

变弯度叶栅的试验研究

刘占民 赵凤声 牟尚军 惠兆森

(哈尔滨船舶锅炉轮机研究所)

〔摘要〕 对有缝隙的和无缝隙的变尾缘叶栅与变弯度叶栅进行了系统试验研究,取得了这种叶栅的气流转折角和损失以及落后角的变化规律。证实压气机变弯度叶栅可在较小的能量损失下实现较大的气流转折角,其工作特性比可转导叶明显优越。推荐的叶栅构型及其几何参数值可供设计直接使用,它是改善压气机调节性能,防止喘振,扩大稳定工作范围的行之有效的办法。

关键词 压气机 叶栅 试验研究

符 号

θ 叶型几何弯角 ($^{\circ}$)

b 叶型弦长 (mm)

b_1 尾缘弦长 (mm)

b_1/b 相对尾缘弦长

t 栅距

b/t 稠度

γ 安装角 ($^{\circ}$)

β_{1B} 几何进口角 ($^{\circ}$)

β_{2B} 几何出口角 ($^{\circ}$)

α 叶栅尾缘转角 ($^{\circ}$)

M 马赫数

i 冲角 ($^{\circ}$)

δ 落后角 ($^{\circ}$)

β 气流角 ($^{\circ}$)

$\Delta\beta$ 气流转折角 ($^{\circ}$)

ζ 全压损失系数

p 静压

p_0 全压

c_p 压力系数

下标

1 叶栅前

2 叶栅后

m 平均

Cr 临界

公式

$$(1) \quad \zeta = (P_{01} - P_{02})_m / (P_{01} - P_1)$$

$$\text{式中} \quad (P_{01} - P_{02})_m = \frac{1}{t} \sum_{i=1}^t (P_{01} - P_{02})_i \Delta t$$

$$(2) \quad \Delta\beta = \beta_{2m} - \beta_1$$

$$\text{式中} \quad \beta_{2m} = \frac{1}{t} \sum_{i=1}^t \beta_{2i} \Delta t$$

$$(3) \quad C_p = (P_i - P_1) / (P_{01} - P_1)$$

1 前 言

在轴流式压气机常用的防喘方法中,可调导叶是有效的防喘方法之一。该防喘法自40年代末提出至今,已在航空、舰船及各种陆用燃气轮机的轴流式压气机中广为采用。采用可调导叶的优点是能够使出口气流方向满足后排叶栅对进口气流方向的要求,因而使发动机在巡航工况下长期稳定工作。它解决了低速下发动机的起动和加速性问题,解决了中速区压气机喘振问题。对于增加喘振裕度和扩大稳定工作范围,可调导叶起了重要作用。它在气动上存在的问题是:导叶的进口气流条件较差,进口导叶前缘处过大的气流攻角会导致气流损失增大,因而抵消了一部分因调转导叶而获得的效率;过大的气

收稿日期 1990-11-06

本文联系人 刘占民 150036

流攻角对进口流场的均匀性和气流的稳定性会带来一定程度的不利影响。随着压气机第一级负荷的不断提高,简单的、固定弯度的可调进口导叶结构,对继续满足压气机稳定、有效的运行来说,已经不太合适。为了进一步改善可调导叶的性能,国外60年代末提出一种新型进口导叶结构^{[1][2][3]},即将导叶分成两部分,或者三部分。叶片的前缘部分固定,后面的部分可以自由转动。这种导叶的优点是能在保证进口气流条件不变的情况下,改变出口气流方向,使其满足后排叶栅进口气流方向的要求。目前,对于变尾缘导叶还缺乏深入、系统的试验研究。哈尔滨船舶锅炉轮机研究所正在研制斯贝改装低压压气机时,拟采用可变尾缘叶栅取代通常使用的进口可转导叶。为探索这种新型叶栅的特性,给设计和调试提供依据,我所首次在平面叶栅风洞上对变尾缘叶栅进行了系统性气动试验研究,取得了有实用价值的结果。试验结果较国外ASME和NASA文献报导的在定性、定量和实用性方面更深入了一步。用可变尾缘叶栅代替可转导叶调节压气机性能,其喘振裕度可增大(4~6)%。本文在文献^[4]的基础上,对多种形式的变尾缘导叶叶栅的几何结构与叶栅的气动性能之间的关系作了进一步试验研究,考察了在变尾缘叶栅上设置多种缝隙对气动性能的影响以及三节变尾缘叶栅的气动性能和结构的合理性。在压气机起动时,实现变弯度的调整机构完全与可转导叶的调整机构相同。变尾缘进口导叶在气动性能上优于可转导叶。用变尾缘进口导叶代替可转导叶,对于改善压气机调节特性和改善压气机防喘性能和扩大稳定工作范围是行之有效的。

