

径高比和扩张角对叶片最佳倾斜角影响的实验研究*

韩万今 徐文远 王仲奇

(哈尔滨工业大学)

【提要】为了探讨叶片最佳倾斜角对径高比或外壁面扩张角的依赖关系，作者对具有不同倾斜角叶片的环形透平静叶栅做了吹风实验。实验结果表明：最佳倾斜角与径高比或外壁面扩张角之间存在着单调函数关系，即随着径高比或外壁面扩张角的增大，最佳倾斜角增加。采用最佳倾斜角叶片，不仅能有效地控制二次流，而且还能提高气流的作功能力及改善栅后流动特性。

主题词 叶栅 实验研究

符号说明与角标

- | | |
|---|---|
| b ——叶型弦长 | B ——叶型轴向宽度 |
| D ——直径 | x ——测点至轮壳距离 |
| l ——叶高 | \bar{l} ——相对叶高 ($\bar{l} = x/l$) |
| t ——节距 | \bar{t} ——相对节距 ($\bar{t} = t/b$) |
| K ——比热比 | P ——压力 |
| P_a ——大气压力 | ε ——叶片倾斜角 |
| α ——沿周向测量的气流角 | D_n/l ——径高比 |
| \bar{P}_1 ——栅后静压系数 | $\bar{P}_1 = (P_1 - P_a)/(P_0^* - P_a)$ |
| ξ ——当地能量损失系数 | |
| | $\xi = [(P_1/P_1^*)^{\frac{k-1}{k}} - (P_1/P_0^*)^{\frac{k-1}{k}}] / [1 - (P_1/P_0^*)^{\frac{k-1}{k}}]$ |
| σ ——子午面内气流倾斜角或扩张角 | |
| $V_{1u}\gamma_1$ ——倾斜叶片叶栅栅后环量 | |
| $\overline{V_{1u}\gamma_1}$ ——比环量 $\overline{V_{1u}\gamma_1} = (V_{1u}\gamma_1)_{\varepsilon} / (V_{1u}\gamma_1)_0$ | |

* 本文为中国科学院科学基金 1986~1988年资助课题

本文收到日期：初稿1987年4月13日，修改稿5月26日

$(V_{1u}\gamma_1)_0$ —— 径向叶片栅后环量

角标

0 —— 栅前参数

1 —— 测量平面上参数

* —— 滞止参数

h —— 叶根参数

opt —— 最佳值

“—” —— 相对值

m —— 中径处或沿节距平均值

t —— 叶顶参数或质量流量平均值

一、引言

大功率透平的低压级效率特别低而不稳定, 其中一个主要原因是这类级的叶栅径高比较小 ($d_m/l \leq 5$), 在流道内存在着强烈的径向二次流。同时, 由于气流密度的剧烈变化, 通流部分都具有扩张角, 其值常常达到 $30^\circ \sim 40^\circ$, 引起相应端壁横向二次流损失剧增。实验数据表明: 在大开度小径高比环形透平静叶栅中, 由径向和横向二次流引起的端部损失占叶栅总流动损失的70%以上^[1]。在叶片负荷不变条件下, 径向与横向二次流分别与径高比和扩张角有关。径向压力梯度取决于径高比, 而端壁附面层在流道喉部截面以后遇到的扩压段长短及逆压梯度大小依赖于扩张角。因此, 在采用倾斜叶片控制低压级中的二次流损失的时候, 随着叶栅径高比的减小与壁面扩张角的不同, 必须选择相应的最佳倾斜角, 以便有效地减小流动损失, 提高低压级效率。

二、实验模型

为了便于研究, 分别拟订了改变径高比和外壁扩张角的试验模型。对于前者, 实验叶栅由三组具有不同径高比的环形叶栅组成: $D_m/l = 1.9$ 、3 和 5。每一组包括五套具有不同倾斜叶片的叶栅: № 1, 径向叶片; № 2 和 № 3, 正倾斜 10° 和 20° 叶片; № 4 和 № 5, 负倾斜 10° 和 20° 叶片。正倾斜和负倾斜是根据压力面与内壁面之间形成的两面角是锐角还是钝角来区分的。模型的其他几何特性见表 1, 共计 15 套实验叶栅。

改变外壁扩张角的实验模型是采用第二组径高比 $D_m/l = 3$ 的叶栅, 具有每一种倾斜叶片的叶栅外壁分别被制造成下述五种大小的扩张角: (1) $\sigma = 0^\circ$; (2) $\sigma = 10^\circ$; (3) $\sigma = 20^\circ$; (4) $\sigma = 30^\circ$ 和 (5) $\sigma = 40^\circ$ 。共计 25 种实验方案。

