关键是建立端壁气动模型。端壁模型必须建立在大量压气机端壁流场和叶栅端壁流场测量的基础上。为了开展第二代可控扩散叶型的研究,本文对新设计的大弯度可控扩散叶型叶栅槽道中和栅后流场进行了详细的测量,了解了端部区域流动情况、气流参数在通道中的分布情况,以及二次流对叶栅性能的影响。

1 试验设备和测点分布

吹风试验是在西北工业大学的亚音速平面叶栅风洞上进行的,试验段安装7片叶片。叶栅槽道中和栅后的气流参数用五孔探针测量,探针可以沿轴向(x 向)、槽道方向(y 向)、叶高方向(z 向)移动,以及在 $x-y$ 平面内转动。试验所用叶片叶型是用叶型数值优化设计系统设计的可控扩散叶型。叶片参数如下:弦长 $b=63.4\text{mm}$,稠度 $b/t=1.928$,展弦比 $h/b=1.577$,进口几何角 $\beta_{1k}=64.47^\circ$;出口几何角 $\beta_{2k}=-9.07^\circ$;安装角 $\gamma=28.45^\circ$;叶型弯角 $\Theta=73.54^\circ$ 。

试验测量轴向位置如下:截面1在栅前离前缘 3.7mm 处,叶栅槽道内沿轴向测量6个截面(截面2-7),分别在11.8%、29.4%、47.1%、64.7%、73.5%、91.2%轴向弦长位置。栅后测量两个截面,考虑对称性,只测量从中间截面上端壁半个叶高。槽道内,每一测量线沿 y 向测量10点,栅后 y 向测量15点。

两片测压叶片分别在吸力面和压力面不同叶高位置钻4排测压孔,测量叶片表面压力分布。用钛白粉和滑油混合液涂在叶片表面和端壁有机玻璃盖板上,显示叶片表面和端壁气体流动情况。

2 试验结果及分析

2.1 叶片表面速度分布

叶片表面测压孔分别开在离端壁 5mm、10mm、20mm、50mm 的截面上。图 1 为进口马赫数 $Ma_1 = 0.453$ 、冲角 $i = -3.48^\circ$ 时不同叶高处的叶片表面马赫数分布曲线。从图中可以看出,叶片中间截面负荷大于靠近端壁的截面。5% 叶高处由于深入端壁附面层,负荷很低,马赫数曲线比较平。在靠前缘的区域,负荷沿展向变化较大,而在靠后缘区域变化较小。45% 弦长后吸力面马赫数变化很小,这一变化规律是与吸力面附面层分离情况相联系的。

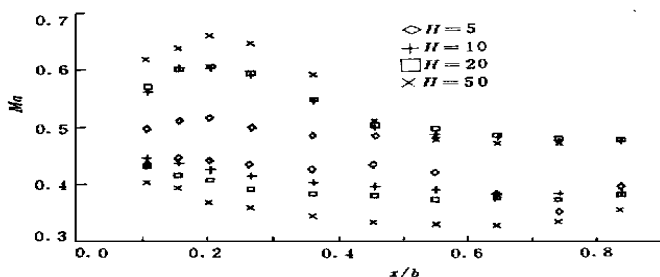


图 1 设计状态下不同叶高处叶片表面 Ma 数分布

2.2 流动显示结果

图 2 为端部流动的显示结果。叶片与端壁盖板之间存在缝隙,可以看出明显的气流从压力面到吸力面的泄漏流动区。在靠近尾缘区域,泄漏流动减弱,主流区气流渗入泄漏流动区,从而使主流动量减小而出现回流,形成泄漏涡。图 3 是吸力面流动的显示结果。引人注目的是