2 试验设备和试验方案

试验是在平面叶栅风洞上进行的。该风

洞为连续吹风式,设有抽吸附面层装置,图1和图2分别为风洞试验段和试验用变弯度叶栅的照片。叶栅进口或出口马赫数可达1.0,叶片高度为120 mm,安装叶片数量不小于7个,雷诺数 $Re > 2.5 \times 10^5$ 。气流参数测点与叶栅前、后缘的距离约为叶片弦长的0.8倍。栅后气流压力和方向利用总压和方向三孔复合探针在中央流道沿栅距方向作详细测量,测点间隔为1 mm。采用非定向方法测量,气流角度测量误差为 $\pm 0.25^\circ$,试验叶栅选用10A 40/23·33Π 45叶型,该叶型中线为抛物线,未变弯度时基本叶型的 $\theta = 23 \cdot 33^\circ$, $\beta_{1B} = 88^\circ$, $\beta_{2B} = 68 \cdot 37^\circ$, $\nu = 78^\circ$, $i = -2^\circ$, $\beta_1 = 90^\circ$ 。根据压气机实际运行要求,试验设备和测试方法完全与^[4]相同。进口导叶的最大转角应选为 45° 左右,最小转角应选为 -10° 左右,共需要 55° 左右的转角范围。因此试验中叶型尾缘转角 α 的调节范围定为 -5° 至 45° ,变弯度进口导叶的几何参数构形方式和试验方案见图3。

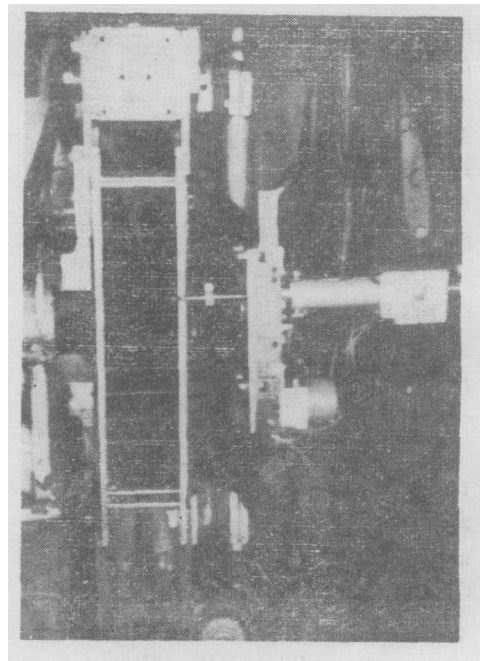


图1 叶栅风洞

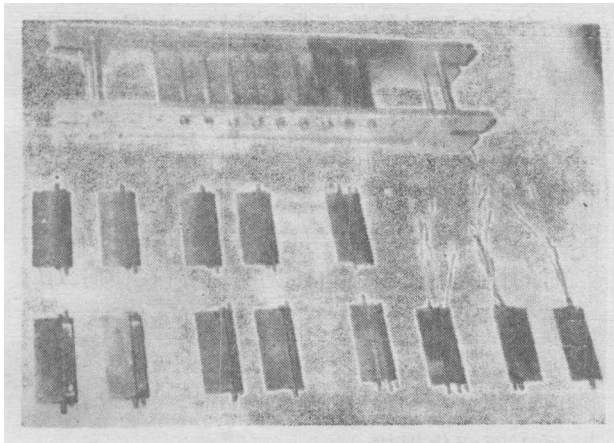


图2 试验叶栅

3 试验结果和讨论

3.1 马赫数影响

图4曲线表明,当来流马赫数 M_1 小于临界马赫数 M_{cr} 时,损失和转角基本不变,当来流马赫数 M_1 大于临界马赫数 M_{cr} 时,损失急剧增大,气流转角 $\Delta\beta$ 呈增大趋势。显而易见

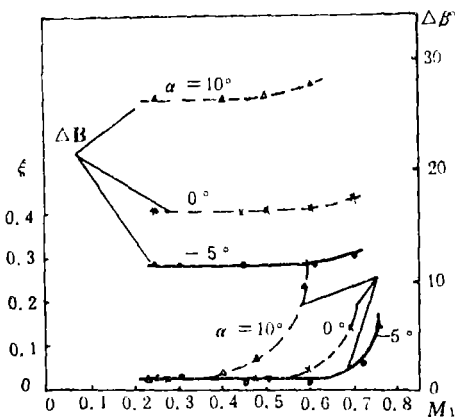


图4 可变尾缘叶栅在 $b_1/b=0.55$,
 $b/t=1, \beta_1=90^\circ, i=-2^\circ$ 时在不同 α 值下 ξ 和 $\Delta\beta$ 随 M_1 的变化曲线

