

文章编号: 1000-8055(2001)03-0256-07

压气机通道端壁附面层区叶片载荷分布研究

周正贵, 吴国钊, 马若龙

(南京航空航天大学 动力工程系, 江苏 南京 210016)

摘要: 为了探索叶片载荷分布对端壁附面层区流动的影响, 设计出3套平面叶栅, 叶片载荷分别趋前、居中和靠后。对于低速流动, 采用实验和三维 Navier-Stokes 方程方法对叶片表面、叶栅出口流场进行了研究。研究表明: 叶片载荷靠后叶片(No. 3)性能较叶片载荷趋前(No. 1)和居中(No. 2)叶片差; No. 2叶片与 No. 1叶片比较, 出口损失小, 但落后角较大, 扩压能力较小; 在进口端壁附面层一定时, 叶片前缘附近的端壁附面层区叶片力亏损变化与叶片力变化呈正相关; 端壁面与叶片吸力面之间构成的角区内角涡, 没有造成靠近后缘端壁附面层区吸力面静压明显下降。

关键词: 端壁附面层; 压气机叶片; 平面叶栅; 流场

中图分类号: V 231. 3;

文献标识码: A

1 引言

在压气机叶片通道内, 端壁附面层内的二次损失(通道涡, 角涡, 分离等)以及端壁面的摩擦损失, 使得此区域为高损失区。因而改善端壁区流动可有效提高压气机效率。对端壁区内叶型的改进是改善端区流动的可能途径之一, 目前国内外在端弯, 前掠等叶型改进方面做了大量研究工作, 如文献[1~3]。本文尝试改变叶型中弧线弯度沿弦向分布以改变叶片载荷分布, 改善端区流动。

2 实验模型设备和测量手段

在来流条件和叶型厚度分布一定的情况下, 叶片载荷沿叶弦方向分布取决于叶型中弧线的弯度分布。设计出3套叶栅, 中弧线最大挠度在叶弦上所处的位置分别靠近前缘、居中和靠近后缘。这样所构造的叶片前部、中间和后部压力面与吸力面压差(即叶片载荷或叶片力)较大, 图1~图3的实验结果也验证了这一点。3种叶型采用相同的厚度分布和中弧线最大挠度数值, 以确保结果的可比较性。叶型中弧线由多圆弧加三次多项式方法生成; 叶型厚度分布由二维反问题叶型优化设计

程序给出, 详见文献[5]。3套叶栅叶片的叶型中弧线具体参数见表1, 表1中百分数为与弦长比。

表1 3种叶型中弧线参数表

叶栅 编号	最大挠度点距 前缘距离/(%)	最大 挠度	前缘角 (°)	后缘角 (°)
No. 1	35	8.6	20	10
No. 2	50	8.6	15	15
No. 3	60	8.6	10	20

每套叶栅由7个叶片组成。叶片弦长150 mm, 叶栅稠度1.60; 展弦比1.03。叶栅进口 Ma 数为0.07, 雷诺数为 2.64×10^5 。进口气流角为 37.7° (与轴向夹角), 攻角为 0° 。叶栅进口截面端壁附面层位移厚度为1.94 mm, 动量损失厚度为1.62 mm, 形状因子为1.2。

为了测量端壁附面层区叶片表面静压分布, 在距叶片一端距离为 $z = 3, 6.5, 11.7, 19.7, 31.5, 49.2, 75.8$ (mm) 7个径向截面分布叶片表面静压孔。每个径向截面32个孔, 叶盆叶背各16个。叶片表面静压由压力扫描阀和倾斜式压力计测量, 测量精度为 $0.25 \text{ mm H}_2\text{O}$ 。栅后势流区总压

收稿日期: 2000- 09- 05; 修订日期: 2000- 11- 13

基金项目: 航空科学基金资助项目(96C52032)