实验在哈尔滨工业大学低速环形叶栅风洞上进行。测量面与出口边平行, 并距出口边 10mm 。总压、静压与气流方向沿节距和叶高的分布使用五孔球头测针测量。栅前总压力为 915mm 水柱 (表压), 叶栅出口平均直径处雷诺数 $R_e = 5.2 \times 10^5$ 。

三、实验结果讨论

图 1 表示的是不同径高比 (a) 和不同外壁扩张角叶栅总能量损失系数随倾斜角的变化曲线。由图可见, 对于不同的径高比或扩张角, 存在着不同的对应最小总能量损失系

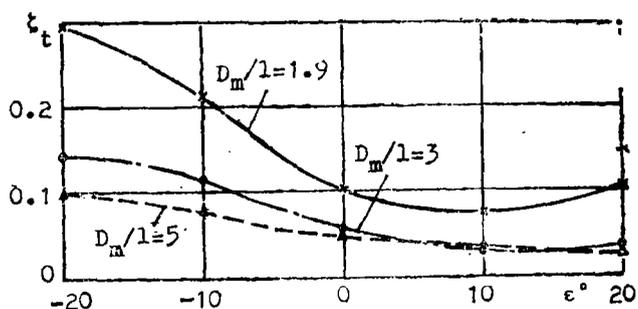
表1 实验模型的几何特性

几何参数名称	第一组	第二组	第三组
径高比 D_m/l	1.9	3	5
外径 D_e	404	404	300
内径 D_h	126	200	200
叶高 l	139	102	50
弦长 b	73	73	73
叶片轴向弦长 B	48.05	48.05	48.05
节距 t_m	0.64	0.72	0.6
叶片数 N	18	18	18
进气角 α_0	90°	90°	90°
几何出气角 α_1	19°	19°	19°
安装角 α_b	41°53'	41°53'	41°53'

效的最佳倾斜角。在本实验条件下,对应 $D_m/l=1.9$ 、3 和 5 三种叶栅的最佳倾斜角分别为 9°、14° 和 20° 左右(图1(a))。对于改变外壁扩张角的叶栅,当 $\sigma=0^\circ$ 、10° 和 20° 时,最佳倾斜角大约是 14°、17.5° 和 20°; 当 $\sigma=30^\circ$ 和 40° 时,最佳倾斜角超过 20°(图1(b))。

最佳倾斜角取决于二次流

- 与叶型损失之和^[8]。对于同一径高比和外壁扩张角叶栅,当叶片倾斜角大于最佳倾斜角时,随着叶片的进一步倾斜,跨叶片截面内叶型偏离最佳形状愈来愈远。因此,在该截面内逆压梯度大加,扩压段加长,同时出口边厚度加宽,引起尾流区扩展。上述变化均引起叶型损失的迅速增加,其结果使

(a) $\sigma=0^\circ$

叶栅总损失增长。当叶片倾斜角小于最佳倾斜角，随着倾斜角的增大，二次流损失降低的速率则大于叶型损失升高的速率。显然，若在叶片倾斜的同时保持跨叶片截面内叶型仍为最佳形状，叶型损失增加的速率就将变慢，最佳倾斜角在数值上可能向增大方向移动，这有待于进一步研究证实。

文献[3]的实验数据表明，对于矩形叶栅叶片的最佳倾斜角大约是 25°。如果把矩形叶栅的径高比看作无穷大，那么它对应的最佳倾斜角可看作环形叶栅最佳斜角极限。最佳倾斜角随径高比的变化表示于图 2。该图说明对于内外壁为圆柱面的小径高比叶栅，最佳倾斜角与径高比成单调函数关系，它的值随