代号	相对尾缘弦长	导叶构形
F	$b_1/\bar{b}=0.55$	
A	0.60	
B	0.65	
C	0.70	
D	0.75	
E	1.00	
B1	0.65	
B2	0.65	
B3	0.65	
B4	0.65	
D1	0.75	
G	$b_1 b_2 b_3 = 58/31/27$	
G1	$b_1 b_2 b_3 = 58/31/27$	

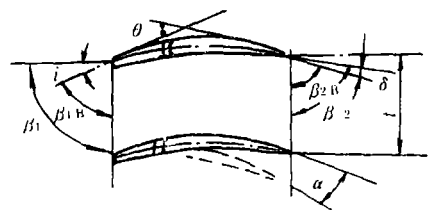


图3 可变弯度进口导叶的构形方式、几何参数和试验方案

见,临界马赫数随尾缘转角 α 增大而减小。在机组运行过程中,起动前,将 α 转至最大,

此时, $M_1 = 0$, 起动时, 随着转数增高, M_1 逐渐增大, 转角 α 逐渐减小, 当 M_1 达到设计工况时, α 转至 0° 。可见, 在压气机整个起动过程中, 变尾缘导叶始终工作在最小损失范围内。在机组试车时, 可依据此图, 总结转角 α 的规律, 使导叶在最小的气流损失下完成导流功能。

3.2 气流转折角和损失系数

3.2.1 变尾缘叶栅

文献[4]中给出了在相对尾缘长度 b_1/b 从 0.55 增大到 1.0 , 稠度 b/t 从 0.75 增加到 1.50 时, 损失系数 ζ 和气流转角 $\Delta\beta$ 随叶型尾缘转角 α 或叶型弯角 θ 而变化的试验曲线。其中 $b_1/b = 0.75$ 时的曲线关系很令人满意, 如图5所示。由图可见, $\Delta\beta$ 和 ζ 随 α 的增大而增大, 并且当 b/t 增大时, $\Delta\beta$ 随 α 增大而增大的趋势加强, ζ 随 α 增大而增大的趋势减弱, $b/t = 1.25$ 时的 $\zeta - \alpha$ 曲线相当平坦。

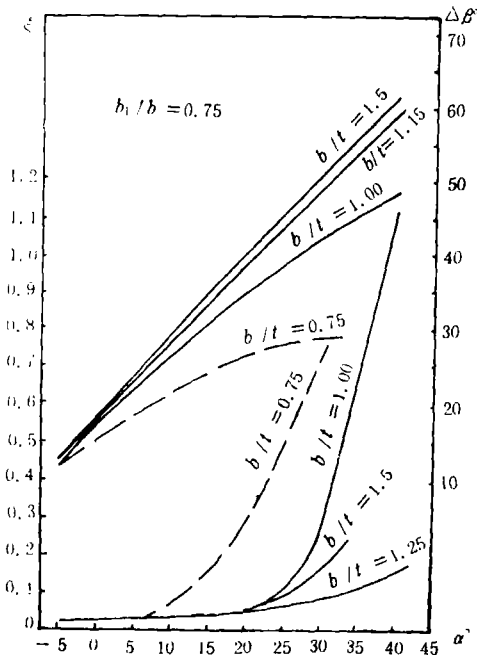


图 5 ζ 、 $\Delta\beta$ 和 b/t 随 α 的变化曲线
 $\beta_1 = 90^\circ, i = -2^\circ, M = 0.28$

叶栅的 ζ 都明显地低于可转导叶的 ζ , 其中 $b_1/b = 0.75$ 时的性能曲线最好。由图8, 9可见, 当 b_1/b 增大时, ζ 随 $\Delta\beta$ 的增大而增大的趋势由强变弱, 当 $b_1/b \geq 0.7$ 时, 变尾缘导叶的 ζ 小于可转导叶的 ζ 。当 $\Delta\beta > 25^\circ$ 时, 可变尾缘的导叶与可转导叶的 ζ 值的差别越来越大。在众多的曲线中, 以 $b/t = 1.25$ 和 $b_1/b = 0.75$ 时的性能曲线为最佳 (见图7), 在任何 $\Delta\beta$ 下它的 ζ 都较小, 尤其是在较大的 $\Delta\beta$ 下, 它的 ζ 值明显地小于其它曲线的 ζ , 在 $\Delta\beta < 20^\circ$ 时, 其 ζ 值不变, 在 $\Delta\beta > 20^\circ$ 时, ζ 和 $\Delta\beta$ 遵循下面变化规律:

$$\zeta = 1.22 \times 10^{-4} (\Delta\beta)^2 - 5.36 \times 10^{-3} \Delta\beta + 0.083$$