作者简介: 周正贵(1962-), 男, 南京航空航天大学动力工程系副教授, 博士

及气流转角采用三孔探针测量, 探针位移用微机控制。

3 测量和计算结果分析

图1~ 图3为3套叶栅叶片表面中径和叶根截面压力系数 c_p 计算与测量值。图中每套叶栅叶片叶中和叶尖截面压力系数分布形状大致相同, 但叶根截面相对于叶中截面要“削瘦”一些, 这是因为端壁附面层、通道涡及角涡等造成叶根截面扩压能力下降, 即在端壁附面层区叶片载荷下降产生了叶片力亏损。比较3组图形可看出: 随着最大挠度点向后缘移动, 叶片载荷也向后缘移动; 由图3, No. 3叶栅在靠近前缘叶根和叶中吸力面压力大于压力面压力, 因而此叶型压力分布不好。比较图1~ 图3, 在前缘附近, 随着前缘角减小(No. 1叶

栅为 20° , No. 2叶栅为 15° , No. 3叶栅为 10° ; 见表1), 叶片压力面与吸力面压差下降, 当前缘角为 10° 时, 呈负值。前缘角越小, 中弧线在前缘附近曲率越小(极限情况, 前缘角为 0° 曲率为0), 这时吸力面和压力面型线差异越小。在攻角为 0° 时, 前缘附近压力面和吸力面压差越小。上述分析针对孤立叶型, 由于叶栅通道相邻叶片之间流动的相互影响, No. 3叶栅叶片前缘区出现吸力面与压力面压差局部为负。此外, No. 3叶栅在叶根截处, $x/b > 0.8$ 时, 压力测量值近似不变, 因此叶背表面可能发生分离, 但N-S方程计算未能准确预测。

图4~ 图6为叶片表面压力系数分布, 图中给出端壁面至半叶高处的等值线计算与测量值。从上述各图可看出叶片表面压力系数计算与测量值吻合较好。由图4(a)靠近叶片前缘的吸力面存在