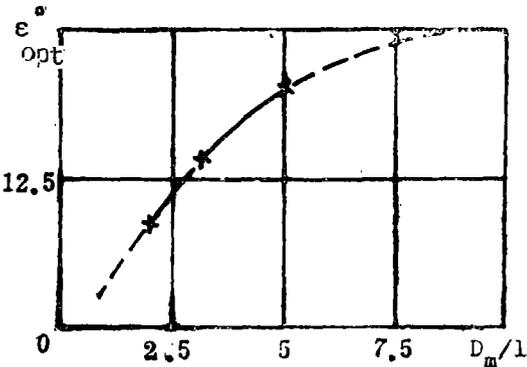
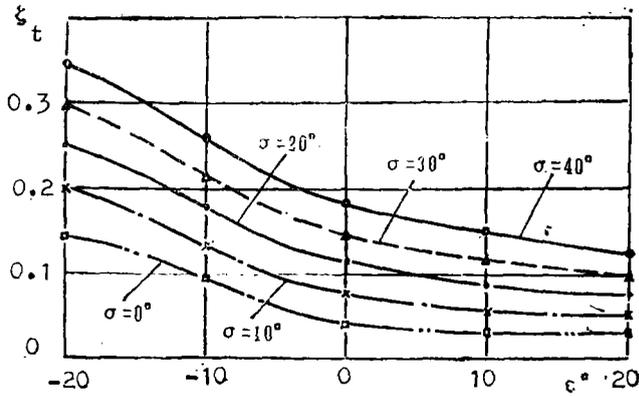


图 2 最佳倾斜角随径高比的变化 ($\sigma = 0^\circ$)

后者的增大而增加。对于径高比不变，外壁扩张角不等的叶栅可以得到类似的结论，即最佳倾斜角是扩张角的单调函数，扩张角的增加引起最佳倾斜角增大。

图 3 是叶栅出口截面静压系数沿叶高的分布。由该图可以推知，对于叶片倾斜角相同的叶栅，随着径高比的减小，径向正压梯度增大，因而径向二次流加剧，低动量气流在轮毂区集聚，使那里的能量损失系数增长得很快(图4(a))。在这种叶栅中径向二次流损失在叶栅总流动损失中占主要比例。此时采用正倾斜叶片，只要具有一定量的正倾斜角，就会使径向正压梯度减小，径向二次流明显减弱。因此，径高比较小时，最佳倾斜角也较小。随着径高比的增大，径向正压梯度减小，径向二次流损失在叶栅总损失中所占比例逐渐下降。而由横向压力梯度引起的端部二次流损失在叶栅总损失中所占比例逐渐增大。当径高比较大时，欲使叶栅总损失明显降低，不仅要清除径向二次流，而且还需将端部附面层部分“吸入”主流区，这样就需要较大的正倾斜角，使得叶片力的径向分力超过离心惯性力，形成径向负压梯度。因而径高比较大，最佳倾斜角也较大。至于谈到径高比相同外壁扩张角变化的情况，由于在叶片倾斜角与转弯角不变的条件下，外壁扩张角增大，并不改变径向二次流的强度，因而只能加剧端部横向二次流。实验叶栅采用的是等截面叶片，叶片对气流的阻塞作用在根部大于顶部，并且在流通内气流转弯



(b) $D_m/l = 3$

图 1 总能量损失系数随倾斜角的变化

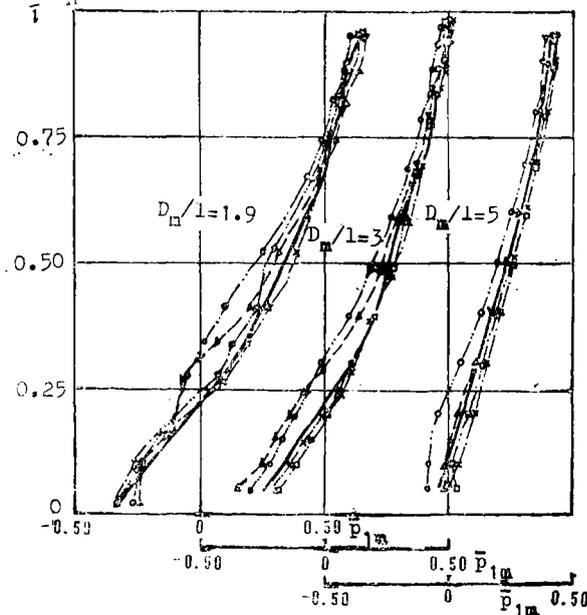


图3 静压系数沿叶高的分布 ($\sigma = 0^\circ$)

— 径向叶片 ×× 正倾斜 10° 叶片 □□ 正倾斜 20° 叶片 $\Delta\Delta$ 负倾斜 10° 叶片
 ○○ 负倾斜 20° 叶片 其余图例同此图