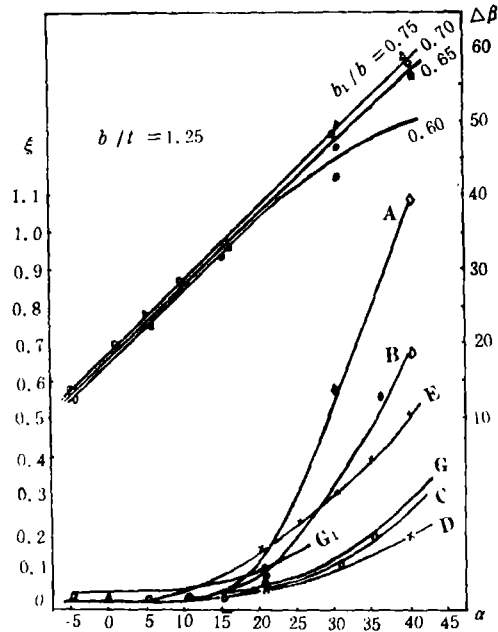


图 6 在不同尾缘相对长度下, ζ 和 $\Delta\beta$ 随 α 的变化
 $M_1 = 0.25, \beta_1 = 90^\circ, i = -2^\circ$

由此可以认为, 选用 $b_1/b = 0.75$ 和 $b/t \geq 1.25$ 的变尾缘叶栅来代替过去常用的可转导叶有明显的优越性。

3.2.2 有缝隙的变尾缘叶栅

我们在变尾缘进口导叶的叶型前缘段和

图 6 表明, 当 $\alpha > 5^\circ$ 后, 有几种变尾缘

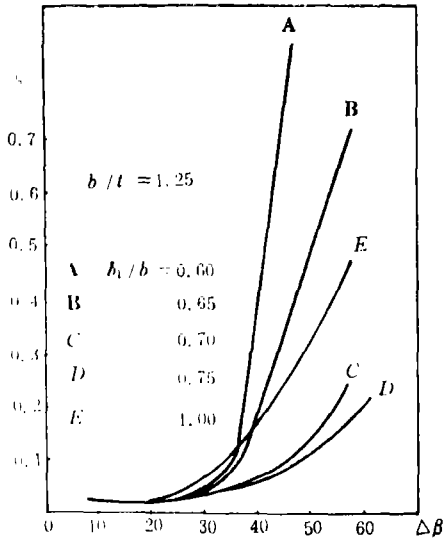


图 7 在可变尾缘叶栅的 b_1/b 值不同时, ξ 随 $\Delta\beta$ 的变化关系

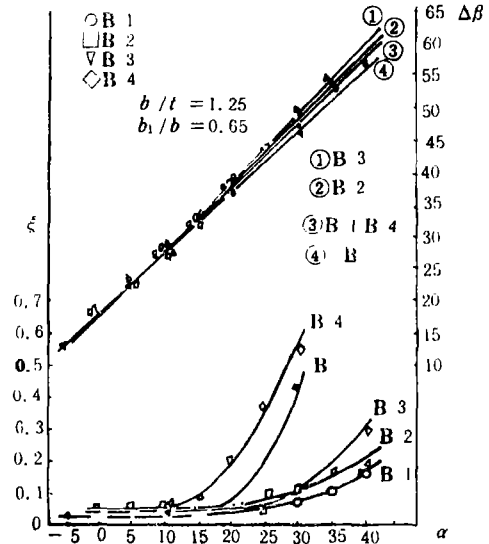


图 9 变尾缘叶栅在不同缝隙形式下 ξ 、 $\Delta\beta$ 随 α 的变化

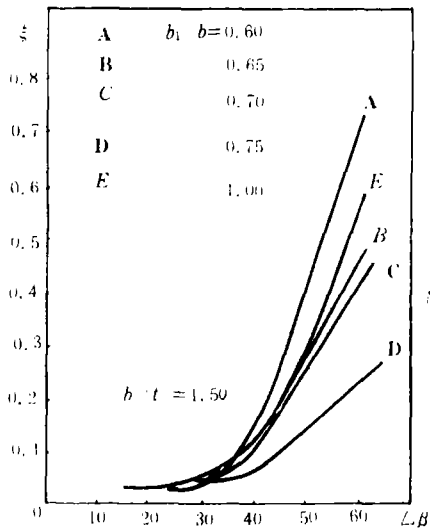


图 8 当 $b/t = 1.5$ 时, 可变尾缘叶栅在不同 b_1/b 值下, ξ 随 $\Delta\beta$ 的变化

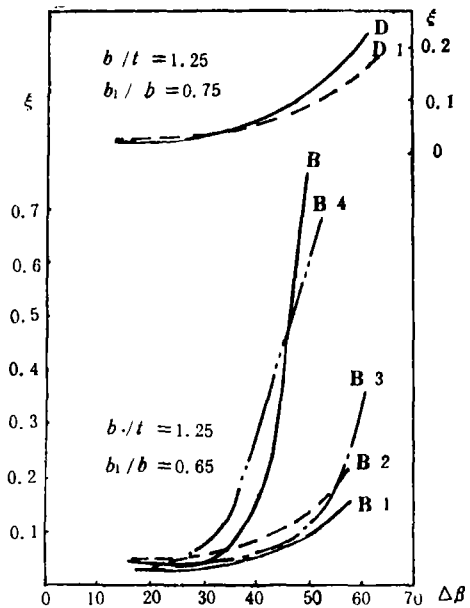


图 10 有缝隙变尾缘叶栅与无缝隙变尾缘叶栅性能比较曲线