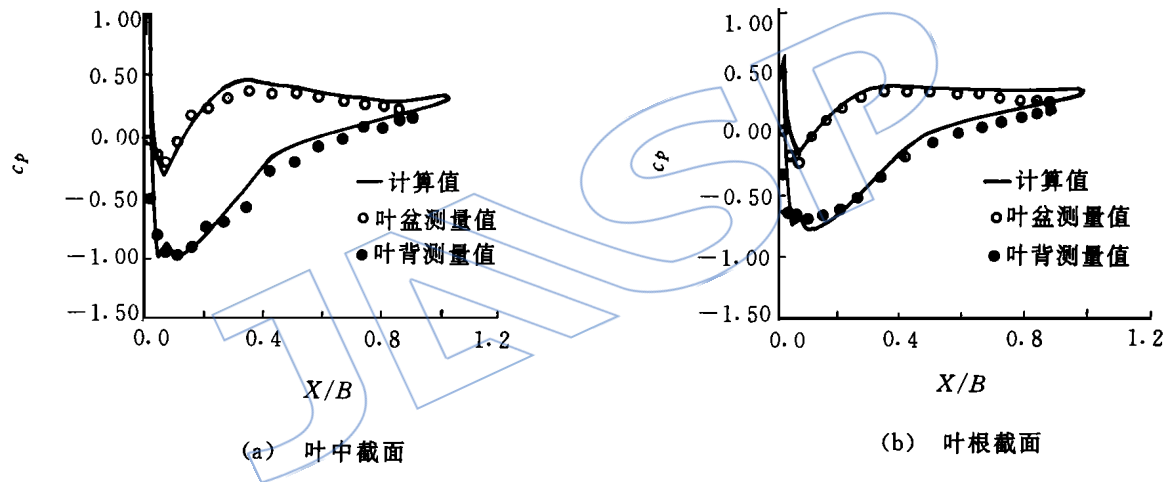


图1 No. 1叶片表面压力分布
Fig 1 No. 1 Blade surface pressure distribution

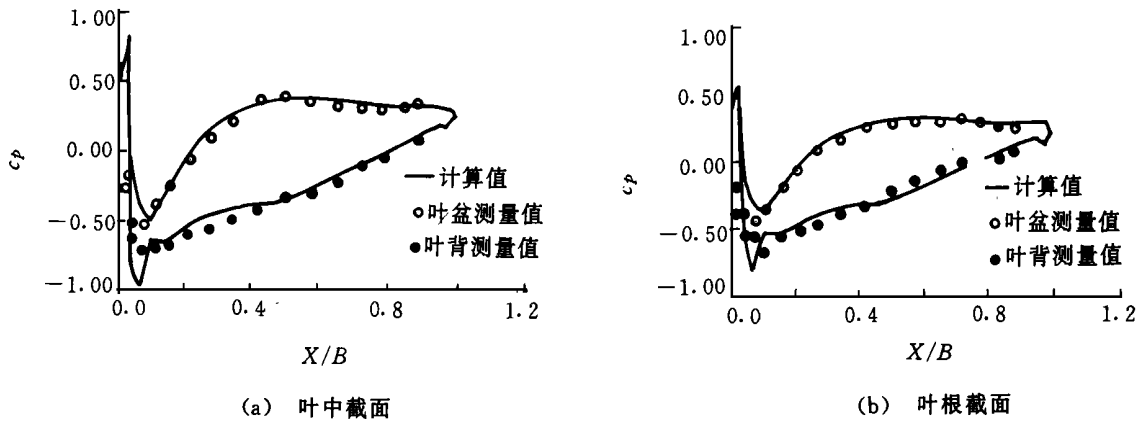


图2 No. 2叶片表面压力分布
Fig 2 No. 2 Blade surface pressure distribution

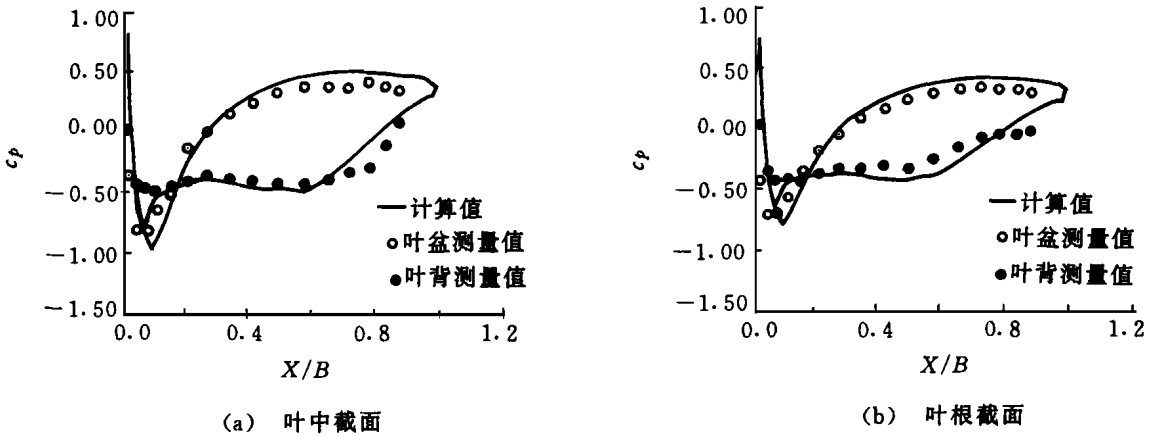


图3 No. 3叶片表面压力分布

Fig 3 No. 3 Blade surface pressure distribution

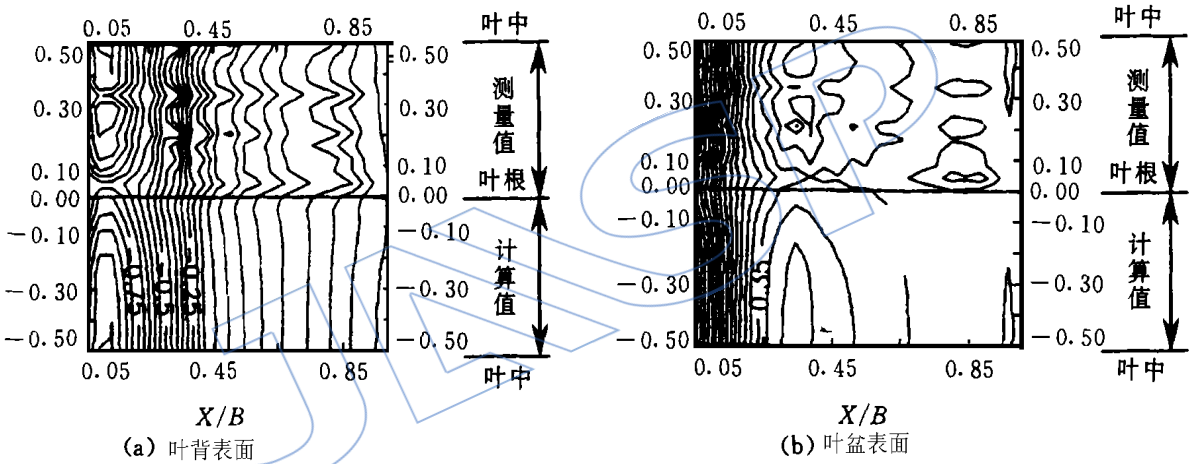


图4 No. 1叶栅叶片表面压力等值线

Fig 4 Pressure contours of No. 1 blade

一由叶根沿径向叶中静压逐渐减小的低压区。由于叶栅进口端壁附面层区速度较势流区低,因而相应的加速减压能力也较势流区低,而叶栅进口截面静压沿径向不变,这样在同一弦向位置,端壁附面层区叶片表面静压大于势流区叶片表面静压,即由叶根沿径向静压逐渐减小,这一区域大约在弦向 $X/B = 0.05 \sim 0.25$ 范围内。