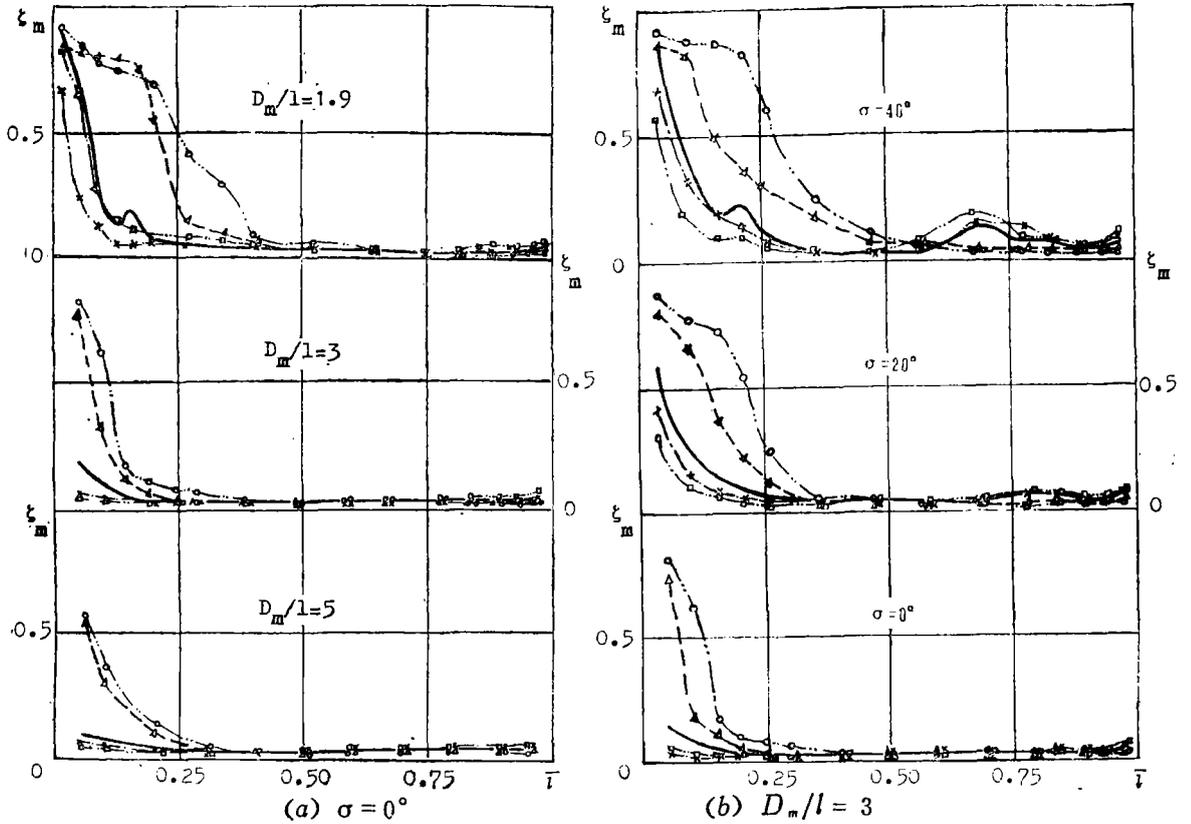


图4 能量损失系数沿叶高的分布

图例同3图

时受离心惯性力作用被甩向外壁方向。因此,流线随外壁扩张角的增大而向上偏斜,使内壁附近压力明显下降,气流在绕流叶片负压面与内壁面形成的两面角时,在喉部截面之后产生的过膨胀度明显增大。结果,延长了叶栅出口扩压段,并增大了逆压梯度,因此内壁附面层迅速增厚,甚至脱流。在横向压力梯度的作用下,增厚或脱流的附面层必然形成强烈的横向二次流,产生很大的端部损失。在外壁具有扩张角的小径高比叶栅中,不仅存在着径向二次流,而且还存在着强烈的横向二次流。由于扩张角增大引起的叶栅能量损失增加的那部分是端部横向二次流损失。因此,在这种情况下欲使叶栅总能量损失显著下降,不仅要消除径向二次流,而且同样需要将根部附面层部分“吸入”主流区,必然存在较大的最佳倾斜角。综上所述,可作如下结论:对于径向二次流损失在叶栅总损失中主要部分的叶栅,最佳倾斜角较小;对于端部横向二次流在叶栅总损失中占主要比例的叶栅,最佳倾斜角最大;而对于既需要控制径向二次流而又需要控制横向二次流的叶栅,最佳倾斜角位于上述两种叶栅之间。由图5我们看到,当 $D_m/l=1.9$ 时,径向二次流很强烈,最佳倾斜角较小,在最佳倾斜角附近,叶栅总损失已明显降低,但轮毂区仍然存在一定范围的高损失区。但当 $D_m/l=5$ 时,最佳倾斜角很大,在最佳倾斜角附近,根部已不存在高损失区。