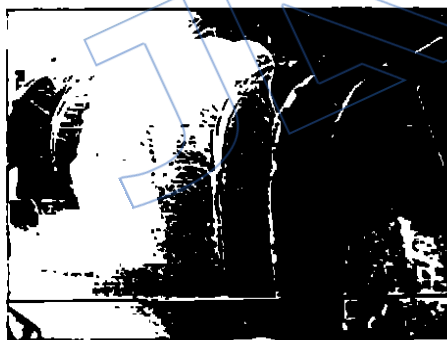


图 2 端部流动显示

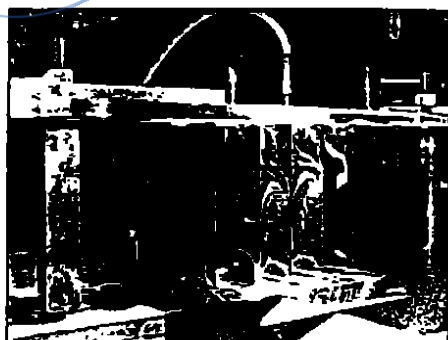


图 3 叶片表面流动显示

吸力面靠近尾缘区域几乎在中间截面附近有一大尺度旋涡。存在这一旋涡的原因是:气流到吸力面尾缘附近已经产生比较严重的分离,这使得压力面尾缘的低动能流体绕过尾缘流向吸力面分离区,形成倒流。由于上端壁盖板和叶片顶部之间有间隙,叶片压力面气流从顶部向吸力面泄漏,这一泄漏流动大大减弱了上端部的倒流。由于上下半个叶高的倒流强弱不同,使上下两部分吸力面气流动能大小不同,下半部的倒流结合气流的径向流动,卷成图中的大尺度旋涡。由于这一旋涡位于中间叶高附近,对叶型性能有较大的影响。

2.3 叶栅槽道中的气体流动

通道涡的产生和发展。图 4(a~c) 分别为第 2、5~7 截面的气流二次速度矢量图。二次速度定义为 $V_{sec} = V - V_m$ 。从各截面二次速矢可看到通道涡的形成和发展。 $x/b_x = 0.118$ 时,端壁

附近气流从压力面向吸力面的流动,这时没有明显的通道涡出现,但已出现形成旋涡的迹象。 $x/b_x=0.647$ 时通道涡基本形成; $x/b_x=0.912$ 时通道涡已经完全形成。从图 4(c) 看到, 通道涡尺度很大, 几乎波及到 30% 叶高处, 这对槽道中气流的影响很大。

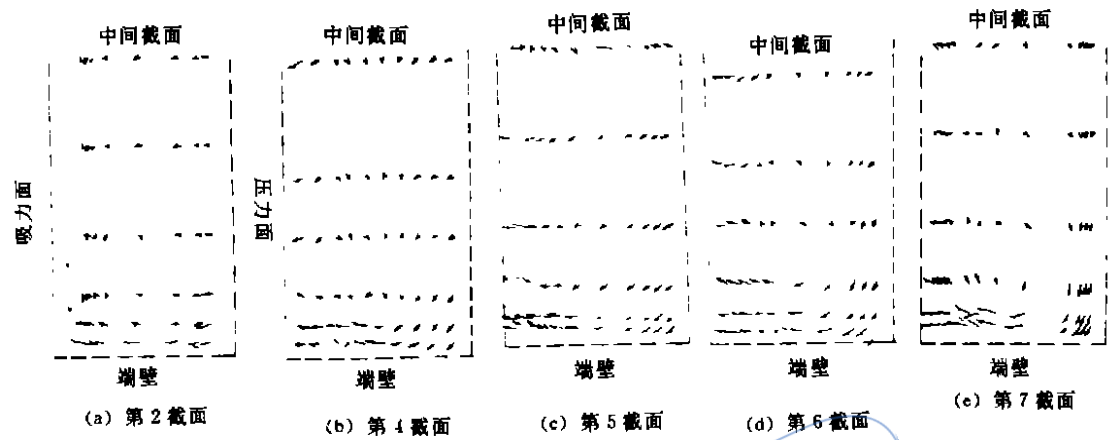


图 4 二次速度矢量图

槽道中气流偏转情况。图 5 为轴向各截面气流转折角展向变化曲线。其中曲线(1)~(5)分别代表第 2~5、7 截面气流转折角 $\Delta\beta$ 沿叶高的变化关系。可以看到, 气流在整个叶高上沿轴向气流转折角都是越来越大。第 2、3 截面, 气流在近端壁出现过转, 但没有出现明显的欠转区域。过转主要是由于端壁附面层的存在而引起的端区横向二次流。第 4 截面除了端壁区气流过转外, 还在稍远离端壁区出现气流欠转, 欠转是由于通道涡引起展向某一区域吸力面向压力面的二次流动引起的, 表明通道涡在这一截面已经形成。第 5、7 截面存在明显的欠转和过转区, 说明通道涡沿轴向在不断发展。从第 4、5、7 截面的过转区和欠转区越来越大, 这是因为通道涡核心沿轴向不断向远离端壁区方向发展, 而且波及范围越来越广。