而由图4(b),此弦向范围所对应的压力面静压沿径基本不变,因此叶片力由叶中向叶根逐渐减小,即产生了叶片力亏损。图5(a)和(b)也反映出在靠近叶片前缘存在类似叶片力亏损区。图6(a)和(b)显示在靠近叶片前缘压力面和吸力面都存在一由叶根沿径向叶中静压逐渐减小的低压区,这是因为对于No. 3叶栅,在前缘附近压力面型线与吸力面型线差异较小;并且由图3(a)和(b)看出在叶根和叶中截面压力面压力小于吸力面压力,在前缘附近叶片力

为负值,因而前缘附近的叶型超出了实用范围。由上分析可以得出:在实用范围内,叶片前缘附近的端壁附面层区叶片力亏损源于端壁附面层区吸力面局部加速减压能力下降和压力面静压沿径向于不变。可以推测:如果进口端壁附面层一定,在叶片前缘附近吸力面局部加速越大(比如来流攻角加大),则叶片力亏损越大;而此时叶片力自然也会增大。因此,在进口端壁附面层一定时,叶片力增大叶片力亏损增大,反之亦然(即叶片力亏损变化与叶片力变化呈正相关)。

端壁面与叶片吸力面之间构成的角区靠近后缘存在角涡(系),通常涡流区的静压较低,如文献[6]。而本文3组实验在叶片吸力面靠近后缘部份(对于No. 1叶栅在弦向 $X/B = 0.25 \sim 1.0$, No. 2叶栅 $X/B = 0.5 \sim 1.0$, No. 3叶栅 $X/B = 0.65 \sim 1.0$ 范围内),叶根至中径沿径向压力近似不变。