叶型后缘段相连接的地方, 开设几种不同形式的缝隙, 称之为变尾缘缝隙叶栅。试图借助叶型正压力面与负压力面之间的压差, 将小部分气流经缝隙自凹面引入凸面, 以便吹薄附面层, 减少损失, 增大气流转折角。

由图 9、10 可见, 有缝隙的变尾缘叶栅的损失与转角性能曲线比无缝时的性能曲线

(见曲线 B) 要好, 能在较小的损失下实现较大的转折角。在有缝叶栅中, B_1 型叶栅 (缝隙最小宽度为 0.2 mm, 前缘段上开缝斜面与叶弦之间的夹角为 56° , 叶型后缘段的前端为圆形) 的性能最好, 其次为 B_2 和 B_3

型。而B₄型的性能则比无缝时要差。

可以认为在已做过的试验中, $b/t = 1.25$ 和 $b_1/b = 0.75$ 时的D₁型的有缝变尾缘叶栅性能最理想。该D₁型导叶的前缘段在开缝处斜面与叶弦之间的夹角为 56°, 后缘段的前端形状为圆形, 缝隙最小宽度为0.5 mm, 试验结果表明, 缝隙的形状、大小对气动性能影响较大。设计时, 要综合考虑缝隙的形状、大小, 恰当选择缝隙位置。

3.2.3 变弯度叶栅

变弯度进口导叶将叶形分为为三段, 即前段、中段和后段。这三段沿原叶型弦线方向的长度比例为 $b_3/b_2/b_1 = 27/31/58$ 。这种导叶在改变叶型弯角时, 叶型中弧线的变化较变尾缘导叶要光滑一些, 因此设想其性能可能要好一些, 但试验结果证明该导叶性能并不理想。由图6可见, 无缝隙的三节变弯度叶栅的曲线 (G) 与 $b_1/b = 0.70$ 的二节变尾