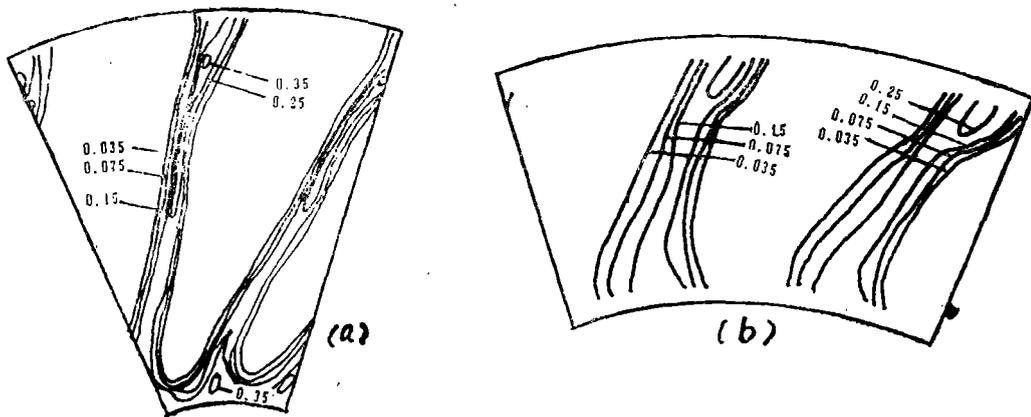


图5 能量损失系数当地值等值线分布
(a) $D_m/l=1.9, \epsilon=10^\circ$ (b) $D_m/l=5, \epsilon=20^\circ$

由图1还可以观察到随径高比的减小(a)或外壁扩张角的增大(b),实验曲线愈来愈陡。这说明采用倾斜叶片控制二次流的作用是随径高比的减小和扩张角的增大而加强。对于 $D_m/l=1.9、3$ 和 5 的叶栅,采用最佳倾斜角叶片,能量损失系数可降低30%、25%和18%左右。同样对于 $\sigma=0^\circ、10^\circ$ 和 20° 叶栅,能量损失系数可下降25%、28%和32%。而在 $\sigma=30^\circ$ 和 40° 时,能量损失系数的下降超过32%。上列数据表明,叶栅径高比越小,壁面扩张角越大,就越有采用倾斜叶片的必要。

无论采用何种倾斜叶片,对于具有相同径高比和扩张外壁的叶栅,栅后静压沿叶高的分布都大致相同(图3)。又一次证明了我们在文献[4]提出的论点:控制栅内二次流的决定因素不是级的反动度,而是流道内,特别是流道后部静压沿叶高的分布。图6表明叶栅出口气流角除根部区域外,几乎与叶片的倾斜无关,尤其是对于正倾斜叶片。如

果在常规径向叶片叶栅的设计中得到了良好的栅后流动,那么不会因为采用了正倾斜叶片特别是最佳倾斜角叶片而破坏栅后的流动特性,而只能改善轮毂区的流动状态。图7表示的是叶栅出口比环量随叶片倾斜角的变化。由图可见,在相应的最佳倾斜角之前,叶栅出口环量随倾斜角的增大而增加。当叶片倾斜角等于最佳倾斜角时,出口环量达到极大值。此后,随倾斜角的增加,出口环量开始降低。我们测得的实验数据表明:当外壁扩张角 $\sigma=0^\circ$ 、 10° 和 20° 时采用最佳倾斜角叶片,与径向叶片比较,出口环量分别提高了1.6%、3.2%和4.8%。当 $\sigma=30^\circ$ 或 40° 时,叶片倾斜角 $\varepsilon=20^\circ$,出口环量分别提高6%或8%。出口环量的增大表明气流作功能力的提高,因此采用最佳倾斜角叶片,既能提高叶栅效率和气流的作功能力,又能改善栅后的流动特性,这对现代高效率高负荷透平级的设计具有十分重要的意义。