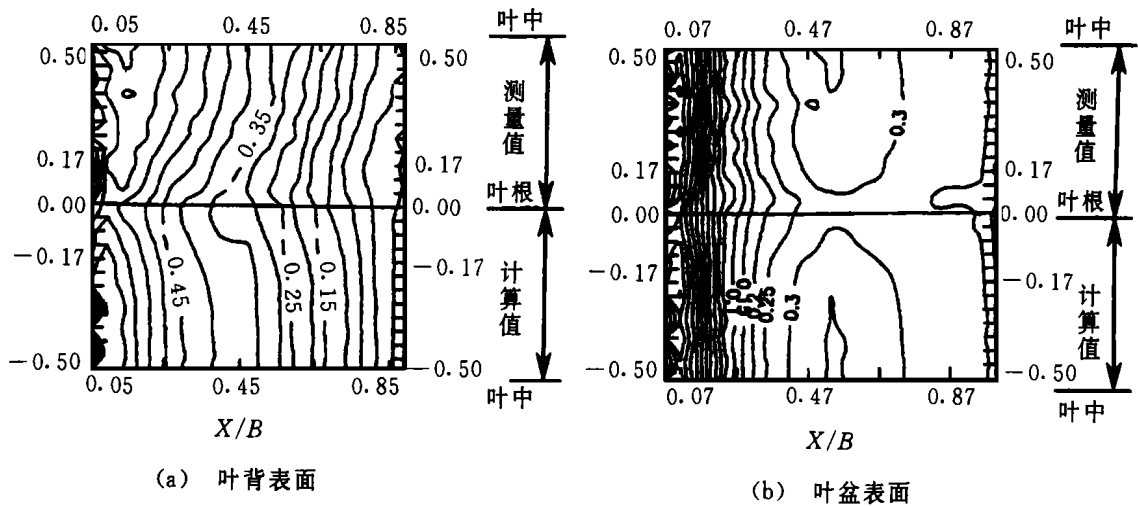


图5 No. 2叶栅叶片表面压力等值线

Fig 5 Pressure contours of No. 2 blade

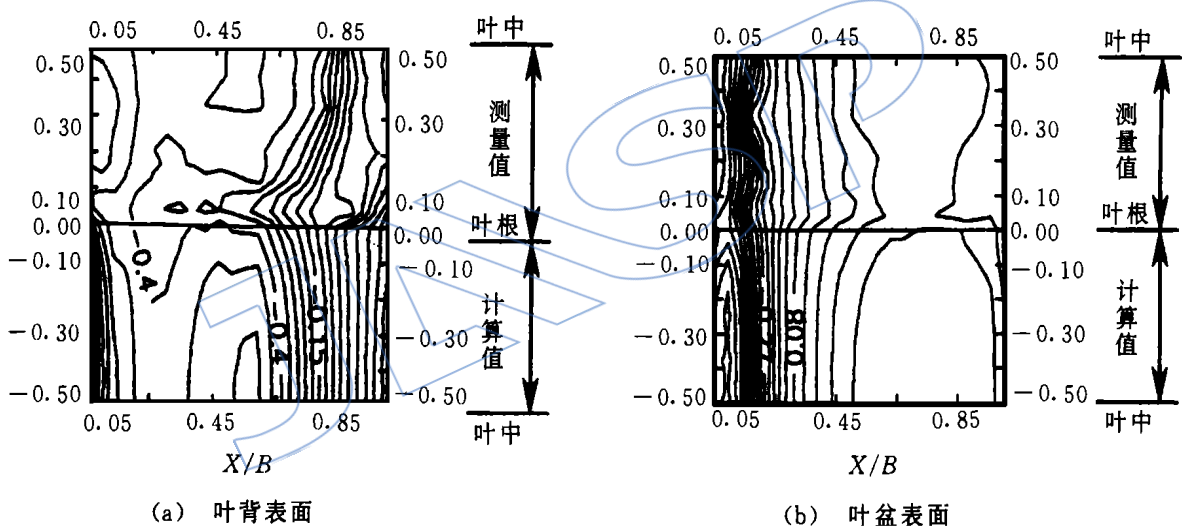


图6 No. 3叶栅叶片表面压力等值线

Fig 6 Pressure contours of No. 3 blade

因此表明角涡没有造成端壁附面层区吸力面静压明显下降。原因可能是本文叶栅叶片弯角较小,形成的角涡强度较弱或角涡远离吸力面。

图7~图9为叶栅出口截面总压损失系数 ω 计算值等值线图,图中 $2Z/H$ 为距端壁面垂直距离/半叶高, Y/T 为距叶片叶背后缘点切向距离/栅距。由图,3套叶栅叶片通道出口总压损失分布形状大致相同;吸力面由于承受较大的逆压梯度,出口截面总压损失比压力面大;吸力面与端壁面构成的角区为总压损失最高区,损失来源于端壁面与吸力面附面层交汇、通道涡输运的低能量流体及二次流等。下列表2中给出3套叶栅出口截面流动参数值。表中质量平均总压损失系数 ω 和二

次流能量 θ_c 可用于衡量叶栅出口总体损失情况; δ 为落后角; H_s , δ^* , θ 分别为主流方向形状参数、位移厚度和动量损失厚度; ω_h 为叶中截面总压损失系数值; p_{out}/p_{in} 为出口与进口截面压比。 H_s , δ^* , θ , ω , θ_c 具体定义式如下:

$$\delta^* = \int \left(1 - \frac{\rho V_s}{\rho_e V_{se}} \right) dz \quad (1)$$