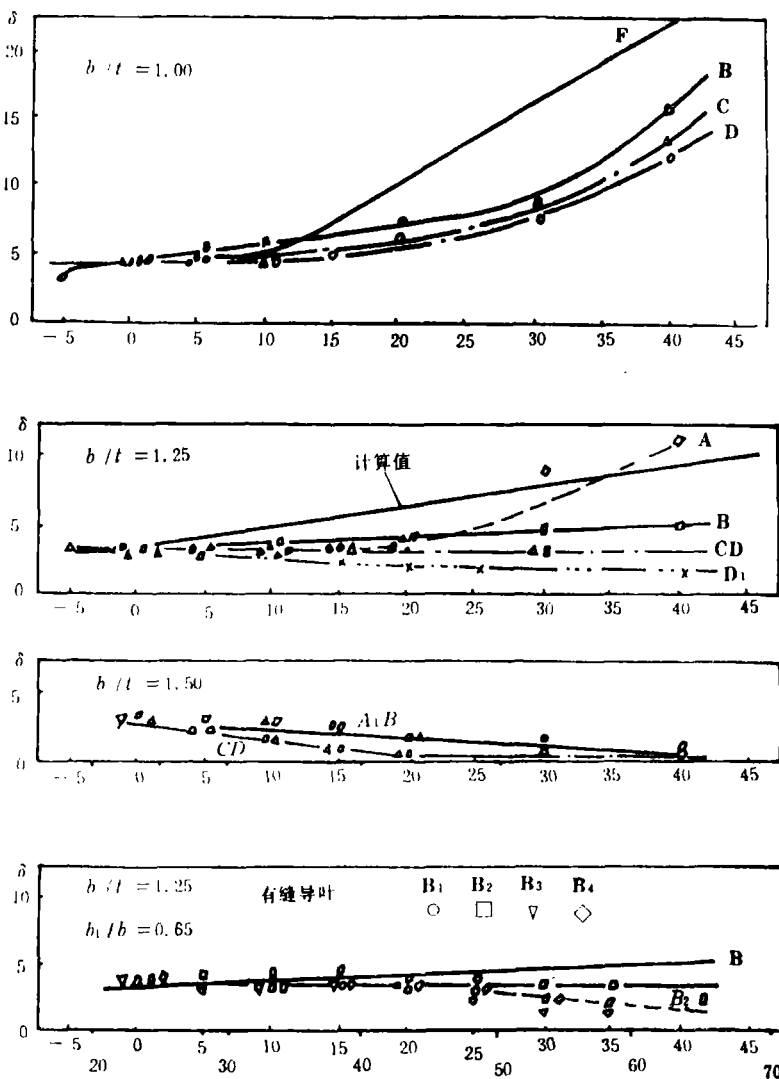


图11 在不同的 b/t 和 b_1/b 下, δ 与 α 或 θ 的试验关系曲线
 $\beta_1 = 90^\circ, i = -2^\circ, M_1 = 0.28$

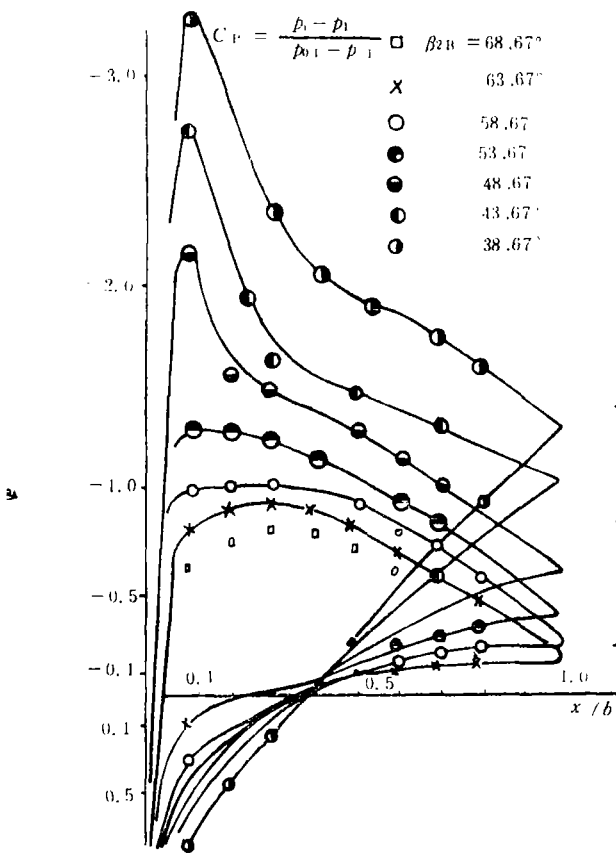


图12 可转导叶型面压力分布

缘叶栅曲线(C)相当,不如D型导叶性能曲线。这是由于在叶型各段连接处的叶型表面有两处不连续,结构较复杂,使制造和安装难于保证设计要求精度,如果制造和安装精度能够满足要求,那么可以得到较为理想的结果。有缝隙的变弯度叶栅的损失(见曲线G₁)也比较偏大。

3.3 落后角

叶栅的落后角反映了叶栅通道的导向能力,通常都随叶型弯角的增大而增大,符合于Carter或Hcwell公式算出的δ变化规律,而可变尾缘叶栅的落后角与叶型弯角的关系有自己特点。