2.4 栅后气体的流动

图 6 为第 9 截面二次速度矢量图, 图中可以看到明显的通道涡, 表明通道涡在栅后的衰减

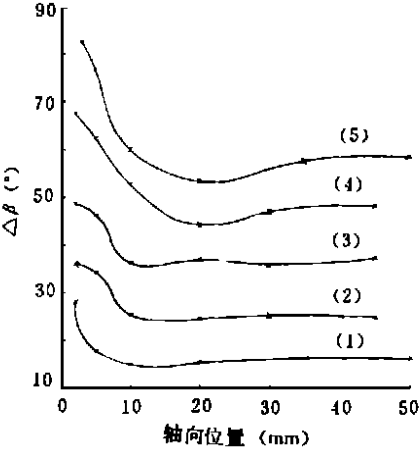


图 5 沿轴向各截面气流转折角展向分布

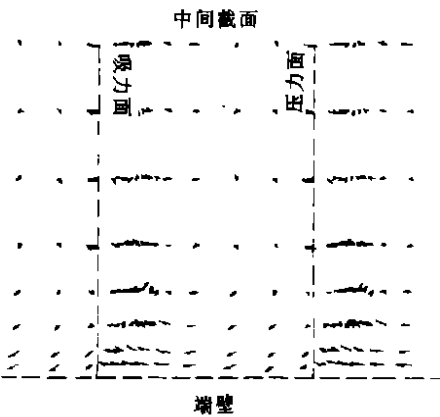


图 6 第 9 截面二次速度矢量

很慢。图 7 为截面 8、9 气流转折角沿展向分布曲线, 气流转折角的值由通道方向各点气流转折角作质量平均而得到。两个截面的变化规律是相同的, 可以看到气流在近端壁区出现过转, 而在稍远离端壁区出现欠转。这一规律与通道涡的存在密切相关, 通道涡使近端壁区气流产生从压力面向吸力面的二次流动, 这使得这一区域气流过转。通道涡使稍远离端壁截面气流产生从吸力面向压力面的二次流动而使气流欠转。图 7 中两条曲线的主要区别有两点: (1) 在截面 8, 气流近端壁区的过转和稍远端壁区的欠转比第 9 截面更加强烈。这是因为栅后气体二次流和主流互相掺混, 使通道涡沿轴向不断衰减, 第 9 截面的通道涡比第 8 截面的通道涡强度减弱, 对气流转折角的影响也减弱。(2) 过转区和欠转区的展向位置不同。第 8 截面的过转区和欠转区比第 9 截面更接近端壁。这是由于栅后通道涡在沿轴向不断衰减的过程中, 同时不断向叶中截面移动。图 8 为第 9 截面质量平均损失系数展向分布规律, 之一变化曲线出现两个

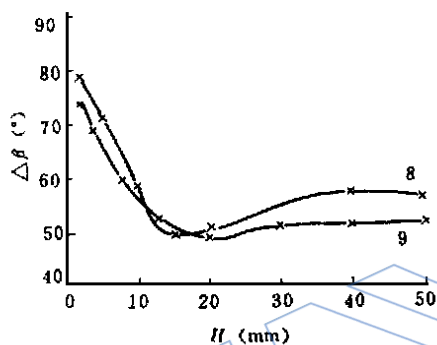


图 7 气流转折角展向分布

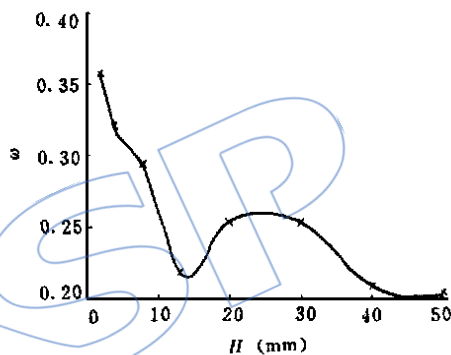


图 8 第 9 截面质量平均总压损失系数展向分布

高损失区。近端壁区越靠近端壁损失越大, 这主要是由于端壁附面层引起的损失包括端壁附面层分离损失, 还有端壁强烈的二次流引起的损失, 这些损失越靠近端壁越大。第 2 个高损失区出现在稍远离端壁区, 主要是因为通道涡损失核心出现在这一区域。图 8 的规律与一般研究结果是基本吻合的, 不同的是, 图中不受二次流影响的二维流动区域很小, 这说明大弯度叶型, 即高负荷叶型叶栅流场二次流场影响到叶片展向大部分区域。