$$\theta = \int \left(1 - \frac{V_s}{V_{se}} \right) \frac{\rho V_s}{\rho_e V_{se}} dz \quad (2)$$

$$H_s = \frac{\delta^*}{\theta} \quad (3)$$

$$\theta_c = \frac{\frac{1}{2} \int_s^2 \int_s^p \rho u_x (u_n^2 + u_z^2) dy dz}{\int_s^2 \int_s^p \rho u_x dy dz} \quad (4)$$

$$\omega = \frac{\frac{1}{2} \int_s^2 \int_s^p u_x \frac{p_{in}^* - p_{out}^*}{0.5 \rho v_{in}^2} dy dz}{\int_s^2 \int_s^p u_x dy dz} \quad (5)$$

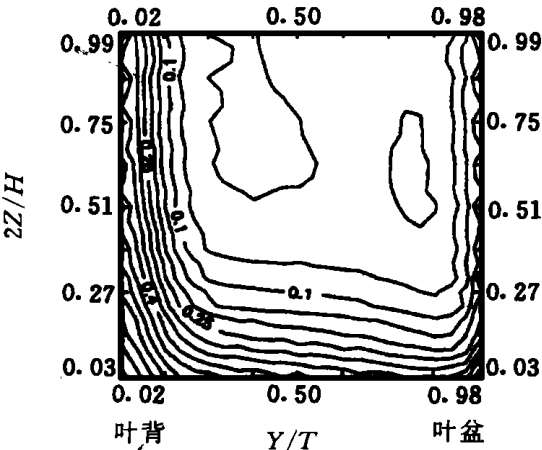


图7 No. 1叶栅出口总压损失系数等值线
Fig. 7 Total pressure loss contours at No. 1 cascade outlet

由表2, 叶栅扩压比、叶栅出口势流区落后角、总压损失系数计算与实测值吻合较好。由此表No. 3叶栅损失最大, 落后角 δ 最大, 而扩压度最小。由此结合前面叶片表面压力分布, 可认为No. 3叶型性能最差, No. 1和No. 2叶型性能各有利弊。No. 1叶栅出口截面总压损失, 二次流动能 θ_c , 流向位移厚度 δ^* , 动量损失厚度 θ 都比No. 2叶栅大, 但落后角比No. 2小, 且扩压度比No. 2大。No. 1和No. 2叶栅数据反映落后角变化与损失变化的不一致性, 即落后角增大损失并不一定也增大。落后角不仅与叶片表面附面层流