图11表明,当α=0时,在各个b/t值下

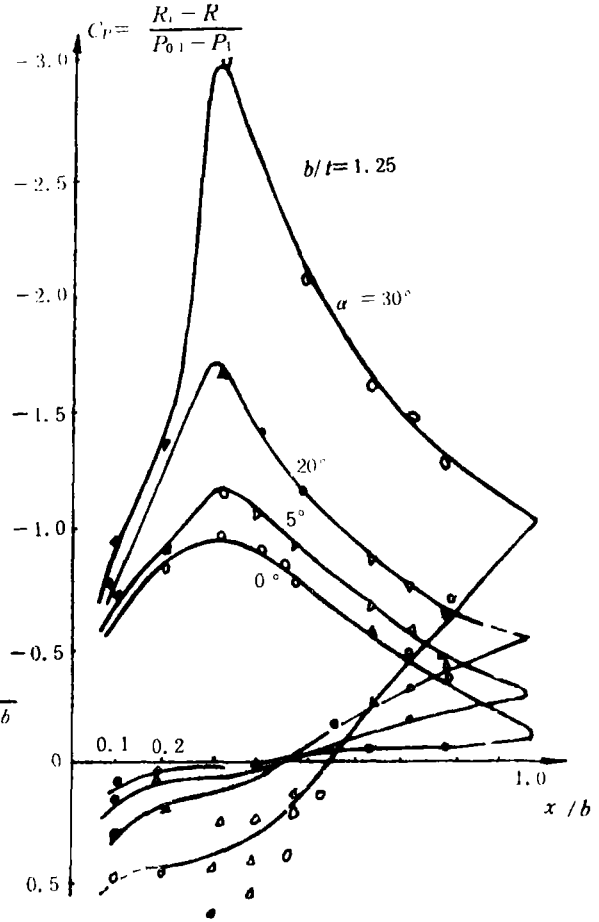


图13 b₁/b=0.70时叶型压力分布

测得的δ值基本上与卡特公式计算值一致, (按δ = m_cθ(t/b)^k, m_c = 0.19, k = 1.0)。由图可见,在b/t = 1.0时,δ随θ增大而增大,δ值增大的幅度随b₁/b值的增大而减小,但是,当稠度和相对尾缘长度增大时,落后角随着叶型弯角的增大而保持不变或减小,例如在b/t = 1.25和b₁/b = 0.70, 0.75时,δ值基本保持不变,不随α变化;在b/t = 1.5时,δ值随α增大呈减小的趋势。有缝隙的叶栅落后角偏小(见图中D₁曲线)。造成这种现象的原因在于变尾缘叶栅通道结构的特殊性。在较大的稠度和较大尾缘长度下,当尾缘转角增大时,不仅收敛度增大,而且由尾缘形成的通道变得窄而长,因这些部分通道对气流方向的控制能力大大增强,于是落后

角减小。这种情况有些近似于长管中的流动，而长管的出口气流方向与长管的轴线相同。图中对有缝隙的变尾缘叶栅的落后角 δ 变化规律作了比较，有缝时的落后角偏小。

3.4 叶型表面压力分布

图12、13、14示出了型面压力分布曲线。可转导叶的型面压力分布表明：随着叶型出口角的减小，由于冲角加大，在叶片背面前端附近的压力系数的尖峰越来越大，压力梯度越来越大，自前缘开始的气流分离越来越强；变尾缘导叶的压力分布表明，叶背上气流分离点向后移动，分离点从叶型尾缘部分的前端开始。

图15对 $b_1/b = 0.70$ 的变尾缘导叶与可转导叶的压力分布作了比较。与可转导叶相对

比，变尾缘导叶在叶背上的压力系数的尖峰点下降，并离开叶型前缘移到后面，压力梯度变化由急剧变缓和，导致损失减小。

4 结论

1. 试验证实，可变尾缘进口导叶可以在较小的损失下实现较大的气流转折角，它的气动性能比可转进口导叶的气动性能明显优越。可用它来代替目前常用的可转导叶。它是改善压气机调节特性，防止喘振，扩大稳定工作范围的行之有效的办法。

2. 变尾缘叶栅的最佳几何参数值宜取相对长度 $b_1/b = 0.75$ 和稠度 $b/t = 1.25$ ，若选取的参数值小于该推荐值时，则性能会越来越差些，甚至于不如可转导叶的性能。