本文主要结论如下: 叶型负荷从叶中到叶端逐渐减小。当叶尖存在间隙时, 气流从叶片压力面向吸力面泄漏流动, 在端壁区的吸力面附近形成泄漏, 泄漏流动区的尾部出现旋涡。叶尖间隙对分离叶栅有一特别的影响, 它使得尾缘吸力面倒流卷成旋涡。由于端壁附面层造成端壁区压力面低动能流体向吸力面堆积而产生通道涡, 通道涡是二次流的主要表现形式。以通道涡损失为主体的二次流损失使叶栅损失展向分布呈现出两个高损失区。通道涡在栅后的衰减比较慢。叶栅气流在近端壁区出现过转, 在离端壁稍远处出现欠转。

参 考 文 献

- Behlke R F. The Development of a Second-Generation of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressors
ASME 85-IGT-9

(责任编辑 魏星禄)

and neglects the existence of cascades and the effects of annulus wall boundary layers, so it aims at calculating the mainstream axial velocity distribution. The calculation of the cascade flow is intended to obtain lift and drag coefficients of cascade airfoil and to calculate the incremental of total enthalpy and entropy across cascades. The calculation of the annulus wall boundary layer provides the blockage effect and the losses caused by annulus wall boundary layer. For obtaining the whole losses of the compressors, the loss models of shoke wave, blade wake and secondary flow/clearance leakage should be coupled with the above mentioned calculations. As examples, the off-design performance curves of compressors have been calculated, one of them gives the effect of the annulus wall boundary layer on the compressor characteristics. Additionally, the axial development of the boundary layer momentum thickness and blockage coefficient are also given. The comparison of calculated curves with the rig test results shows that the errors will be allowable in engineering.

INVESTIGATION OF FLOW S IN A CONTROLLED DIFFUSION AIRFOIL CASCADE PASSAGE

Cheng Ronghui and Zhong Yongxing (Gas Turbine Establishment)

Yun Ruqun (Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT This paper presents the flow measurement in the blade passage and downstream of a high turning controlled diffusion airfoil (CDA) cascade in details and the investigation of flow visualization on the endwall and blade surface. As a result, a thorough comprehension is obtained in respect of the flow in the blade passage especially in the endwall area, the vortex structure and of the effect of endwall boundary layer and secondary flow on the performance of the cascade. It is of great practical value in improving the flow conditions in the endwall area of a compressor and developing the second generation of the controlled diffusion airfoil.

VIBRATION CHARACTERISTICS OF ROTOR SYSTEMS WITH POROUS SQUEEZE FILM DAMPER (PSFD) SUPPORTS

Yan Litang, Zhang Shiping, Li Qihan

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT A Porous Squeeze Film Damper (PSFD) had been developed by the authors based on the normal Squeeze Film Damper (SFD). The outer race of the PSFD is made of permeable metal material. Its permeability allows some of the oil in the clearance of the damper to seep in or out through the outer porous race for remarkable improvement of the squeeze film damping properties. In this paper, the steady state response and the transient response resulted from sudden unbalance in the case of blade loss are investigated for simple rigid rotor and a flexible Jeffcott rotor supported on concentric PSFD or SFD. The nonsynchronous response of the simple rigid rotor is analyzed. The investigations show that the nonlinear vibration characteristics with the cavitated SFD systems such as bistable jump phenomenon, nonsynchronous response and "lock up" at rotor pin-in critical speeds under much high unbalance level are greatly improved or avoided with the PSFD systems. PSFD systems could be operated efficiently at higher shaft speeds and under greater unbalance loads especially under greater sudden loading of blade loss. As a new damper based on SFD, PSFD retains all the advantages of SFD and provides more effective vibration control for the rotor systems.