动有关, 而且与势流区流动有关。表2数据表明, 叶片载荷后移, 落后角增大。因为叶片载荷后移, 意味着流经叶片通道的气流发生较大转折的位置后移, 这样转折后气流经过比较短的流程流出叶片通道, 由于流体(尤其是势流区流体)的惯性而

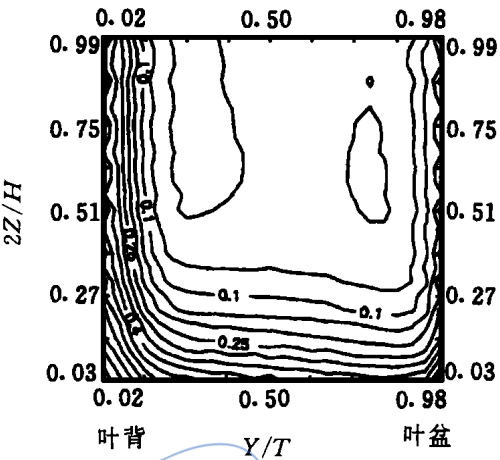


图8 No. 2叶栅出口总压损失系数等值线
Fig. 8 Total pressure loss contours at No. 2 cascade outlet

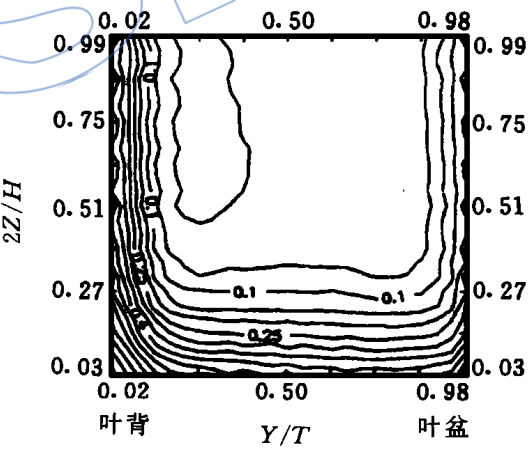


图9 No. 3叶栅出口总压损失系数等值线
Fig. 9 Total pressure loss contours at No. 3 cascade outlet

表2 3套叶栅出口截面计算和测量流动参数值

叶栅序号	数值	ω	$\theta_c / (\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2)$	$\delta / (^\circ)$	H_s	δ^* / mm	θ / mm	ω_h	p_{out} / p_{in}
No. 1	计算值	0.208	47.97	1.94	1.34	0.92	0.68	0.047	1.0068
	测量值			2.50				0.045	1.0069
No. 2	计算值	0.197	43.36	4.13	1.36	0.82	0.66	0.040	1.0061
	测量值			4.32				0.039	1.0061
No. 3	计算值	0.210	52.79	6.96	1.40	0.91	0.65	0.045	1.0056
	测量值			6.66				0.041	1.0054

使落后角增大。载荷居中(N o. 2叶栅)总压损失比载荷超前(N o. 1叶栅)和载荷靠后(N o. 3叶栅)小。总压损失主要取决于叶背附面层。当载荷超前时,附面层在叶片前部迅速增厚,再经历较长流程进一步发展;当载荷靠后时,附面层经历较长流程的发展,这时附面层内动量较低,再进行减速增压。二种情况在叶栅出口可能都会产生较厚的叶背附面层,进而产生较大的损失。