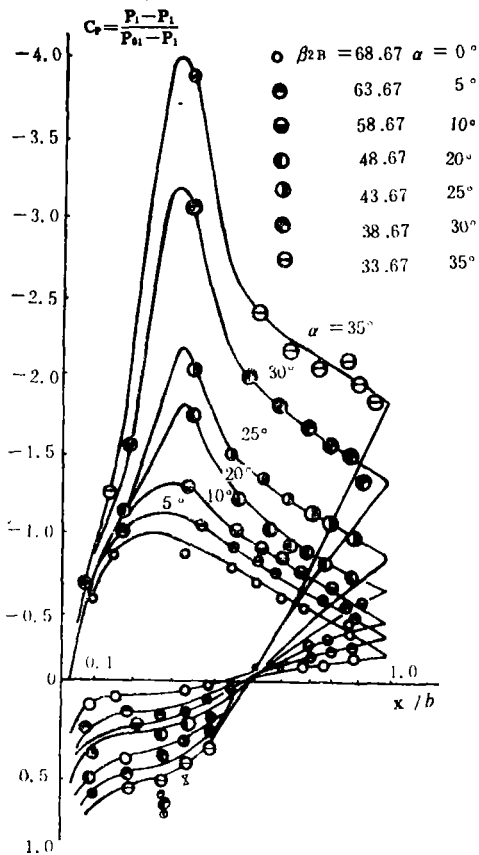


图14 $b_1/b = 0.75$ 时的叶型压力分布

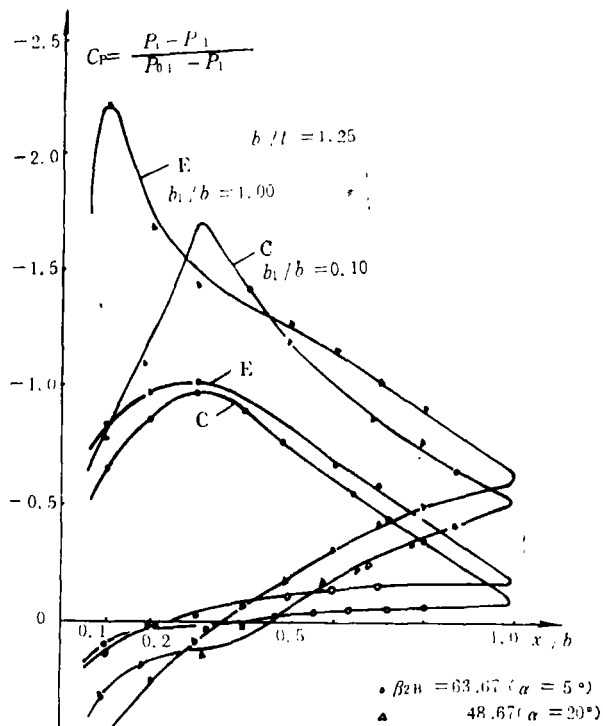


图15 可变尾缘导叶与可转导叶型面压力分布的比较

3. 合理设计变尾缘叶栅的缝隙,可使该叶栅的性能比无缝隙的变尾缘叶栅的性能要好些,是较理想的导叶结构。

4. 变尾缘叶栅的落后角变化有自己的新特点,在稠度大于1的条件下,其落后角在叶型弯角(或尾缘转角)增大时,不是增大而是基本保持不变或有所减小,仅当稠度等于或小于1.0时,落后角呈现增大趋势。

本所闻雪友总工程师对本文工作给予有益的建设和帮助,表示感谢。

参 考 文 献

1 Seroy G K, Kavanagh P. Considerations in the design of variable geometry blading for axial flow compressor stages. NATO Advisory

Group for Aerospace Research and Development, AGARD CP No.34, 1968

2 Jones B A, and others. Single stage experimental evaluation of variable geometry guide vanes and stators. NASA CR 54554,1968

3 Okishi T H, Junkhan G H, Seroy G K. Experimental performance in annular cascade of variable trailing edge flap, axial-flow compressor inlet guide vanes. ASME Gas Turbine Conference and Products Show, 270-GT-106.1970

4 Liu Zhanmin, Zhao Fengsheng, Hui Zhaoseng, Mou Shangjun. An experimental study of cascades with a variable trailing edge. Proceedings of 18th international congress on combustion engines. 5-8 June, 1989

An Experimental Study of Variable Camber Cascades

Liu Zhanmin, Zhao Fengsheng, Mu Shangjun, Hui Zhaoseng

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

This paper presents a systematic and experimental study of variable camber cascades and variable trailing edge ones with and without slots. A variation relationship has been obtained of the flow deflection, flow loss and deviation angles. It is shown that a relatively large flow deflection can result at the cost of a relatively small energy loss by using variable camber compressor cascades and the cascade performance characteristic is markedly superior to that of adjustable guide vanes. The recommended cascade configuration and geometrical data can be readily used for compressor design and may play a significant role in improving its regulation characteristics, preventing compressor surge and securing an enlarged stable operation range.

Key words: *compressor, cascade, experimental study*

(李乡复 编辑)