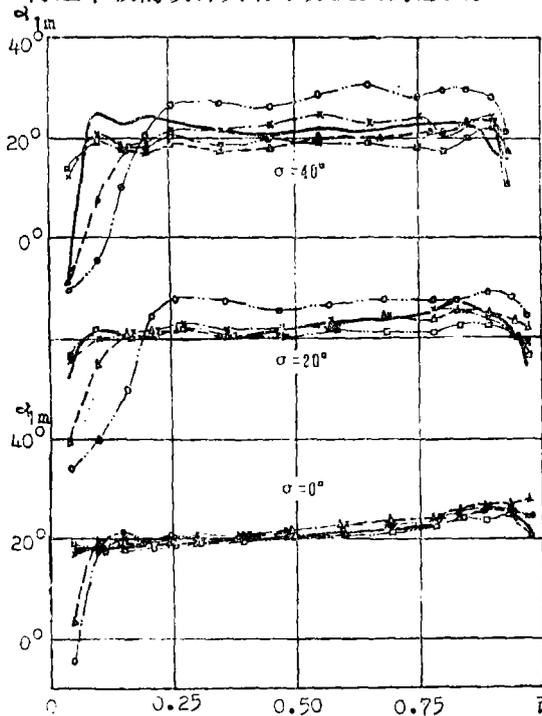


图6 叶栅出口气流角沿叶高的分布
图例同3图

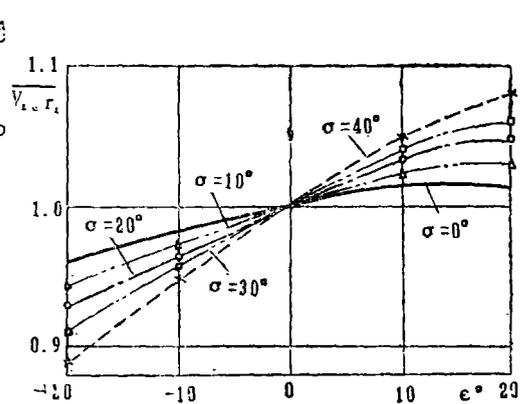


图7 比环量与倾斜角的变化关系

四、结 论

1. 叶栅径高比越小,外壁扩张角越大,叶栅内二次流损失越大,采用正倾斜叶片减小二次流损失的作用越强。
2. 在不同径高比或外壁扩张角叶栅中,存在着不同的叶片最佳倾斜角。在扩张角或径高比不变的条件下,最佳倾斜角是径高比或扩张角的单调函数,它的值随径高比或扩张角的增大而增加。
3. 采用最佳倾斜角叶片不仅能最有效地降低叶栅的能量损失,而且能提高气流的作功能力,改善栅后的流动特性,这非常有利于转子叶片的设计。

参 考 文 献

- [1] Filippov, G.A., and Wang, Z.Q., "The Effect of Flow Twisting on the Characteristics of Guide Rows," Teploenergetika, NO.5, 1964, pp.54—57.(in Russian)
- [2] Wang Zhong-qi, Xu Wen-yuan and Han Wan-jin, An Experimental Investigation into the Influence of the Blade Leaning on the Secondary Flow in Annular Cascades with a Small Diameter-Length Ratio, the ASME Winter Annual Meeting, November 17—22, 1985.
- [3] F.A.E.Breugelmans, Y.Carels, M.Demuth, Influence of Dihedral on the Secondary Flow in a Two Dimensional Compressor Cascades, Trans, ASME, J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Vol.106, No.3, pp.578—584, 1964.
- [4] Wang, Z.Q., Lai, S. K., and Xu, W.Y., "Aerodynamic Calculation of Turbine Stator Cascades with Curvilinear Leaned Blades and Some Experimental Results," Symposium Papers of 5-th ISABE, 1981, pp.30(1)—30(9).

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF
MEAN-DIAMETER BLADE LENGTH RATIO
AND DIVERGENCE ANGLE ON THE
OPTIMUM BLADE LEAN ANGLE

Han Wanjin, Xu Wenyuan, Wang Zhongji

(Harbin Institute of Technology)

Abstract

Through blow-down tests of annular turbine static cascades composed of blades of various lean angles with various mean-diameter blade length ratios or unequal outer wall surface divergence angles authors have studied the variation of optimum lean angles with mean-diameter blade length ratio or outer wall surface divergence angles. Test results have shown that there exists a single-valued functional relationship between optimum lean angle and meandiameter blade length ratio or outer wall surface divergence angle, i.e. with the increase in mean-diameter blade length ratio or outer wall surface-divergence angle there is a corresponding increase in optimum lean angles. The use of blades with optimum lean angles will not only lead to an effective control of secondary flows, but can enhance the capacity of air flows to do work and improve the flow characteristics after cascades.

Key words, cascades, experimental study