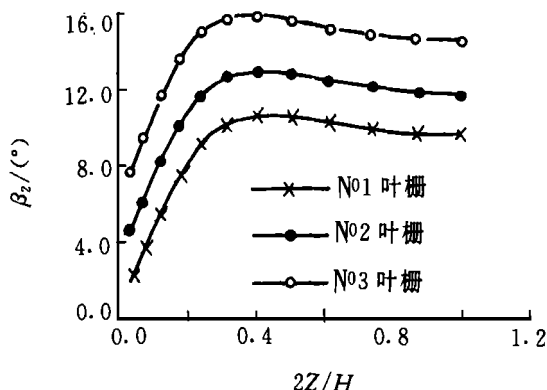


图10 3套叶栅出口气流角

Fig. 10 Flow angles at the three cascade outlets

图10为3套叶栅出口截面栅距方向平均气流角(与轴向夹角)沿叶高分布。由图可看出,由于通道二次涡在 $2Z/H$ (距端壁面距离/半叶高)为0.3~0.4范围内气流发生亏转,即此范围出口气流角大于势流区出口气流角;而 $2Z/H < 0.3$ 时,出口气流角过转。

4 结 论

根据低速流实验和计算分析可得: (1) 计算

预测比较可靠, 计算结果可用于对端壁区流动的分析; (2) 叶片载荷靠后叶片(N o. 3)性能较叶片载荷超前(N o. 1)和居中(N o. 2)叶片差, 不宜选用; N o. 2叶片与N o. 1叶片比较, 出口损失小, 但落后角较大, 扩压能力较小; (3) 在进口端壁附面层一定时, 叶片前缘附近的端壁附面层区叶片力亏损变化与叶片力变化呈相正关; 端壁面与叶片吸力面之间构成的角区内角涡没有造成靠近后缘端壁附面层区吸力面静压明显下降; (4) 叶型中弧线最大挠度点在叶中附近涡强度为最小。

参考文献

- [1] Weiss A P, Footner L. The Influence of Load Distribution on Secondary Flow in Straight Turbine Cascades[J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(1):.
- [2] 胡兵. 压气机端弯叶片研究[D]. 南京航空航天大学, 1991.
- [3] Wright T. Blade Sweep for Low-Speed Axial Fans[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2):.
- [4] 陶德平等. 压气机二次流及其控制[J]. 航空学报, 1990, 5(3):.
- [5] 周正贵. 压气机叶片端壁附面层区叶型优化设计[D]. 南京航空航天大学, 2000.
- [6] Storer J A, Cumpsty N A. Tip Leakage Flow in Axial Compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113:.
- [7] Liamis N, Couaillier V. Unsteady Euler and Navier-Stokes Flow Simulation with an Implicit Runge-Kutta Method[C]. 2th European Conference-ECCOMAS 94, Stuttgart, 1994.
- [8] Couaillier V. CFD in Turbomachinery for Compressible Flows: A State of the Art Review [C]. VDI/GET 1st European Conference Turbomachinery-Fluid Dynamic and Thermodynamic Aspects, Nuremberg, 1995.

(责任编辑 杨再荣)

Investigation on Compressor Blade Load Distribution in Endwall Regions

ZHOU Zheng-gui, WU Guo-chuan

(Power Engineering Dept., Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract In order to find out the effects of blade load distribution on the flow in endwall boundary layers, three sets of planar cascades were designed, in which the blade loads tending to blade front, middle and rear parts, are numbered as No. 1, No. 2 and No. 3 respectively. The static pressure on the blades and the cascade outlet flow fields are investigated by experiments and three dimensional Navier-Stokes equation methods. The following conclusions were drawn: The performance of the No. cascade # 3 is inferior to that of 2 cascades # 1 and # 2; In the endwall region of cascade # 2, the flow outlet loss is smaller but the deviation angles are larger and the pressure elevating ability is weaker than those of cascade # 1; In a given inlet endwall boundary layer, the variation of the blade force defect is positively correlative to the blade force variation; In the corner region formed by the blade suction surface and the endwall, corner vortex does not induce obvious decrease of pressure on the suction surface of blade rear part in the endwall region; The outlet vortex strength of cascade # 2 is smallest.

Key words end-wall boundary; layer; compressor blades; planar cascade; flow fields